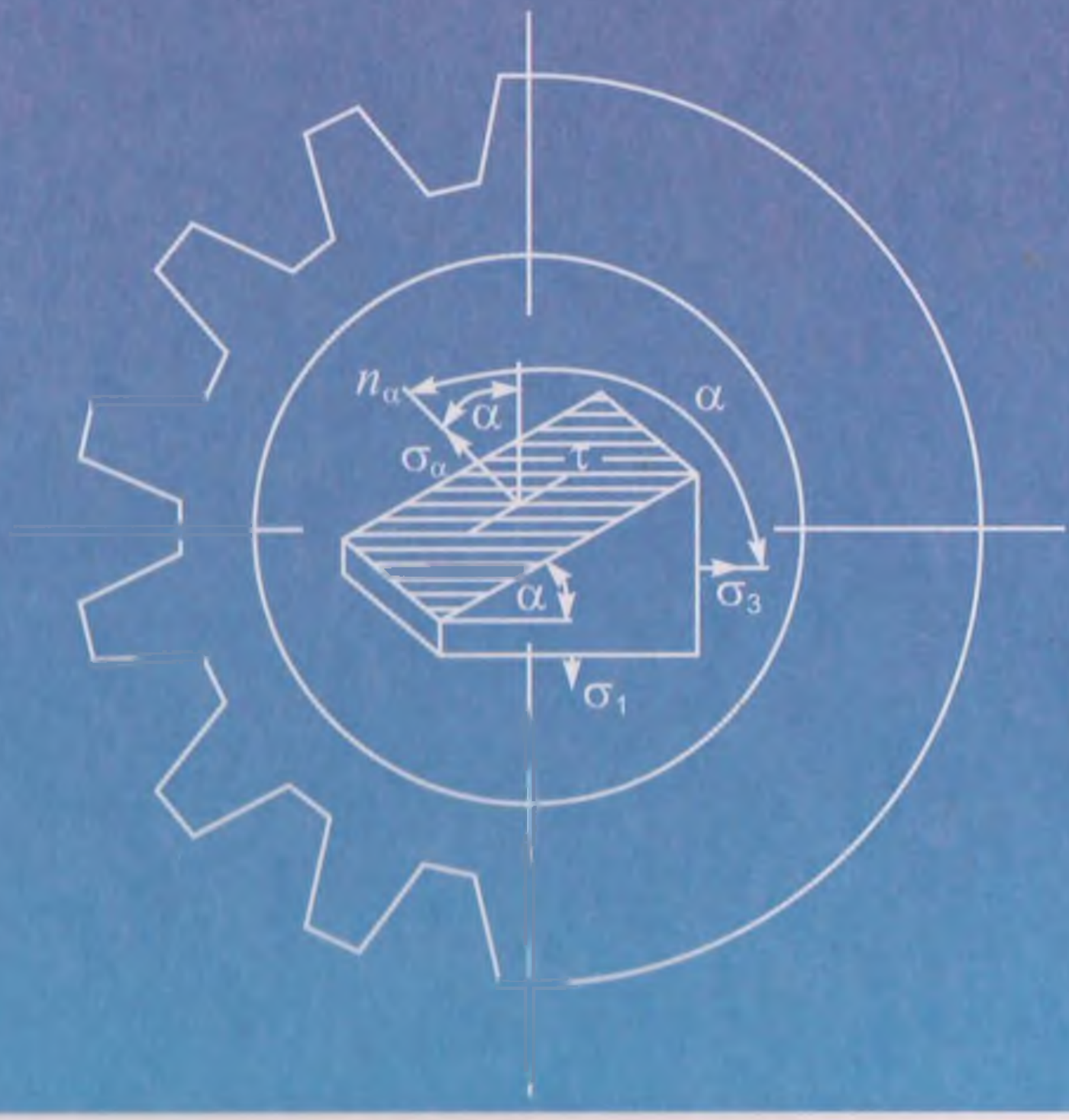
22.2
5-16.

BIBUTOV N.S.



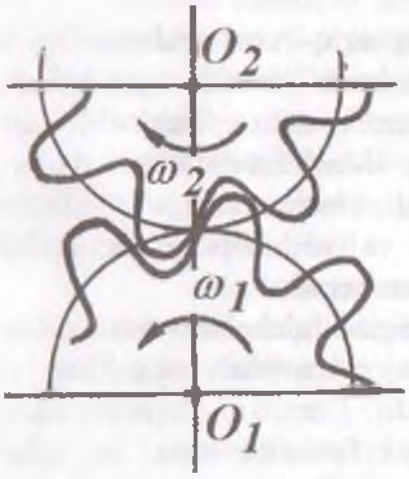
AMALIY MEXANIKA

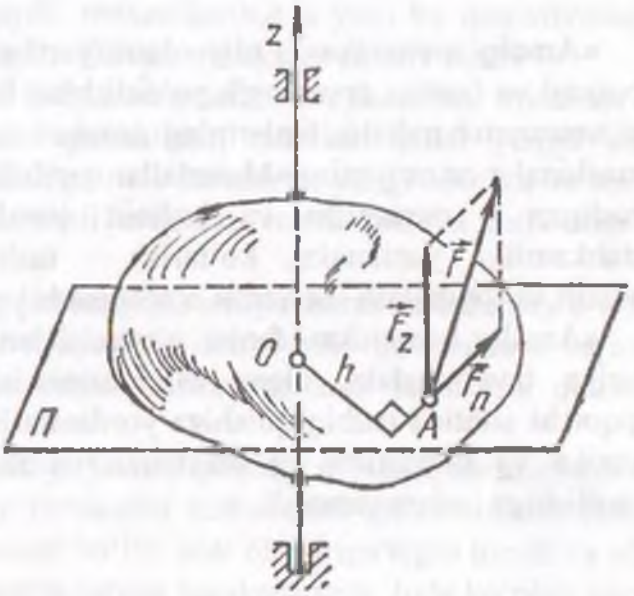
O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O‘RTA MAXSUS TA’LIM VAZIRLIGI

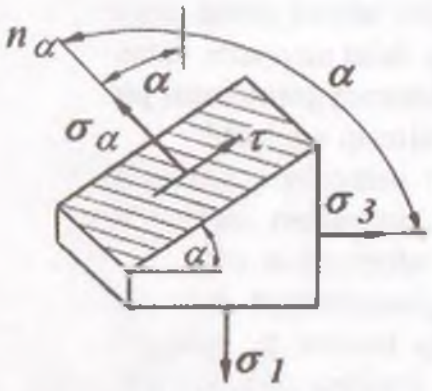
BIBUTOV N. S.

AMALIY MEXANIKA

O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta’lim vazurligi oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun o‘quv qo‘llanma sifatida tavsiya etgan







$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

$$m_t = \frac{P_t}{\pi}$$

TOShKENT
«YANGIYUL POLIGRAPH SERVICE»
2008 yil

IZZAX DPI
INV № 109212.
AXBOROT RESURS MARKAZI

Taqrizchilar:

Toshkent to'qimachilik va yengil sanoat instituti «Mashina detallari va mexanizmlar nazariyasi» kafedrasining professori **A.J. Jo'raev**.

Toshkent Davlat Texnika Universiteti «Materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi» kafedrasi dotsenti **A. Soliev**.

«Amaliy mexanika» - oliy o'quv yurtlarining oziq-ovqat mahsulotlari texnologiyasi va boshqa texnologik yo'nalishlari bo'yicha ta'lim olayotgan bakalavrlarga umummuhandislik fanlarining asoslari – «Nazariy mexanika», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi», «Materiallar qarshiligi», «Mashina detallari» da bayon qilinadigan – mexanizm va inshoot qismlarini kinematikasi, ta'sirlashuvi, mustahkamligi, yuritmalar, ko'tarish – tashish va tushirish mexanizmlarini hisoblash va loyihalash usullarini o'rganishda yordam beradi.

«Amaliy mexanika» fanini o'rganishdan maqsad talabalarni mutaxassislik fanlariga tayyorlashda, olgan bilimlarini ishlab chiqarishda texnolog yoki tadqiqotchi sifatida tadbiq qilishiga yordamlashishdir. Darslikni yozishda nazariy mexanika va mexanizm va mashinalar nazariyasi fanlarini bitta fan sifatida o'rganilishiga imkon yaratildi.

JIZZAX DPI
INV № 5178 13
AXBOROT RESURS MARKAZI

ISBN 978-9943-309-42-5 © «Yangiyul poligraph service» MCHJ, 2008.

SO‘Z BOShI

Dunyoda uchraydigan hamma hodisalar bepoyon fazo va cheksiz vaqt ichida sodir bo‘ladigan uzluksiz harakatlarning turli shakllaridan iboratdir. Harakat deganda - oddiy ko‘chishdan boshlab fizik – kimyoviy, biologik o‘zgarishlarda bo‘ladigan murakkab jarayonlar tushuniladi. Harakat turlari va uning xususiyatlarini tabiiy fanlar o‘rganadi. Bu harakatlarning eng soddasi hisoblangan mexanik harakatni – mexanika fani o‘rganadi.

Mexanik harakat – vaqt o‘tishi bilan fazoda moddiy jismlarning bir-biriga nisbatan vaziyatlarining o‘zgarishidir. Bu harakat jismlarning o‘zaro ta’sirlashuvi natijasida sodir bo‘ladi.

Mexanika – moddiy jismlarning mexanik harakati va o‘zaro ta’sirlashuvi haqidagi fan. «Mexanika» iborasi qadimgi filosof Aristotel (eramizdan avval 384–322 yy.) tomonidan birinchi marotaba ishlatilgan. Mexanika qadimiy fanlarning biri bo‘lib tabiatning barcha hodisalarida va texnikaning yaratilishida o‘z aksini topadi. Chunki biror bir tabiiy hodisani uning mexanik tomonini hisobga olmasdan tushunib bo‘lmaydi, mexanikaning u yoki bu qonuniyatini e’tiborga olmasdan texnika yaratilmaydi. Demak mexanika amaliy fandir.

Ishlab chiqarishni har tomonlama rivojlantirish, mehnat unumdorligini oshirish, mahsulot sifatini yaxshilash, mumkin qadar yengil yetarli darajada mustahkam, davlat standartiga mos keladigan yangi texnika va texnologiya, ishqalanishga chidamli, ishonchli mashina, mexanizm va inshootlar fan yutuqlari asosida yaratiladi.

Mashina insonning jismoniy va aqliy mehnatini butunlay o‘z zimmasiga olishi yoki yengillashtirishi maqsadida energiyani, materiallarni va axborotlarni bir turdan boshqa turga o‘zgartirish uchun mexanik harakatlar qiluvchi qurilmadir [15].

Mashina o‘zining ish jaryonini qonuniy mexanik harakatlarni bajarish orqali amalga oshiradi. Bunday harakatlar tashuvchisi mexanizmdir. Binobarin, mexanizm qattiq jismlar majmuasi bo‘lib, ular bir-biriga tegib turadi va ulardan biri nisbatan muayyan talab qilingan tarzda harakatlanadi. Juda ko‘plab mexanizmlar qattiq jismlarning mexanik harakatini o‘zgartirib berish kabi vazifani bajaradi [15].

Mashina qismlarining mexanik harakatini o‘rganish mexanizmlar kinematikasining predmetini tashkil etadi. Harakatni keltirib chiqaruvchi ta’sirlashuvlar majmuasi, mexanizmlar dinamikasini ifoda etadi.

Bu muammolar qattiq jism mexanikasiga tegishli. Lekin, mashina va inshootlar tayyorlanadigan materiallar elastiklik xossasiga ega. Shuning uchun mashina va inshoot qismlari tashqi ta’sir ostida deformatsiyalanadi va bu deformatsiya juda sezilarli (katta) bo‘lishi mumkin. Bunday deformatsiyaga uchragan mashina yoki inshoot qismida hosil bo‘lgan ichki kuchlanish ham o‘zining chegaraviy qiymatiga erishib, uning ta’sirida yemiriladi. Shuning uchun, elastik jismning mexanikasi va mustahkamligi muammolari «Amaliy mexanika» fanida muhim ahamiyatga ega.

Mashina va inshoot qismlarining ishga layoqatliligi va puxtaligi to‘liq ta’minlanishi uchun, ularning shakli va detallarning materiali to‘g‘ri tanlanishi;

konstruksiyasi oddiy va ixcham, arzon va foydalanish kam xarajatli bo'lishi lozim. Har xil mashina va inshoot qismlarida o'zaro o'xshash va xizmat vazifasi bir xil bo'lgan standart detallar, yig'ma birliklar, mexanizmlar, birikmalar mavjud. Ishlash sharoitlari va tuzilishi bir xil bo'lgan bunday mashina va inshoot qismlarining tahlili, hisoblash va loyihalash usullari ham bir xil. «Amaliy mexanika» fanida keng tarqalgan standart detal va mexanizmlarni muhandislik hisoblash va loyihalash muammolari o'rganiladi.

«Amaliy mexanika» ishlab chiqarish jarayonida qatnashadigan moslama va vositalarni, ularni tayyorlash uchun kerak bo'lgan materiallarni ratsional tanlash yoki mashina va inshoot qismlarini uzoq vaqt ishlashining asosiy mezoni – ularning harakat qonunlari, mustahakmligi, bikrligi, harakatni amalga oshirishda qatnashadigan uzatma va birikmalarni bilishni o'rgatadi.

«Amaliy mexanika» – oliy o'quv yurtlarida ta'lim olayotgan bakalavrlarga umummuhandislik fanlarining asoslari – mashina va mexanizmlarning tuzilishi, kinematikasi va ta'sirlashuvi, mustahkamligi va bikrligi, uzatmalar va ularning birikmalarini hisoblash va loyihalash usullarini o'rganishda yordam beradi.

«Amaliy mexanika» fanini o'rganishdan maqsad talabalarni mutaxassislik fanlariga tayyorlash, olgan bilimlarini ishlab chiqarishda tadbiq qilishga o'rgatishdir. «Amaliy mexanika»ni o'zlashtirishning asosiy maqsadi mashina va mexanizmlarni loyihalash jarayonidagi zaruriy hisoblashlarni bajarish hamda ularning ishga layoqatliligini iqtisodiy jihatdan baholashdan iborat.

Mexanika tarixiga oid ma'lumotlar professor M.M. Murodov hamkorligida yozildi.

Ushbu fanni o'qitish metodikasi, darslikning barcha mavzulari bo'yicha texnologik xarita, tayanch signallar va testlarini «Yengil sanoat mahsulotlari texnologiyasi va jihozlari» kafedrasining o'qituvchisi N. Bebutov tuzgan.

Ushbu darslikni tayyorlashda adabiyotlar ro'yxatida keltirilgan barcha rus va o'zbek tilida yozilgan kitoblardan va respublikamizdagi oliy ta'lim muassasalari tomonidan turli yo'nalishlardagi bakalavriatura uchun ishlab chiqilgan namunaviy dasturlardan foydalanildi.

KIRISh

Mehnat unumdorligini oshirish yo'lidagi asosiy omillardan biri ishlab chiqarishni texnik jihatidan takomillashtirish, ishlab chiqarishga yangi mashina, mexanizm va texnologiyalarni joriy qilib, uning texnikaviy darajasini oshirib borishdan iboratdir.

Tabiat fanlari ichida mexanika fani texnikaning ilmiy asoslaridan biridir. Arximed - «Mexanika sanoatning turli tarmoqlari uchun rivojlanishning ilmiy bazasidir» - degan. Sanoatning turli tarmoqlari, qishloq xo'jaligi va boshqa istalgan sohada turli konstruksiyali mashinalar, asboblar, turli qattiq va suyuq materiallar va gazlar bilan ish olib borishga to'g'ri keladi. Har qanday texnologik jarayonni to'g'ri tashkillashtirish uchun optimal o'lcham va tasnifga ega bo'lgan mashina va mexanizmlar, mashina tarkibidagi harakatlanuvchi detallar tayyorlanadigan materiallarning mexanik xossalarini chuqur o'rganish lozim. Ayniqsa, texnologik jarayonning borishini ta'minlash uchun mashina detalining harakati vaqtidagi o'zgarishini (deformatsiyasini) hisobga olmoq lozimdir.

Ushbu fanda ko'pgina maxsus texnik fanlarni o'rganish uchun tayanch hisoblangan mexanika asoslari (nazariy mexanika va mexanizm va mashinalar nazariyasi), materiallar qarshiligi, mashina detallari, yuk ko'tarish-tashish mashinalari fanlarining asoslari bayon etiladi.

Nazariy mexanika - moddiy jismning harakat qonunlari va hossalari hamda muvozanat shartlarini o'rganadi.

Mexanik masalaning qanday nuqtai nazardan qo'yilishiga qarab, nazariy mexanika fani statika, kinematika va dinamika qismlariga bo'linadi.

Moddiy jismlarga qo'yilgan kuchlar va kuchlar sistemasi, ularni ta'sir jihatdan teng bo'lgan kuchlar bilan almashtirish, muvozanat masalalari mexanikaning statika bo'limida tekshiriladi.

Jismlarning harakatini ularning massasi va ularga ta'sir etuvchi kuchlarga bog'lamay, faqat geometrik nuqtai nazardan tekshirish masalasi kinematika bo'limida tekshiriladi.

Dinamikada – moddiy jismlarning harakati shu harakatni keltirib chiqaruvchi kuch bilan birgalikda tekshiriladi.

Nazariy mexanika fanining qonunlari materiallar qarshiligi, mashina va mexanizmlar nazariyasi, mashina detallari va h.k. fanlar uchun xilma-xil texnik masalalarni yechishda qo'llaniladi.

Mexanizm va mashinalar nazariyasi – mexanizmlarning tuzilishi, ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilish to'g'risidagi fandir.

Materiallar qarshiligi – mashina, mexanizm va inshoot qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblash usullarini o'rgatadi.

Mashina detallari – asosan texnikada uchraydigan detallarning ajraluvchan va ajralmas birikmalari, uzatmalar va uzatmalarning detallari va ularni loyihalash haqidagi fandir.

Yuk ko'tarish-tashish mashinalari ishlab chiqarishda xom ashyo, tayyor mahsulotning harakatini va sklad ishlarini mexanizatsiyalash, avtomatlashtirish, mashinalarning tuzilishini, ishlash prinsipi va qo'llash sohasini o'rganadi.

MEXANIKA TARIXIDAN QISQACHA MA'LUMOT

Hayot – tabiatning insonga betakror in'omi, lekin u quvonch, baxt keltirishi uchun, mehnat qilishni, jismoniy mehnatni yengillashtirish, uning an'anaviy shakllarini takomillashtirishni o'rganish lozim. Buning uchun esa o'ylash va fikrlashni, izlanishni va yangilikning yaratilishini, ya'ni ma'lum bir ilm-fanga asoslangan mukammal bilimni talab etadi.

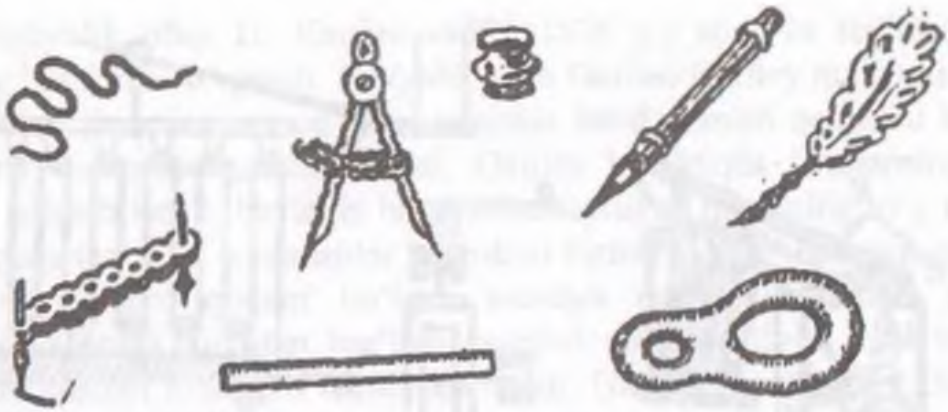
Ilm-fan deb, tabiat va jamiyat rivojlanishining va uni o'rab turgan dunyoga ta'sir etish qonuniyatini ochib beradigan bilimlar sistemasiga aytiladi. Ilm-fan izlanishining natijasini hayotga amaliy tadbig'i sifatida yaratilgan ishlab chiqarish qurollari, jihozlari tushuniladi. **Texnika** deb, ishlab chiqarishda tadbiq etiladigan va uni boshqarishda qatnashadigan mehnat qurollari, jihozlari tushuniladi. Ilm-fanning ilg'or natijalarini ko'plab ishlab chiqarishga tadbiq etilishida texnika takomillashadi. Buning asosida esa ilmiy-texnika taraqqiyoti kelib chiqadi.

Markaziy Osiyoda qadim zamonlardan odamlar daryo sohillarida dehqonchilik qilishgan, chorvachilik bilan shug'ullanganlar, sug'orish inshootlari, turli tuman qurilish inshootlarini qurish bilan shug'ullanganlar, yigiruvchilik, to'quvchilik, kulolchilik qilgan, ma'danlar qazib metall eritishni o'rganib olganlar, zargarlik bilan shug'ullanganlar, yo'l qurganlar, osmon yoritgichlarining sirli harakatlari va yulduzlarning harakat qonunlarini o'rganganlar. Bular asosida astronomiya, matematika, tibbiyot, me'morchilik asoslari paydo bo'lgan.

O'zbekiston hududida juda qadim zamondan mehnat qurollari va vositalar, xususan ot-arava, suv tegirmoni, charxipalak (chig'ir), to'quv dastgohlari va hokazolardan foydalanib kelingan. Bular esa mexanika (yunoncha: mechanike – mashina, qurol, inshoot) fanining rivojlanishi asosida yaratildi va sug'orish, qurilish, to'quvchilik, kulolchilik, me'morchilik va boshqa sohalarda qo'llanildi. IX-XV asrlarda aka-uka Banu Musolar, Sobiy ibn Qurra, Umar Hayyom, Abu Rayhon Beruniy, Abu Ali ibn Sino, al-Xaziniy, al-Xoriniy, Ahmad al-Farg'oniy, Mirzo Ulug'bek va boshqalarning asarlarida moddiy jismlarning mexanik harakati haqidagi ta'limot va amaliy ishlar yoritilgan.

IX-XI asrlarda O'rta Osiyo Sharqning ilmiy va madaniy markazlaridan biriga aylanadi, bu yerda akademiya tarzidagi muassasa va jamiyatlar tashkil etilgan. Xorun ar-Rashid hukmronligi davrida (786–809 y.) «Bayt ul-Hikmat» («Donishmandlar uyi»)ga asos solindi, halifa Ma'mun davrida (813–833 y.) bu akademiya yanada rivojlandi. O'rta Osiyolik buyuk olimlar Muso al-Xorazmiy va Muhammad al-Farg'oniy o'z tadqiqotlarini shu akademiyada olib borganlar.

Ma'lumki [12], O'rta Osiyo olimlari tomonidan ko'rinishi oddiy, tuzilishi sodda mexanizmlar yaratilgan. Abdul Abbos Ahmad ibn Muhammad Qasir al-Farg'oniy tomonidan mexanik kalendar, burchaklarni o'lchash asboblari; Abu Ali al-Husayn ibn Abdulloh ibn Sinoning «Aql mezoni» asarida mexanikadagi oddiy sistemalar – chig'irlar, richaglar, bloklar, vintlar va ponalardan tuzilgan mexanizmlarning ishlash prinsiplari bayon etilgan. Ibn Sino harakatlanuvchi jismga qo'yilgan kuch yo'qolmasligini va harakatga biror qarshilik bo'lmasa, harakatning cheksiz uzoq vaqt sodir bo'lishi kerakligini aytgan edi.

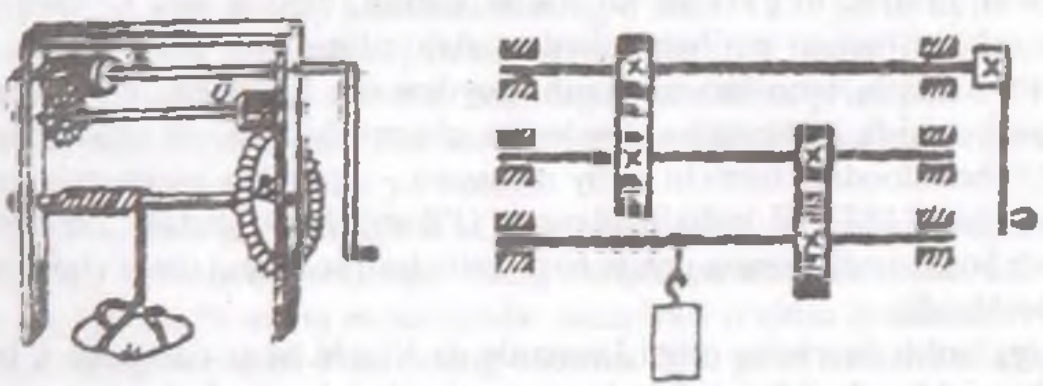


1-rasm. O'rta asrlarda detallarni chizishda qo'llanilgan chizmachilik asboblari [8].

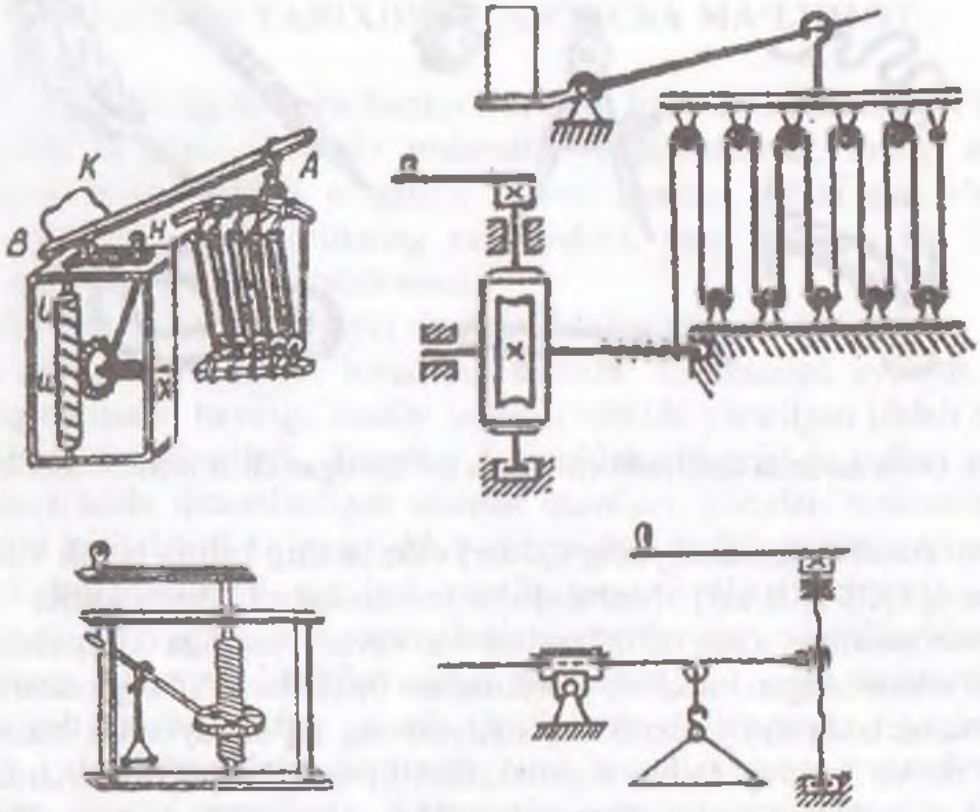
Abu Yusuf al-Xorazmiyning (X-asr) «Ilmlarning kaliti» nomli kitobi, Ismoil al-Jazoirning (XII-XIII asr) «Muhandislik mexanikasini bilish» kitobi va Muhammad al-Xurosonning «Suv g'ildiraklari va suvni yuqoriga chiqarishni amalga oshirishda ishlatiladigan mexanik moslamalar» traktatlari e'tiborga sazovordir.

O'rta asrlarda ilmiy-texnika taraqqiyotining ilg'or rayonlari qatoriga Yaqin Sharq, O'rta va Janubiy Osiyo mamlakatlari kirgan. XIII-XIV asrlarda ixtiro va yangilikni yaratilishi G'arbiy Evropada yildan-yilga oshib borgan. Buning natijasida Evropada nafaqat yetuk texnik xodimlar shakllana boshladi, balki ustolar – harbiy, qurilish, tog'-kon, qishloq xo'jaligi va hokazo sohalarda mutaxassislar «injener»lar paydo bo'la boshlaydi. «Injener» so'zi XIII-XIV asrlarda G'arbiy Evropa mamlakatlarining tillarida (terminida) paydo bo'ldi. «Injener» so'zi lotincha «ingenium» (ingenium) so'zidan kelib chiqib, «tug'ma qobiliyat» degan birlamchi ma'noni, keyinroq esa «aql, o'tkirlik, yaratuvchanlik»ni bildiradi. «Injener» so'zi XVII-asrda fransuz va nemis tillaridan Rossiyaga kirib keladi.

Mehnat jarayonida qo'l instrumentlarining assortimenti kengaydi, energiya manbai sifatida hayvon kuchidan (asosan ot), shamol kuchi (IX-X asrlardan), suv kuchidan foydalanish boshlanadi. XIII-XV asrlardan cho'yan quyish va temir olish o'rganiladi, transport, kemasozlik rivojlanadi. Bularning hammasi texnika taraqqiyotiga asos soladi.



2-rasm. Darvozani ochish uchun ishlatiladigan mexanizmlarning sxemasi [8].



3-rasm. Vintli mexanizmlarni qo‘llash uskunalari [8].

XI-asrda Urganch shahrida xorazmshoh Abulabbos ibn Ma’mun «Bilimlar uyi» – «akademiya» tashkil etadi. Bu yerda buyuk mutafakkirlar Ibn Sino, Beruniy va boshqa bir qancha olimlar o‘z izlanishlarini olib borganlar.

Urganchdagi kabi akademiyalar Marv, Buxoro, Xo‘jand va boshqa shaharlarda ham tashkil etiladi. XV asrda Mirzo Ulug‘bek Samarqandda akademiya tashkil etadi. Uning qoshida yaxshi jihozlangan rasadxona, boy kutubxona va oliy o‘quv yurti – madrasa bor edi. Ulug‘bek akademiyasida mashhur olimlar Qozizoda Rumiy, al-Koshiy va Ali-Qushchi xizmat qilganlar. Qozizoda Rumiy bilan al-Koshiy Ulug‘bek rasadxonasining qurilishiga rahbarlik qilganlar. XVI-XVIII asrlarda ilmga qiziqish kuchaydi, bu davrda kasb-hunar rivojlandi, to‘qimachimlik dastgohlari yasaldi, to‘g‘on va ko‘priklar qurildi, binolar qad ko‘tardi. Bularni amalga oshirish uchun ma’lum bilimlar talab qilinar edi. Masalan, bino qurish uchun joy tanlash, bino tarxini tuzish, poydevorini hisoblash, gumbazlar shakli chizmasini chizish, matematika, geodeziya, chizmachilikka oid bilimlar talab qilinardi. O‘zbekistondagi birinchi ilmiy muassasa – Toshkent astronomiya va fizika observatoriyasi 1873-yil tashkil qilingan. O‘lkani ilmiy jihatdan har tomonlama o‘rganish boshlanadi, buning uchun birin-ketin turli sohadagi ilm o‘choqlari tashkil qilina boshlaydi.

Uyg‘onish davrining olimi Leonardo da Vinchi tikuv dastgohlari, bosma va yog‘ochga ishlov berish mashinalar mexanizmlari konstruksiyasining loyihasini ishlab chiqqan, richaglar nazariyasi, jismlarning og‘irlik markazini topish, jismlarning qiya tekislikdagi harakati, kuchlarni qo‘shish va ajratish, ishqalanish koeffitsientini aniqlash, zarbalar nazariyasi, jismlar harakati inersiyasiga oid ishlar

qildi [1]. Italiyalik olim D. Kardan (1501–1576 y.) soat va tegirmon mexanizmlarining harakatini o'rgandi. Italiyalik olim Galileo Galiley mayatnikning tebranish qonunini, jismning o'z og'irligi ta'sirida harakatlanish qonunini kashf etib mexanikaning dinamikasiga asos soldi. Galiley bo'shliqda jismlarning tushish qonunlarini aniqlab berdi, bir tekis harakatlanmaydigan nuqtaning to'g'ri chiziqli harakati vaqtida tezlik va tezlanishlar bo'lishini birinchi bo'lib mexanikaga kiritdi, dinamikaning birinchi qonuni bo'lgan inersiya qonunini ta'riflab berdi va bo'shliqda gorizontga nisbatan ma'lum burchak ostida otilgan jism trayektoriyasining paraboladan iborat bo'lishini ko'rsatdi. Galiley Stevinning (1548–1620) mumkin bo'lgan ko'chishlar nazariyasiga o'laroq, qiya tekislik ustida yuritilgan mulohazalari asosida – nimaiki kuchdan yutsa, u tezlikdan yo'qotadi, degan mexanikaning oltin qoidasi ta'rifini yaratdi. Fransuz olimlari G. Amonton (1663–1705) va Sh. Kulon (1736–1806) birinchi bo'lib tinch holatdagi va sirpanishdagi ishqalanish kuchlarini aniqlash formulalarini taklif etdilar. Ingliz olimi Isaak Nyuton mexanika sohasida shunday qonunlarni kashf etdiki, bu qonunlar ilmiy va amaliy masalalarni hal qilishda hozirgi vaqtda ham g'oyat katta rol o'namoqda. U o'zinining «Natural falsafaning matematik asoslari» asarida mexanikaning asosiy klassik qonunlarini ta'rifladi va dinamikani sistematik ravishda bayon etdi. Ayniqsa, Nyuton tomonidan ochilgan ta'sir va aks ta'sir qonuni material nuqta dinamikasidan mexanik sistemalar (mexanizmlar) dinamikasiga o'tish yo'lini ochib berdi. Nyuton butun olam tortilish qonunini yaratdi. U mexanik sistema harakat miqdorining o'zgarishi faqat tashqi kuchlar bilan aniqlanishini aytdi.

XVIII asrda Fransiyada Vokanson, Shvetsiyada ota-bola Dro, Rossiyada Kulibin yaratgan mexanizmlar o'sha davr olimlarining mashinalar barpo etishiga asos bo'ldi. Kinetik energiyaning o'zgarishi to'g'risidagi teorema qonunining logann Bernulli (1667–1748) va Daniil Bernulli (1700–1782) lar tomonidan ishlab chiqilishi mexanik sistema dinamikasini rivojlantirdi.

Peterburg Fanlar Akademiyasining haqiqiy a'zosi L. Eyler qattiq jism kinematikasi va dinamikasiga oid masalalarni echdi; tishli g'ildiraklar profillari bilan shug'ullandi, ustuvorlik va elastiklik nazariyalarini rivojlantirdi. Peterburg Fanlar akademiyasining akademigi Ya. German dinamika masalalarini statika masalalariga keltiruvchi mexanika prinsipini ishlab chiqdi. Ya. German tomonidan 1716 yilda topilgan bu prinsip kinetostatikaning o'zidir. 1737 yil L. Eyler bu prinsipni rivojlantiradi va egiluvchan jismlar tebranishlarini o'rganadi. Dalamber keyinroq (1743) Dalamber prinsipi deb nom olgan mexanika prinsipini aytib o'tdi. Dalamber prinsipi German va Eyler metodlarini rivojlantirdi va mexanikaviy sistemalar dinamikasini o'rganishga yo'l ochdi.

1771 yilda fransuz olimi Kulon «Oddiy mashinalar nazariyasi» degan asarini yozdi. 1794 yil fransuz olimi Gaspar Monj Parijda politexnika maktabini tashkil etdi va u yerda birinchi marta mexanizmlar nazariyasi o'qitila boshlandi. 1722 yil Rossiyada G.G. Skornyakov-Pisarevning «Statika fani, ya'ni mexanika» degan kitobi bosilib chiqdi. 16 yil o'tgach Peterburg akademigi I.V. Kraftning «Rossiya yoshlarining o'rganishi uchun oddiy va murakkab mashinalar to'g'risida» nomli kitobi nashr qilindi. 1774 yil rus mexanigi S.K. Kotelnikovning «Jismlar harakati va muvozanati to'g'risidagi ta'limot» kitobi bosilib chiqdi. Mumkin bo'lgan

ko‘chishlar nazariyasi mashina va mexanizmlar dinamikasini o‘rganishda juda qulaydir. Lagranj German, Eyler va Dalamber prinsiplarini birlashtirib, ularni statikaning umumiy prinsipi bilan bog‘lab amaliy masalalarni hal etishda qulay ko‘rinishga keltirdi. Galiley o‘zgaruvchan harakat dinamika qonunlarini, Langranj virtual ko‘chishlar prinsipini, Koriolis mexanik harakatlardagi o‘zaro ta’sirni chuqurroq tushuntirib berdi.

Rus mexanigi I.I. Polzunov (1728–1766) birinchi bo‘lib ikki silindrli bug‘ dvigatelining loyihasini ishlab chiqdi. Yuqoridagi izlanishlar «Amaliy mexanika» nomi bilan XIX asr boshida shakllana boshladi. Akademik P.L. Chebishev mexanizmlarning strukturasi va sintezi bilan shug‘ullandi, tekis mexanizmlarning tuzilish formulasini yaratdi.

V.L. Kirpichev (1845–1913) tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar kinematikasi sohasida ish olib bordi, «Mexanika haqida suhbatlar» asarida mexanikaning asosiy masalalari oddiy va tushunarli bayon etilgan.

N.E. Jukovskiyning «Dinamikaning kinematik zanjirlar haqidagi masalalarini richag ko‘rinishidagi masalalarga keltirish», «Assur mexanizmi to‘g‘risida», «Vint va gayka kesimlarida bosimning tarqalishi» asarlari mexanizm va mashinalar nazariyasi faniga katta hissa qo‘shdi.

Rus olimi L.V. Assur (1878–1920) – mexanizmlarni tahlil va sintez qilishda tadbiq etilayotgan ko‘p bo‘g‘inli mexanizmlar tuzilishining umumiy qonuniyatini ochdi. V.P. Goryachkin (1868–1935) qishloq xo‘jaligi mashinalari mexanikasini ishlab chiqdi. N.I. Artobolevskiy (1905–1977) – mexanizmlarning strukturasi, kinematikasi va sinteziga, mashinalar dinamikasiga oid darslik yozdi [1]. Tishli g‘ildiraklarning bundan 200 yil oldin L. Eyler taklif etgan evolventali ilashuvi tishli uzatmalarda butun dunyoda hozirga qadar ishlatilib kelinmoqda. Tishli ilashishning katta kuchlarga bardosh beruvchi ixcham mexanizmlar qurishga imkon beruvchi yangi ratsional shaklini M.N. Novikov topdi. Ilashishning M.N. Novikov topgan shakli evolventa bo‘yicha ilashishga qaraganda 2-3 marta ko‘p kuchga bardosh beradi, ixcham va metallarni tejashga imkoniyat yaratadi.

Materiallar qarshiligi fanining tarixiy taraqqiyotida italiya olimi G. Galiley asosiy o‘rinlaridan birini egallaydi. U sterjenlarning qarshilik ko‘rsata olishini baholashni analitik ravishda hisoblanishi zarurligini ko‘rsatdi. Materiallar qarshiligi to‘g‘risidagi birinchi kitobni ham Galiley 1638 yilda nashr etdi. R. Guk cho‘zuvchi kuch bilan uzayish orasidagi proporsional bog‘lanishni 1676 yilda aniqladi. Fransuz olimi J. Ponsele materiallarni tekshirish, dinamik kuchlar uchun cho‘zilish diagrammasini, o‘zgaruvchan kuchlar uchun materiallarning yemirilish darajasini aniqladi.

Ingliz olimi T. Yung – elastiklik moduli, markazlashmagan cho‘zilish-siqilish va zarb ta’siriga oid masalalarni ishlagan.

DUNYoVIY MEXANIKLAR

PIG‘AGOR

(eramizdan avval 570–500 y.)



Pifagor eradan oldin 569 yil Samose orolida tug‘ilgan. Unga haqiqatgo‘yligi va gunoh ishlarni qilmaganligi uchun Pifagor deb nom qo‘yishadi. Pifagorning otasi Mnesarxning kasbi tosh kesuvchi, boshqa manbalarda esa rassom deyiladi. Uning otasi chiroyda tengi yo‘q uzuk yasagan. U yasagan uzukni Salisi podshosi Polikrat taqib yurgan. Bu uzuk bilan juda ko‘p afsonalar bog‘liq. Shulardan bittasi Bridrik Shillerning «Polikratning uzugi» asarida tasvirlangan. Aytishlaricha Polikrat baxtli va omadli podshohlardan biri bo‘lgan. U dushman ustidan g‘alaba qozonar va boyligiga boylik qo‘shilib borardi.

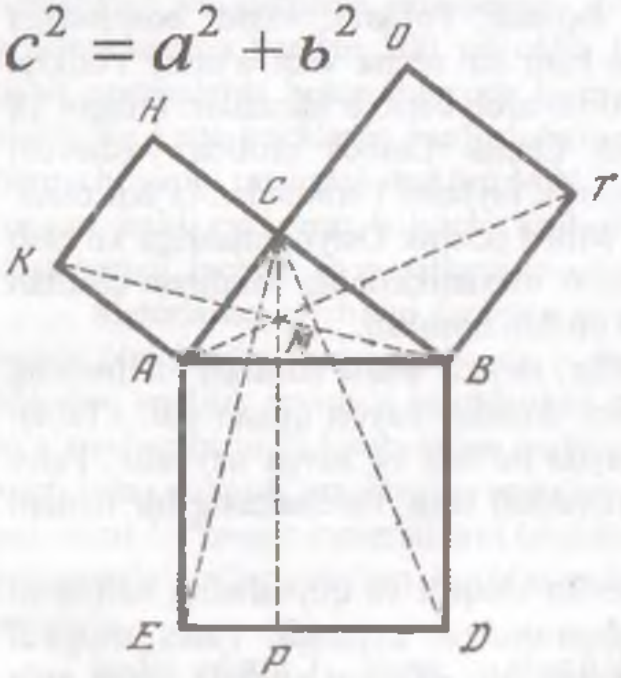
Polikrat shunday degan edi «Odam hamisha g‘alaba qozonavermaydi. Bir kun kelib yutqazadi». Shuning uchun Pifagorning otasi yasagan sevimli uzugini dengizga otib yuborgan. Ammo dengizga uloqtirgan uzugi baliqchilar ushlagan baliq oshqazonidan topiladi. Polikrat: «Endi boshimizga balolar yog‘iladi» deb aytgan. Haqiqatdan ham bir necha vaqt o‘tmay Polikrat dushman qo‘liga asir bo‘ladi. Uni xochga tortib azob berib o‘ldiradilar. Pifagor 18 yoshgacha Solgaseda yashagan. U keyin Cholik Lesbos orolida yashovchi amakisining oldiga ko‘chib o‘tadi. Ushbu yerlik faylasuf Ferikuddan ta’lim oladi. Oradan 2 yil o‘tib (er. av. 549 y.) Pifagor Miled (kichik Osiyo) shahriga ko‘chib o‘tadi va o‘sha yerda matematika va osmon mexanikasining mashhur olimlari Faleks va Aliksimendrlar qo‘li ostida ta’lim olishni boshladi.

Faleks Miletskiy (er. av. 625–547 yillar) tarixda sharq falsafasi va ilmining asoschilaridan hisoblanadi. U o‘z falsafasini shunday bayon qilgan edi: «Tabiat namlikdan iborat, hamma narsa suvdan paydo bo‘ladi va suvga qaytadi». Fales matematikada uchburchakning hamma burchaklari teng, burchakning bir tomoni qolgan ikki tomoniga teng deb aytgan.

Astronomiyada u yilni 365 kunga bo‘lib chiqadi va quyoshning tutilishini aytib o‘tadi va bu narsa unga katta shon-shuhrat keltiradi. Fales shogirdi Aleksimendr (er. av. 610–546) shunday degan edi: «Koinot cheksiz, unda juda ko‘p mavjudotlar yashaydi tug‘iladi, o‘ladi (o‘shalardan bittasi bizning Yer sayyoramiz)». Aleksimendr birinchi bo‘lib misga geografik xaritani chizdi va Gretsiyada ilk bor quyosh soatini qurdi va ba’zi bir astranomik asboblarni yaratdi. Fals yoshligida Misrda yashagan. U Pifagorga Misrning boy madaniyati haqida so‘zlab bergan. Bilimga intiluvchi Pifagor bundan ta’sirlanib (er. av. 547 yilda) Misrga keldi. Saroy donishmandlari o‘z bilimlarini begona u yoqda tursin hatto o‘z hamyurtlariga o‘rgatishni xohlamasdilar. Pifagor juda mashaqqat bilan ularning

safiga kirdi. U juda katta sinovlardan o‘tib «Sonli» kultining xodimiga aylandi. Bu yerda bilimlar oliy donishmand Sankis tomonidan boshqarilardi. Misrda Pifagor 21 yil yashadi. U hamma bilim va sirlarni o‘rgandi shu bilan birga ilmning eng baland cho‘qqisini egalladi. Eramizdan oldingi 526 yilda Fors podshohi Kombiz Misrga bostirib kiradi va Pifagor bilan bir necha olimlarni asirga oladi. Shunda u Vavilonga tushib qoldi. U yerda 12 yil hayot kechirdi. Faqat eramizdan oldingi 513 yilda 56 yoshli Pifagor o‘z vataniga qaytdi. Birinchi ustozi Ferekidni hayotligida ko‘rishga muvaffaq bo‘ldi. Pifagorning o‘z qarashlari shunday zamonaviyki huddi kecha kechqurun yozilganday. Ammo oradan 25 asr o‘tgach Pifagorning falsafiy ilmlari faqatgina tarixiy qiziqish uyg‘otadi. Ammo matematikadan bilimlari hozir ham qo‘llanib kelinmoqda. Pifagor sonlar ilmini yaratdi. Shu jumladan toq son va juft son, oddiy va murakkab, mukammal va figurali, ko‘p burchakli va ko`p qirrali arifmetika ilmi, geometriya kabilarni yaratdi.

U ilm negizini va sistemasini, geometrik teoremani isbotlab berdi. Hozirgacha teorema uning nomi bilan ataladi. Pifagorgacha katet va gipotenuzaning bir-biriga tengligi aniq bo‘lgan. Qadimgi Misrda uchburchakning 3-4-5 tomonlaridan yer maydonlarini o‘lchashda foydalanilgan. Pifagorning teoremasi to‘g‘ri burchakli uchburchak tomonlari haqidagi teorema. Unga ko‘ra, agar to‘g‘ri burchakli uchburchak tomonlari bir xil masshtabda o‘lchangan bo‘lsa, katetlar uzunliklari kvadratlari yig‘indisi gipotenuza uzunligi kvadratiga teng. Analogik jihatdan *CDB* va *ABT* uchburchaklar tengligidan kelib chiqqan holda *CBTO* kvadrat va *MPDB* to‘g‘ri to‘rtburchak yuzasiga teng. *ACHK* va *CBTO* yuzalarning kvadrati *AEDB* yuzaga teng. Agar uchburchak katetlarini *a*, *b* va gepotenuzani *s* deb belgilasak, uchburchak tomonlari orasidagi bog‘lanish kelib chiqadi. Pifagor maktabi buzg‘unchilar tomonidan vayron qilinib yondirib tashlanadi va buyuk olim vafot etadi. Boshqa ma’lumotlarda Pifagor Metaponte shahrida musofirchilikda vafot etgan. Bu eramizdan oldingi 500 yilga to‘g‘ri keladi. Pifagor Yerni shar shaklida va u Quyosh atrofida aylanadi deb hisoblagan.



ARISTOTEL

(eramizdan avval 384–321 y.)

Aristotel (Aristoteles), Arastu – Yunonistonning buyuk faylasufi. Miloddan avval 367 yilda Afinaga borib, Platon akademiyasida tahsil oladi, 20 yil uning ishlarida ishtirok etadi. Miloddan avval 343 yildan boshlab Makedoniya podshohi

Filipp taklifi bilan shahzoda Aleksandrga murabbiylik qildi, miloddan avval 355 yilda Afinaga qaytib, o'zining Likey maktabini tashkil etadi. Miloddan avval 323 yilda Evbeya hadkidasiga keladi va shu yerda yashaydi.

Aristotelning ijodi o'z zamonidagi deyarli barcha bilim sohalarini qamrab oladi. Aristotel barcha zamonlar olimlari ustoz deb bilgan buyuk alloma. Uning bilish haqidagi ta'limoti, mantiq, biologiya, etika, siyosiy qarashlari, tarbiya nazariyasi, iqtisodiy ta'limoti inson tafakkurini rivojlantirishga juda katta ta'sir ko'rsatadi. Uning qomusiy asarlari, Sharq mutafakkirlari ijodida ham chuqur iz qoldirgan. VII-VIII asrlardan boshlab ayniqsa Xorun ar Rashid va Ma'mun davrida Aristotel asarlari o'rganildi. O'rta Osiyoning ulug' olimlaridan Abu Nasr Forobiy Aristotelning «Metafizika», «Etika», «Kategoriyalar», «Analitika» va boshqa asarlariga ilmiy sharhlar yozgan. Ibn Sino bilan Beruniy o'rtasida Aristotelning «Osmon haqida» va «Fizika» asrlari to'g'risida munozaralar borgan.

ARXIMED
(er. av. 287–212 y)

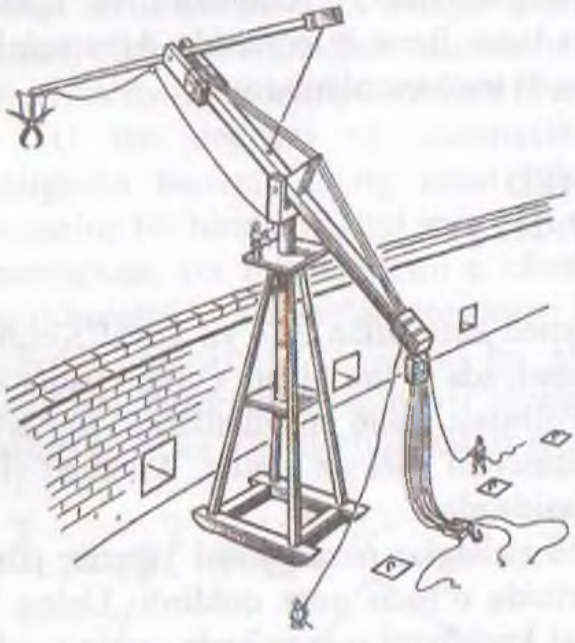
Buyuk matematik va mexanik Arximed eramizdan 287 yil avval Sitsiliya orolidagi Sirakuzi shahrida tugilgan. Iskandariyada ta`lim olgan. Qirqqa yaqin har xil mexanizm va mashinalar yaratgan. Polispast, ekin maydonlarini sug'orish mashinalari, tishli g'ildirakni harakatga keltiruvchi cheksiz vintlar, Arximed vinti va richakli har xil mexanizmlar shular jumlasidandir.



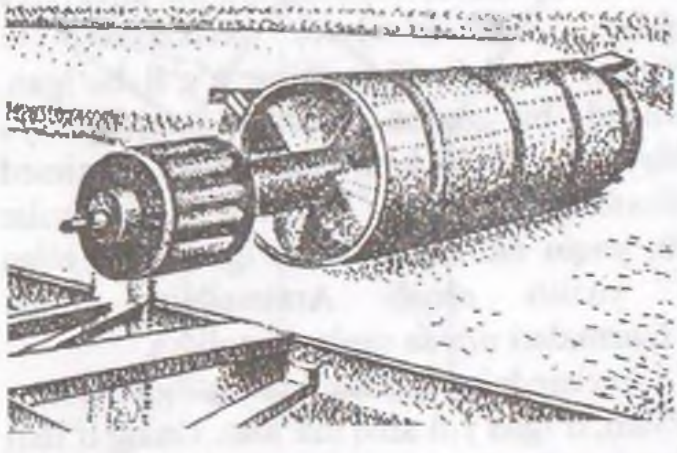
Arximed richaglar nazariyasini yaratib, jahon fani tarixida o'lmas nom qoldirdi. Uning bu sohadagi kashfiyoti mexanikada «oltin qoida» nomi bilan yuritiladi. Arximedning matematika, fizika, astranomiya va injeneriya haqidagi qarashlari biroz zerikarliroq. U astranom va fizik Fidiyaning o'g'li bo'lgan. Arximed bir necha muddat Aleksandriya (Misr) ham ishlab, ham tahsil olgan. Arximed Eratosfera, Kanonom, Dotsifim kabi olimlar bilan yaqin munosabatda bo'lgan. Ular bilan xat yozish orqali Arximedning ilmiy qo'lyozmalari ularda saqlanib qolgan.

Arximedning qaysi yilda tug'ilganligi noma'lum, o'lgan yili aniq ma'lum. Uning o'limi rimliklarning Sirokuzni bosib olishi bilan bog'liq. Bu eramizdan oldingi 212-yilga to'g'ri keladi. O'shanda Arximedning yoshi taxminan 75 larda bo'lgan. Bundan kelib chiqadiki Arximed eramizdan oldingi 287-yil tug'ilgan. Arximed podshoh Gieron II ning (er. av. 306-215 yil) eng yaqin do'sti va qarindoshi bo'lgan. Gieron II Sirakuza shahrini salkam 50 yil boshqargan. U aqlli va uzoqni ko'ra biladigan siyosatchi bo'lgan va urushqoq davlatlar bilan tinch yo'l bilan til topisha olgan. U Rimga qimmatli sovg'alar yuborib turgan va o'z sodiqligini shu orqali

bildirgan. Bu sirokuzliklarga Rim va Karfagen orasida bo'lgan jangda yordam beradi. Bu janglar O'rta Yer dengiziga hukmronlik qilish uchun sabab bo'lardi. Arximed snaryadlarni xohlagan uzoqlikga ota oladigan mashinani yaratdi. Jangda dushman orqa tomondan hujum qilsa, Arximed o'zining toshotar mashinasi bilan ularni chorasiz holatda qoldirardi. Arximedning mashinasidan qo'rqqan rimliklar shaharga to'g'ridan-to'g'ri va kemalarda suzib kelolmasdilar. Arxemed bundan boshqa mexanizimlarni yaratib, tadbiq etdi, deb yozgan edi Polimed. Mashinaning yoqorisidan zanjirga ulangan temir panja suvga tushib kemaning burnidan tortib chiqarardi. Suvdan tortib chiqarilgan kema havoda muallaq turardi. Zanjir va temir panja arqon orqali mashinadan uzoqlashtirilardi.



Balandlikdan tashlab yuborilgan kemalar suvga tushardi va ichi suvga to'lib dengizga cho'kib ketardi. Plutarx (er. av. 14-117 yillar) bunga qo'shimcha qilib: «Rimliklar devor ortidan mashinani ko'rgach, Arximed bizlarni qo'rqitmoqchi, deb har tomonga qochib ketishardi». Antik davr yozuvchilarining ma'lumotiga qaraganda Arximed dushman flotini oynalar orqali yoqib tashlagan, degan ma'lumot bor. Arximed injinerlikda nafaqat o'zining harbiy mashinalari bilan, balki vintli suv ko'targich va ko'p bo'limli reduktori bilan ham nom qoldirgan.



Vintli suv ko'targichidan sal kam 2000 yil foydalanib kelindi. O'tgan asrning 20-yillarida Arximedning suv ko'targich mashinasini sho'r suvni chiqarib tashlash uchun ishlatilishini ko'rish mumkin edi. Arximedning vint suv ko'targichi hozirgi aviatsiyada propeller (parrak), kemasozlikda vintning prototipi hisoblanadi. Ko'p bo'limli reduktor og'ir yuklarni bir joydan ikkinchi joyga osongina olib o'tishga xizmat qiladi.

Plutarx bunday yozgan edi: «Arximed o'z qarindoshi va do'sti bo'lmish podshoh Generotga - bu mashina bilan xohlagan og'irlikni ko'tarish mumkin – degan edi. U o'z mashinasiga ishonib, agar menga tayanch nuqtasini berishsa, men Yerni joyidan qimirlatgan bo'lardim – deb aytgandi.

Arximed matematikada birinchi bo'lib, ellips maydonini va parabola segmentini hisoblab chiqdi – maydon sathi konus va sharning sferik segmentining, har xil jismlarning aylanishi va ularning bo'lagiga teng. U konus va silindrning

sig‘imi bir xil balandlikka ega ekanini aytdi. Bu kashfiyotni Arximed juda muhim hisoblab, hatto uni qabr toshiga chizishlarini vasiyat qildi. Mana shu kashfiyotning rasmini Polibiy oradan 50 yil o‘tib Sirakuzda qabr toshida ko‘rdi. Oradan yana 100 yil o‘tib yozuvchi Mark Tulliy Sitseron (er. av. 106-43) shu rasmlar orqali Arximedning qabrini izlab topdi.

Arximed spiralning alohida turini o‘ylab topgan. Keyinchalik spiral uning nomi bilan ataldi. U urinmani qanday qurish va uning maydoni o‘ralishini hisoblab chiqdi. U juda aniqlik bilan aylananing uzunligi uning dinametriga tengligini hisoblab chiqdi. (Arximedning ahamiyatga ega bo‘lgan soni $\pi = \frac{22}{7}$) . Yarim to‘g‘ri ko‘p qirra uchun teoriya (Arximed jismlari) va uchburchakning uch tomoniga qarab uning maydonini aniqlash formulasini o‘ylab chiqdi. Ammo Arximedning eng katta yutug‘i – o‘z spirali ustida ishlab diferensial hisob-kitob uslubini va maydoning yuzasini topish yo‘li bilan integral hisob-kitobni yaratganidir. Arximed matematikada o‘z davridan 18 asr ilgarilab ketgan edi. Arximedning aylana yuzasini aniqlash metodini misol tariqasida aytib o‘tamiz. Avval u aylana ichiga 6 burchak chizardi. Har tomoniga 2 tomoni to‘g‘ri uchburchak chizardi va shu bilan 12 burchak hosil bo‘lardi. Arxemed burchaklarni oshrish yo‘li bilan 24 burchak 48 burchak va oxirgi 96 burchak hosil qilardi. U shu bilan aylanani kichkina bo‘laklarga bo‘lib tashlab uning yuzasini aniq topardi. Hozir xam zamonaviy maktablarda geometriyada Arxemedning usulidan foydalanadilar. Eramizdan oldingi 3 asrda Yevklidgacha maydonning yuzasi to‘g‘ri burchakli uchburchakning maydoniga teng edi. Uchburchakning kateti aylananing uzunligiga, ikkinchi bir katet uning radiusiga teng bo‘ladi.

$$2 \cdot \pi \cdot R \cdot \frac{R}{2} = \pi \cdot R^2$$

Aylananing maydonining variantini bilsak π sonini topishimiz mumkin. Arxemedning hisob-kitobi bo‘yicha π soni 3,14... ga teng. Ko‘p asrlardan beri shu tenglik eng to‘g‘risi hisoblanadi va hozirgi zamonda xam amalda hisob-kitoblar uchun qo‘llaniladi. Arximed astranomiyada bir qancha astranomik asboblarni yasab, nazariyada va amaliyotda qo‘lladi. Arxemed Quyoshning burchak o‘lchamlarini aniq va tushunarli qilib isbotlab berdi. Arximed Quyoshning ko‘ndalang qismi uning to‘g‘ri burchagiga teng deb aytdi: 1/200 va 1/164 yoki boshqacha qilib aytganda 27 va 35 minut aniqrog‘i 32 minutga teng. Arximed buyuk ixtirochi bo‘lgan. Uning daholigiga yaratgan osmon globusi misol bo‘la oladi. Arximed mexanikada chuqur bilimga egaligi bilan o‘zi va ona shahrining obro‘sini saqlab qoladi. Nazariyachi va amaliyotchi, ixtirochi va usta g‘oya generatori bo‘lgan Arximedni olim-injener deb nomlash mumkin. U statistika va gidrostatika asoschisi hisoblanadi.

U podshoh Gieron II tilla gardishining tarkibini itaruvchi kuch qoidasi asosida aniqlaydi. Arximed yaratgan blok sistemalari yordamida «Sirakosiya» nomli kema suvga tushiriladi. Qirg‘oqda yuk tushitih uchun aylanuvchi strelali kranlar, katapulta – tosh irg‘ituvchi mashinalar, kryuchoklar, egri oynalar yaratdi.

Arximed – aylana uzunligining diametriga nisbatini hisobladi va differensial va integralli hisoblashlarga asos soldi. Arximed spirali yaratildi. Arximed spiralining qutbiy tenglamasi $r = a \cdot \varphi$. Arximed spiralining geometrik xossasi – o'ramlar orasidagi masofani o'zgarmasligida - $2\pi \cdot a$. Gramplastinkadagi muzika yo'lchasi, ip o'raydigan detal Arximed spirali shaklida.

Arximed vinti. Arximed ixtiro qilgan suv chiqaruvchi mashinada ikki tomonli ochiq silindr quvur bo'lib, o'qiga vint kanali hosil qiluvchi vintli yuza o'rnatilgan. Arximed vintining bir uchi suvga tushirilib, ikkinchi uchi suv tushiriladigan joyga o'rnatiladi. Vint aylanganda suv quvurdan ko'tarilib, yuqori teshikdan uzluksiz quyilaveradi. Vint shamol yoki suv dvigatellaridan harakat bilan ta'minlanadi. Matematikada «Psammit» to'plamini yozdi. Uning asari yordamida egri chiziqlarning uzunligini hisoblash, yuza va hajmlarni aniqlash ahamiyatlidir.

XORAZMIY
(780–850 y.)



Abu Abdulloh (Abu Ja'far) Muhammad ibn Muso al-Xorazmiy – matematik, astronom, geograf; mustaqil «Al-jabr» (algebra) fani va «algoritm» tushunchasiga asos solgan. Taxminan 780 yilda Xivada tug'ilgan, 850 yilda Bag'dodda vafot etgan. «Kitob aljabr val-muqobala» (Tiklash va qiyoslash), «Hisob al-Hind» asarlari va «Astronomik jadvallar»i XII-asrdayoq lotin tiliga tarjima qilinib, Evropada keng tarqalan, o'nli sanoq sistemasi va algoritm (Al-Xorazmiy nomining lotincha transliteratsiyasi) tushunchasi yoyilishiga olib keldi. Kitob nomidagi «al-jabr» so'zi Evropada «algebra» atamasi ko'rinishida qabul qilingan.

«Kitob surat – al-arz» («Yer surati») risolasi geografiyaga oid arab tilidagi birinchi asar bo'lgan. Xorazmiy Bag'dod akademiyasi – «Bayt ul-Hikmat» («Donolar uyi») ning rahbarlaridan biri bo'lgan. Yer meridiani uzunligini o'lchashda ishtirok etgan. U usturlab (astrolyabiya) va Quyosh soati yasash haqida, tarix, musiqaga oid risolalar yozgan.

AHMAD al-FARG'ONIY
(790–865)

Abdul Abbos Ahmad ibn Muhammad ibn Kasir al-Farg'oniy - astronom, geograf, matematik: sferik trigonometriya asoschilaridan biri. Taxminan 790 yilda Farg'ona vodiysida tug'ilgan va 865 yilda Bag'dodda vafot etgan. Bag'dodda (Shammosiya) va Damashq yaqinida rasadxonalar qurilishi va ilmiy kuzatishlarga

rahbarlik qilgan. Quyosh tutilishini oldindan va meridian uzunligini hisoblagan. Yerning sharsimon ekanligini ilmiy asoslagan. Nil daryosining oqimini o'lchash uchun asbob yasagan, usturlab (astrolyabiya) yasashga oid bir necha risolasi mashhur bo'lgan. Farg'oniyning «Javomi' ilm in – nujum val – harakot as - samoviya» («Yulduzlar ilmi va samoviy harakatlar haqida to'plam») nomli qomusiy asari XII asrda lotin tiliga, XIII asrda boshqa Evropa tillariga tarjima qilingan. Farg'oniy ishtirokida tuzilgan «Az-zij al-ma'mun al-mumtahan» («Al-Ma'munning sinalgan astronomik jadvali») astronomik jadvallar Yevropada keng tarqalgan. Asosiy astronomik asari – «Kitob al-harakat as-samoviyi va javomi' ilm annujum» («Samoviy harakatlar va umumiy ilmi nujum kitobi»). Bu asar «Astronomiya asoslari haqidagi kitob» nomi bilan ham ma'lum bo'lib 1145 va 1175 yillarda Yevropada lotin tiliga tarjima etildi va bir necha asrlar davomida Yevropa universitetlarida asosiy darslik sifatida qo'llanildi. Asarning lotincha tarjimasi 1493 yilda tosh bosma usulida, 1669 yil mashhur golland matematigi va arabshunosi Yakob Golius yangicha tarjimasida chop etildi. 15 asrda Negiomontan Avstriya va Italiya universitetlarida ma'ruzalarni Ahmad al-Farg'oniy asaridan o'qigan. XIV asrda Dante, XV asrda Shiller, D'alamber, I.Yu. Krachkovskiy, Yu.P. Yushkevich, B.A. Rozenfeld va boshqalar Ahmad al-Farg'oniy ijodiga yuqori baho berganlar.



FOROBIY
(873–950)



Abu Nasr Muhammad ibn Muhammad ibn Ullug' Tarxan al-Forobiy 873 yil Forob, hozirgi Chimkent viloyatida tug'ilgan, 950 yilda Damashqda vafot etgan. Faylasuf, mutafakkir, qomusiy olim. Forob, Toshkent, Buxoro va Samarqandda o'qigan. Bag'dodda yashab Yunon olimlarining asarlarini o'rgangan. Ayrim ma'lumotlarga ko'ra, u 70 dan ortiq tilni bilgan. 940 yilda asosan Damashqda g'aribona yashab, umrini ilm-fanga bag'ishlagan. Olim fanning turli sohalariga oid 160 dan ortiq asarlar yozganligi ma'lum. Zamondoshlari tomonidan «Sharq Arastusi», «al-Muallim – as-Soniy» («Ikkinchi muallim» Aristoteldan keyin) deb atalgan. Aflotun (Platon), Arastu (Aristotel), Uqlidus (Evklid), Botlimus (Ptolemey) asar-

JIZZAX DPI
INV № 109212.
AXBOROT RESURS MARKAZI

JIZZAX DPI
INV № 5278/3
AXBOROT RESURS MARKAZI

lariga yozgan sharhlari, falsafa va mantiqqa oid risolalari Sharqda ham, G'arbda ham mashhur bo'lgan. Forobiy asarlari o'sha davr fanining barcha sohasini qamraydi. «Kitob al-burxon» (Isbot kitobi), «Ixso al-ulum» (Ilmlarning kelib chiqishi va tasnifi) va boshqa asarlari mavjud. Adolatli jamiyat, olamning abadiyligi haqidagi g'oyalari Yevropa Uyg'onish davriga ta'sir qilgan. Forobiy Bekon dunyoqarashi va eksperimental fan uslubi shakllanishida muhim rol o'ynagan.

BERUNIY
(973–1048)



Abu Rayhon Muhammad ibn Ahmad al-Beruniy – qomusiy olim, mutafakkir. 973 yil 4 sentyabr Kat (Xorazm poytaxti) shahrida tug'ilgan, 1048 yil 11 dekabrda G'aznada vafot etgan.«Berun» so'zi «tashqi shahar», Beruniy esa «tashqi shaharda yashovchi» ma'nosini bildiradi. Arab, sug'diy, fors, suryoniy, yunon, qadimiy yahudiy, Hindistonda sanskrit tillarini bilgan.

16 yoshidan astronomik kuzatishlar olib borgan. Ustozi xorazmlik atoqli olim Abu Nasr ibn Iroq al-Mansur 12 asarini Beruniyga bag'ishlagan. Dunyoda birinchi globus (diametri 5 metrli yarim shar) yasagan. Xorazmda «Ma'mun akademiyasi» rahbarlaridan biri. 1017 yilda Mahmud G'aznaviy uni G'aznaga olib ketadi. Bu davrda Beruniy Hindistonga ilmiy safarga boradi. Ilmiy merosi 150 dan ortiq kitob va risolalardan iborat. Qisqacha «Al-Qonun al Ma'sudiy», «Hindiston», «Geodeziya», «Xronologiya» va boshqa asarlarining tarixdagi roli katta. Beruniyning geliotsentrik sistema, tajriba va kuzatuv ilmiy xulosalari fan taraqqiyoti uchun katta ahamiyatga ega.

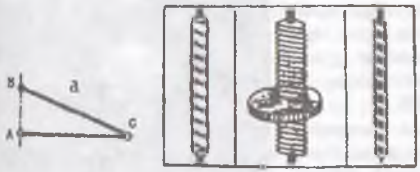
O'z zamonasining hamma fanlarini, birinchi navbatda falakiyot (astronomiya), fizika, riyoziyot (matematika) va boshqa fanlarni puxta egallagan.

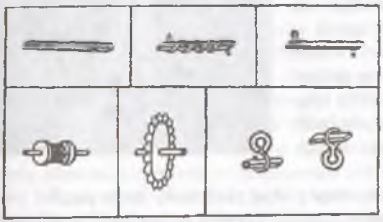
1035-1036 yillarda Beruniy o'z ilmiy ishlarining ro'yxatini tuzadi. Bunda shu vaqtgacha yozgan kitob, risola, ilmiy ishlarining soni 113 taga etganligini aniqlaydi. Asarlarining 70 tasi falakiyot, 20 tasi riyoziyot, 12 tasi geologiya va geodeziya, 3 tasi ma'danshunoslik, 4 tasi xaritografiya, 3 tasi iqlimshunoslik, biri fizika, biri dorishunoslik, 15 tasi tarix va elshunoslik, 4 tasi falsafa, 18 tasi adabiyot va boshqa fanlar. Uning geodeziyaga tegishli asari «Tahdid nihoyot il-amokin litashih masofiy il-masokin» («Turar joylar masofalarni aniqlash uchun manzillarning chegaralarini belgilash») 1025 yil 18 noyabrda yozib tugatilgan. Beruniy 1029 ta yulduzning koordinatalari va yulduz kattaliklari qayd etilgan yulduzlar jadvalini tuzgan. Yerning harakati, Dunyo xaritasini tuzgan, Yer meridiani yoyining bir darajasi 110295 metrga tengligini topgan.

IBN SINO
(980–1037)



Abu Ali Husayn ibn Abdullo ibn Sino – qomusiy olim, mutafakkir, tabib, faylasuf, shoir. 980 yil avgustda Buxoro yaqinidagi Afshona qishlog'ida tug'ilgan. 1037 yil 18 iyunda Isfaxonda vafot etgan. Buxoroda o'qigan. 10 yoshida Qur'onni yod bilgan. Ma'lum muddat Xorazmda yashagan. Bu yerda G'aznaviy ta'qibidan qochib Eronga ketgan. Turli hukmdorlar qo'l ostida vazirlik va tabiblik qilgan. «Olimlar olimi» unvoni bilan atalgan. Evropada Avitsenna nomi bilan mashhur. Asarlari soni 280 dan ziyod. Ulardan 40 dan ko'prog'i tibbiyotga, 30 dan ortig'i tabiiy fanlar va boshqa mavzularga tegishli. Bizgacha 160 ga yaqin asari etib kelgan.





Ibn Sinioning «Aql mezoni» kitobida keltirilgan vint turlari hamda vintli uzatma [8].

ULUG'BEK
(1394–1449)

Ulug'bek – buyuk olim, astronom va matematik, davlat arbobi. Temurning nabirasi. Ulug'bek O'rta Osiyo xalklari ilm-fani va madaniyatiga katta hissa qo'shgan. Har sohadan keng bilim olgan Ulug'bek davlat ishlaridan tashqari tarix, she'riyat, matematika mashg'ulotlariga katta e'tibor bergan. Astronom sifatida



olamga tanilgan. Shogirdlari bilan birga mingdan ortiq yulduzlar ro'yxatini tuzgan.

Sohibqiron Temur 1393 yili Eron va yaqin Sharqqa yurish qiladi. U o'z odatiga ko'ra harbiy yurishlarida saroy ahlini ham o'zi bilan olib ketar edi. Ular yo'lda Sultoniya shahrida to'xtab qolishadi. Shu yerda Temurning kichik o'g'li – Shohruhning xotini Gavhar Shod Og'a o'g'il ko'radi. Chaqaloqqa Muhammad Tarag'ay deb ism qo'yishadi. Bu 1394 yil 22 martda yuz bergan. Keyinchalik unga «Buyuk bek», ya'ni «Ulug'bek» degan tahallus berishadi.

U ko'proq ilm-fan bilan shug'ullangan, shahar va qishloqlarni obodonlashtirish bilan band bo'lgan. Masalan, u 1417 yili Buxoroda, 1420 yili Samarqandda, 1432-33 yillari Gijduvonda madrasa – o'sha davr oliy bilimgohlarini qurdiradi. «Bibixonim» masjidi, «Go'ri Amir» maqbarasi, «Shohizinda» ansambllari qurilishi ham Ulug'bek zamonida nihoyasiga etadi. Tarixning achchiq taqozosi bilan buyuk olim va yetuk inson bir to'da galamislar ig'vosi bilan o'z o'g'li tomonidan 1449 yilning 25 oktabrida 56 yoshda qatl qildirildi.



Ulug'bek 1420-29 yillari Samarqand yaqinidagi Obi-Rahmat tepaligiga rasadxona qurdirdi. Bino uch qavatli to'garak shaklida bo'lib, diametri 46-40 metr, balandligi 30 metrcha edi. Rasadxonaning asosiy quroli – burchak o'lchaydigan juda ulkan asbob (vertikal doira)dan iborat bulib, uning radiusi 40,212 metr, yoyining uzunligi 63 metrga teng edi. Asbobning hozirgi kungacha saqlanib qolgan qismi tepalik ostidagi qoya toshga o'yib ishlangan torgina chuqur ariqcha. Ariqchaga pishiq gisht terib, ikkita parallel yoy ishlangan va ganch eritmasi quyib semonlashgan. Yoyning ustiga 10-20 santimetrli qalin marmar tosh taxtachalari qoplangan. G'arbiy yoyga tegishli belgilar arab harflari bilan qavariq qilib yozilgan. Marmar toshli yoylarga daqiqa va soniya bo'linmalari qayd qilingan mis tasma ishlangan. Bu mis tasma yoritgichning meridiandan o'tgan vaqtini aniq o'lchash uchun zarur bo'lgan.

Ulug'bek rahbarligida Samarqand astronomlari «Ziji Kuragoniy» astronomik katalogini yaratishdi. Bu katalog «Ulug'bekning yulduzlar jadvali» nomi bilan ham mashxur. Bu jadvallar olimlarning uzoq yillik mehnatlari mahsuli edi.

Ulug'bek qalamiga mansub ilmiy asarlardan biri uning ziji. Bu asar «Ulug'-

bek ziji» yoki «Ziji Kuragoniy» nomlari bilan mashhur. «Zij» forscha «Zik» so'zidan olingan va u «jadval» degan ma'noni bildiradi. «Ulug'bek ziji» fors tilida yozilgan, keyin esa uni G'iyosiddin Jamshid al-Koshiy arab tiliga tarjima qilgan.

«Ulug'bek ziji»ning yulduzlar katalogiga doir qismi ham diqqatga sazovor, bu bo'limda u 1018 yulduzning har birini yulduz turkumlari bo'yicha joylashtirib chiqqan: ularning raqami, qisqacha ta'rifi, 1437 yilning teng kunlik nuqtasiga keltirilgan uzunligi va kengligi berilgan.

«Zij»ning oxirgi to'rtinchi kitobi ilmi nujum, ya'ni astrologiyaga bag'ishlangan. Ilmi nujumda sayyoralarning turlicha mos turishlariga qarab kishilarning tole'nomasini tuzish, sayyoralarning turli-tuman joylashuvining kishilar taqdiriga ta'siri masalalari qaralgan.

«Ulug'bek ziji» Dunyo kutubxonalari va shaxsiy kitob yig'uvchilar orasida eng ko'p tarqalgan asar, desak xato qilmagan bo'lamiz, chunki hozirgi kunda bu asarning 150 dan ortiq nusxasi ma'lum.

«Akademiya» atamasi yangi atama emas. Akademiya – ba'zi ilmiy va o'quv tashkilotlarining nomi. Fan tarixida akademiyalar juda ko'plab tuzilgan. Masalan, qadimgi Yunon faylasufi va matematigi Aflotun (Platon, eramizdan oldingi 429-348 yillarda yashagan) akademiya tashkil qilgan va bu akademiya binosi peshtoqiga «Bu yerga geometriyani bilmaganlar kirmasin», deb yozdirib qo'ygan.

«Akademiya» atamasi afsonaviy qahramon «Akadema» nomidan hosil qilingan. Uning nomi bilan Afina yaqinidagi bir shahar ham Akademiya deb atalgan.

Keyingi akademiya arab xalifaligi davrida tashkil topgan, uni xalifa al-Ma'mun (813–833) Bag'dodda tashkil etgan. U arabcha «Baytul hikma», ya'ni «Hikmatlar uyi» deb atalgan. Manbalarning guvohlik berishicha, bu akademiya qoshida boy kutubxona, yaxshigina jihozlangan rasadxona bo'lgan. Bu akademiyada juda ko'plab yo'nalishlar bo'yicha ilmiy izlanish ishlari olib borilgan: akadjemiya olimlari qadimgi Yunon olimlarining tabiiy va boshqa fanlarga doir ilmiy ishlarini arab tiliga tarjima qilishgan va bu asarlarga sharhlar yozishgan. Rasadxonada esa sayyoralar va qo'zg'almas yulduzlar kuzatilgan. Yer meridiani bir darajasining uzunligini hisoblash bo'yicha xalifalik sahrolariga ilmiy ekspeditsiyalar tashkil etilgan. Bu akademiya qariyb 200 yil faoliyat ko'rsatgan. Unda o'zbek olimlaridan Muhammad ibn Muso al-Xorazmiy (783–850) va Muhammad ibn Kasr al-Fargoniy (IX-X asr.) hamda ko'pgina Markaziy Osiyolik olimlar arab do'stlari bilan yelkama-yelka turib faoliyat ko'rsatishgan. Xorazmiy esa akademiyaning ilmiy ishlarini, kutubxona va rasadxonada olib borilgan ishlarni boshqarib turgan.

Akademiya xodimlari faqat yunon olimlari asarlarini tarjima qilish va sharhlash bilan band bo'lishmagan, ular keyinchalik o'zlarining original asarlarini yarata boshlashgan. Bu bilan ular jahon fani xazinasiga, ayniqsa, Markaziy Osiyoda fanning turli sohalari rivojlanishiga katta hissa qo'shishgan.

Taxminan 1000 yillar atrofida Bag'dod akademiyasi kabi akademiyani xorazmshoh Ali ibn Xorazmning o'sha paytdagi poytaxti Gurganchda tashkil qildi va o'z akademiyasiga shoir va tabiblardan tashqari, o'sha davrning buyuk faylasuflari va olimlari – al-Masihiy, al-Hammar, Abu Ali Ibn Sino va Abu Rayhon Beruniylarni taklif etdi.

Ba'zi tarixchi olimlarimiz Gurganchdagi ilmiy tashkilot oz vaqt faoliyat

ko‘rsatgani va unda ishlagan olimlarning soni kam bo‘lgani uchun uni «Akademiya» deb bo‘lmaydi, degan fikrni aytishadi. Biz bu tashkilotni ham akademiya deyish mumkin, deb hisoblaymiz, chunki bu ilm dargohida mashhur matematik, juda ko‘plab olimlar murabbiysi – Ibn Iroq, qomusiy olim, Ibn Iroqning shogirdi, jahon fani xazinasida o‘chmas iz qoldirgan Abu Rayhon Beruniy, tabib, faylasuf va tabiiy fanlar bilag‘oni Abu Ali Ibn Sino kabilar faoliyat ko‘rsatdi va oz vaqt ichida ham anchagina ilmiy asarlar yaratdi. Avvalo ilmiy tashkilot unda ishlagan olimlarning soni bilan belgilanmaydi. Uning salmog‘i fanning turli sohalariga qanchalik hissa qo‘shgani, qanday yangiliklar yaratgani, qanday olimlar yetishtirgani bilan aniqlanadi. Masalan, Peterburg Fanlar Akademiyasi tashkil etilganda unda bor-yo‘g‘i 4-5 olim bor edi. Ular ham bo‘lsa, xorijliklar edi. Keyinchalik shu akademiyada fan rivojlandi va Mixail Lomonosov singari buyuk olimlar yetishib chiqdi.

Gurganch ilmiy tashkilotini «akademiya» deb atasa bo‘lishi O‘zbekiston xalqlari tarixida ham ta’kidlangan (birinchi jild, 106-bet).

Yaqin, O‘rta Sharq va Markaziy Osiyoda ilmiy ishlarni akademiya shaklida tashkil etish an’anaga aylandi. O‘rta Osiyoda bu jarayon keyin ham davom etdi. XV-asrda Samarqanda Ulug‘bek o‘zining akademiyasini tashkil qildi. Fan tarixiga bu ilmiy markaz «Ulug‘bekning Samarqand akademiyasi» va «Ulug‘bekning Samarqand astronomiya maktabi» nomlari bilan kirdi. Uning qoshida yaxshi jihozlangan rasadxona, boy kutubxona va o‘z davrining oliy o‘quv yurti – madrasa bor edi. Rasadxonada mahalliy ziyolilar bilan bir qatorda turli yurt va elatlardan taklif etilgan mashhur astronomlar hamda matematiklar xizmat qilishar edi. Astronomlar sayyoralar va yulduzlarning Osmon Kurrasidagi holatini kuzatishar, olingan ma’lumotlarga esa ilmiy dargoh qoshidagi matematiklardan iborat hisobdonlar matematik ishlov berishar edi. Ana shu tariqa astronomik va trigonometrik jadvallar vujudga kelar edi. Rasadxona xodimlari, jumladan Ulug‘bekning o‘zi ham, madrasada dars berishar edi. Madrasada diniy – Qur’oni karim, hadis va tafsirdan tashqari, tabiiy fanlar – riyoziyot, xandasa, ilmi hay’at, ya’ni astronomiya, tibbiyot, ya’ni meditsina, surat al-ard, ya’ni geografiya kabilar o‘qitilar edi. Ulug‘bek akademiyasida mashhur olimlar – Qozi Zoda Rumiy (1435 yil vafot etgan), G‘iyosiddin Jamshid al-Koshiy (tugilgan va vafot etgan vaqtlari aniqlanmagan) va Ali Qushchi (u 1475 yili Istambulda vafot etgan)lar xizmat qilishgan. Keyinchalik bu akademiyada Xasan Chalabiy ibn Muso ibn Mahmud Qozi Zoda Rumiy (Saloxiddin Muso Qozi Zoda Rumiy o‘g‘li), Mu’iddin al-Koshiy, Mansur ibn Mu’iniddin al-Koshiy va boshqa olimlar ishlashgan. Olib borilgan astronomik kuzatishlar asosida «Ulug‘bek Ziji» vujudga kelgan. Akademiya xodimlari tomonidan bir qancha matematik risolalar bitilgan. Ulug‘bek akademiyasida fanning turli sohalari buyicha ilmiy ishlar olib borilgan. Kezi kelganda Yevropada birinchi akademiya 1662 yili Angliyada tashkil topganini, u «London qirollik jamiyati» deb atalganini eslash lozim. Bu ilmiy jamiyat Kembrij universiteti talabalarining ilmiy to‘garaklari asosida vujudga kelgan. Uning tashabbuskori Robert Voyl (1627-91) hisoblanadi. Bu akademiyaga o‘z vaqtida R. Guk (1635–1703), X. Ren (1632–1723) va Isaak Nyuton (1643–1727) lar rahbarlik qilishgan.

Rossiyada birinchi akademiyaga 1724 yili Pyotr I asos solgan. U 1747 yilgi nizomga ko‘ra «Imperator Fanlar va San’at akademiyasi» deb atalgan. 1803 yildan

boshlab «Imperator Fanlar Akademiyasi» deb ataladigan bo'ldi.

Ulug'bekning akademiyasi haqida gapirganda akademiya namoyandalaridan G'iyosiddin Jamshid al-Koshiy (Koshoniy)ga alohida to'xtash lozim bo'ladi, chunki agar Qozi Zoda Rumiyni Ulug'bek o'z ustozi sifatida tan olgan bo'lsa, al-Koshiy Samarqandga keyinroq (1417 yilda) kelgan. Shu sababli uni Ulug'bek shogirdlari qatoriga kiritish mumkin. Ammo u matematika bobida juda yuksak bilimga ega edi. Koshiyning tarjimai holi haqida deyarli ma'lumot yo'q. Bizgacha etib kelgan asarlari «Arifmetika kaliti» («Miftax al-hisob») va «Aylana haqida risola» («Risola fil-muhitiya»). Giyosiddin Jamshidning fikricha, «Arifmetika kaliti»ni u tajribali hisobchilar uni sinash uchunmi yoki haqiqatan ham bilmaganliklari uchunmi bergan savollariga javob tariqasida yozgan va Ulug'bekning kutubxonasiga sovg'a qilgan.

LEONARDO DA VINChI
(1452–1519)

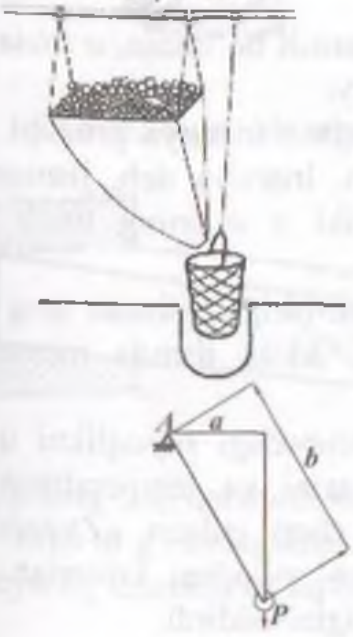


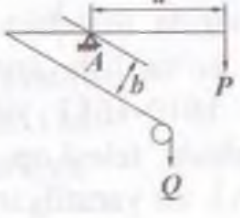
Avtoportret.

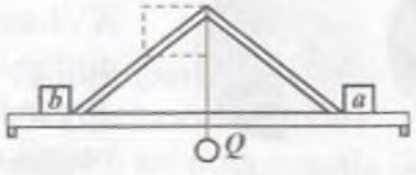
Mashxur Italyan olimi – rassom, prokat stanlari, tokarlik stanoki, qurilish va harbiy suv dvigatelli mashinalarning mexanizmlari, uzatish mexanizmlarini yaratdi. Nazariy va amaliy mexanika sohasida ishlar olib bordi. Richaklar nazariyasi, jismlarning og'irlik markazini topish, jismlarning qiya tekislikdagi harakati, kuchlarni qo'shish va ajratish, ishqalanish koeffitsientini aniqlash, zarb nazariyasi, jismlar harakati inersiyasiga oid ishlar qildi. XV asr 80-90 yillarida parashyut loyihasini ishlab chiqdi.

Leonardo Da Vinchining qo'lyozmasida mexanika, konstruksiyalar mustahkamligi masalalari uchraydi. Masalan, cho'zilishga sinash. Bir uchi mahkam bog'langan sim qancha yukni ko'tara oladi? Simning ikkinchi uchiga osilgan yashikga voronka yordamida sim uzilgunga qadar qum solinadi. Voronkaning teshigi unga o'rnatilgan prujina yordamida bekiladi. Qumning og'irligi va simning uzilish nuqtasi belgilanadi. Tajriba bir necha marotaba takrorlanadi.

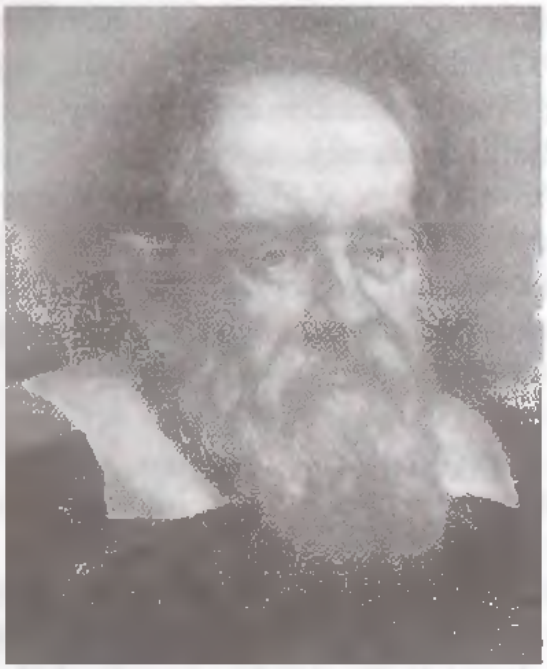
Moment tenglamalarini tadbiq etib, Leonardo Da Vinchi to'g'ri ishlagan misollari, arkda hosil kuchlarni aniqlash masalalarini tahlil qilgan.







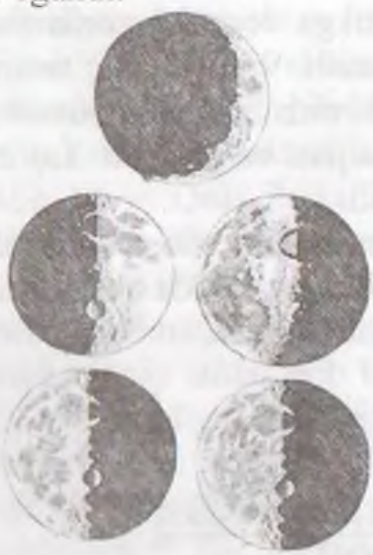
GALILEO GALILIY
(1564–1642)



15 fevral 1564 yil Pizada tug‘ilgan, 8 yanvar 1642 yil Archetri, Florensiya yaqinida vafot etgan. 1581 yil Piza universitetiga kirib tibbiyot o‘rgana boshlaydi. Aristotel fizikasi, Evklid va Arximed matematikasini o‘rganib, geometriya va mexanikaga qiziqadi, 4 yil davomida «Kichik tarozular» asarini yozgan (1586, 1655 yillar nashr etilgan). O‘zi yasagan (32 marta katta qilib ko‘rsatadigan) teleskop yordamida Oy sirtining notekisligini, Venera fazasining o‘zgarishini, Quyoshning o‘z o‘qi atrofida aylanishini isbotladi. Galileyning bu ishlari «Yulduz xabachisi» asarida (1610-1611 y.) berilgan. U tabiiy hodisalarni tajriba va matematik fikrlash asosida tushuntirishga harakat qilgan. «Beseda i matematicheskie dokazatelstva v dvux novix vetvyax nauki» (Sochineniya, T.1) nomli asari materiallar qarshiligi faniga asos soldi.

Qattiq jismlarning tushayotganda jadallashishi va tashlangan jismlarning egri chiziq bo‘ylab harakati faqat og‘irlikda edi. Bu juda oddiy bo‘lgani bilan to Galileygacha bu qonunlarni hech kim ocholmadi. Galiley birinchilardan bo‘lib, bu ishga qadam qo‘ydi va mexanikaning rivojiga katta yo‘l ochib berdi. Lekin osmon haqidagi kashfiyotlari unga ko‘proq mashhurlik keltiradi.

Olim mexanikada yangi davrni boshlab berdi. Asosiy kinematika tushunchalari (tezlik, tezlanish) prinsiplarini yaratdi. Jismning erkin tushish va uning qiya tekislikdan tushish, hamda gorizontga qiya tashlangan jismning harakat qonunlarini o‘rgandi.



Galiley daftaridagi
Oyning rasmlari

«Kim harakat bilan tanish bo‘lmasa, u tabiatni bilmaydi» - degan G. Galiley.

Zamonaviy dinamikaga – inersiya prinsipi va nisbiylik prinsipini kiritgan. Inersiya deb, jismning shunday xossasiga aytiladiki u o‘zining tinch va harakat vaziyatini saqlaydi.

Nisbiylik prinsipi – bir-biriga nisbatan teng va to‘gri chiziqli harakatdagi ikkita jismda mexanik hodisa bir xil sodir bo‘ladi.

XVI-asr oxirida ingichka trubadagi suyuqlikni qizdirilishida ko‘tarilish xossasini va temperaturasini o‘rgandi. 1610-1611 yil chop etilgan «Zvezdniy vestnik» ishida teleskop, oy yuzidagi kraterlar va tog‘lar va h.k lar yaratilganligini bildirdi.



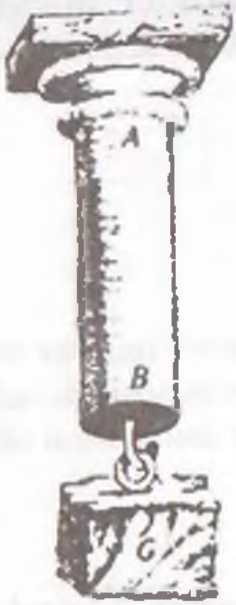
Archetrida Galiley qabulxona villasi

Galileo Galiley faoliyatiga oid materiallar

1638 yil Galiley ikki yangi ilmiy ishi to'g'risidagi kitobini chop etdi. Uning bir qismi materiallar qarshiligi sohasidagi mustahkamlikka bag'ishlangan birinchi ilmiy ish edi.


DISCORSI
E
DIMOSTRAZIONI
MATEMATICHE
intorno à due nuoue scienze
Attenenti alla
MECANICA & i MOVIMENTI LOCALI
del Signor
GALILEO GALILEI LINCEO,
Filosofo e Matematico primario del Serenissimo
Grand Duca di Toscana.
IN LEIDA.
Appresso gli Elsevirii.

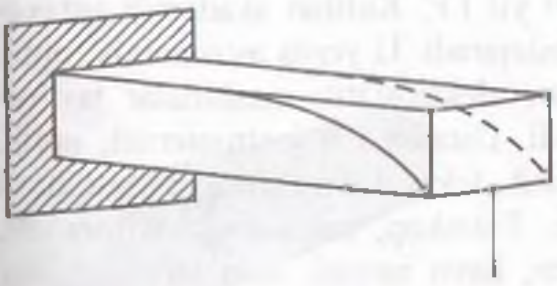
Galileyning ikki yangi ilmiy ishi to'g'risidagi kitobining jildi



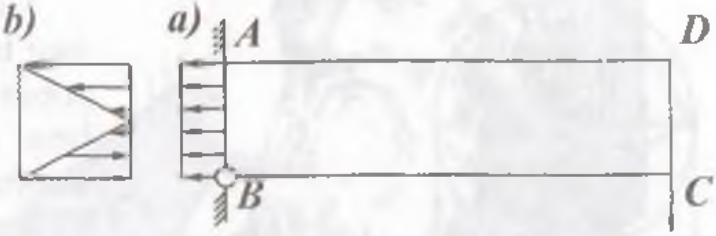
Cho'zilishga sinash



Egilishga sinash



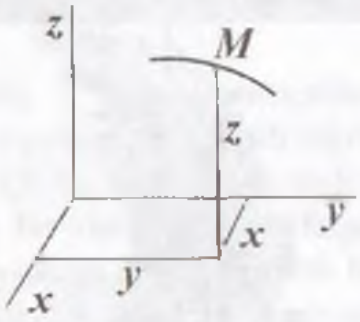
Egilishda teng qarshilik ko'rsatuvchi brus to'g'risidagi masala Galileyning kitobida to'liq berilgan



a) Galiley tomonidan keltirilgan kuchlanish epyurasi
b) Zamonaviy formula asosida chizilgan kuchlanish epyurasi

RENE DEKART
(1596–1650)





Le-fleshda kollejni tugatadi. Analitik geometriya bilan shug'ullanadi. Geometriya masalalarini koordinata usulida algebra tiliga o'tkazdi. 1649 yil Shvetsiyaga keladi .

1637 yilda chop etilgan «Geometriya» ishida birinchi marotaba o'zgaruvchan qiymat va funksiya tushunchasini kiritdi. Matematikadagi tubdan o'zgarish – Dekart o'zgaruvchan qiymat asosida hosil bo'lgan harakat tushunchasi edi. Matematik harakatlardagi noaniq qiymatlarni lotin alifbosidagi x, y, z harflari bilan belgiladi va Dekart sistemasini yaratdi.

Tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar kinetikasini grafikaviy usulda o'rganishda fransuz olimi R. Dekartning koordinatalar sistemasidan foydalaniladi.

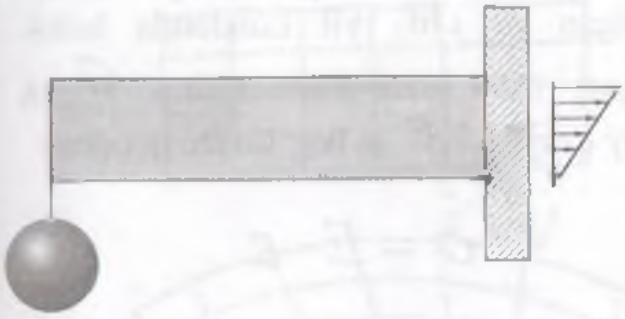
I. P. KULIBIN
(1735–1818)



Priborsozlik, soatsozlik, yog'och va metall ko'priklari, optik telegraf va paraxodsozlik mashinalari bilan shug'ullandi.

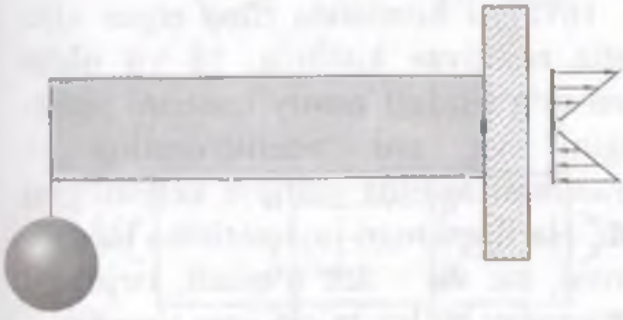
1769 yil I.P. Kulibin akademik ustaxonani boshqaradi. U yerda astronomik, optik priborlar, elektrostatik mashinalar tayyorlanar edi. Ustaxonada instrumental, optik, barometrik, tokarlik va stolyarlik bo'limlari bo'lgan. Teleskop, mikroskop, termometr, barometr, havo nasosi, aniq tarozilar, har xil soatlar, elektrik priborlar ishlab chiqilgan. 70-yillarda juda katta o'lchamli va quvvatga ega elektrofor quriladi.

MARIOTT
(1620–1684)



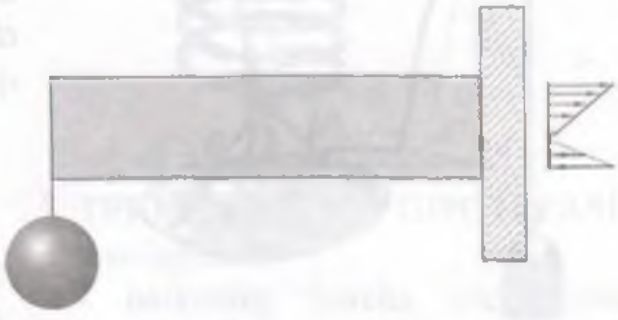
Galileydan keyin egilish nazariyasiga hissa qo‘shgan.

Qatlam deformatsiyasini Mariott hisobga oladi, lekin neytral qatlamni balkaning cho‘ziladigan tomoniga joylashtiradi.

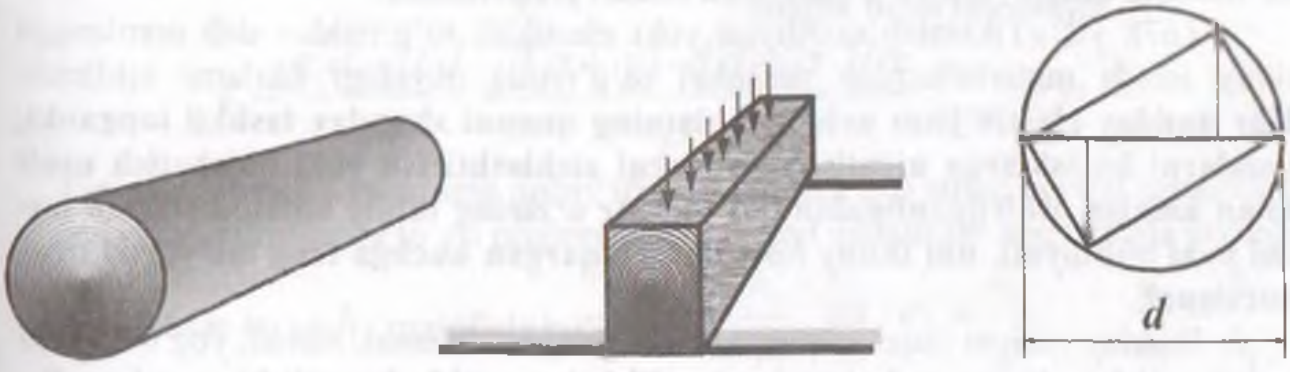


Egilishni tajribada o‘rganib siqiluvchi tolalar mavjudligini aniqlaydi, lekin tasodifiy xatolik evaziga to‘g‘ri egilishda emirilishga sabab bo‘luvchi kuchlanishni aniq topa olmaydi.

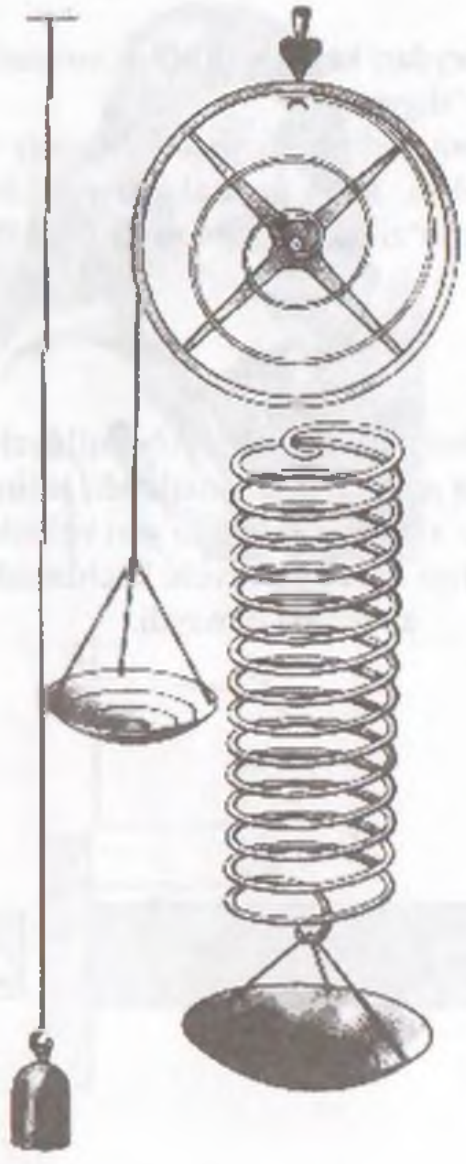
Mariott xatosini Paran tuzatadi. U kuchlanish epyurasini ikkita teng bo‘lmagan uchburchak shaklida quradi.



Paran doiraviy yog‘ochdan qanday qilib eng yuqori mustahkamlikka ega bo‘lgan to‘g‘ri burchakli balkani hosil qilish masalasini to‘g‘ri yechadi.



ROBERT GUK
(1635–1703)



1635 yil Freshwaterga (Uayt oroli) tug‘ilgan va 1703 yil Londonda halok bo‘lgan. 1660 yilda kuchlanish - σ va nisbiy uzayish - ε ni bog‘lovchi qonunni:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

ya’ni kuchlanish nisbiy uzayishga to‘g‘ri proporsional ekanligini aniqladi.

1678 yil Londonda chop etgan «De potentia restitiva» kitobida, 18 yil oldin prujina to‘g‘risidagi asosiy qonunni yaratganligini va uni «ceiiinossstlu» – anogrammasi asosida yashirib kelganligini yozadi. Harflarni tugri joylashtirilsa bu so‘z ut tensio, sic vis - deb o‘qiladi, tarjimasi «kuch qanday bo‘lsa, ta’siri ham shunday – bo‘ladi», ya’ni prujinaning kuchi uning cho‘zilishiga to‘g‘ri proporsional. Bu qonunda

$$\varepsilon = \frac{\Delta \ell}{\ell} \text{ va } \sigma = \frac{F}{A} \text{ bo‘lsa}$$

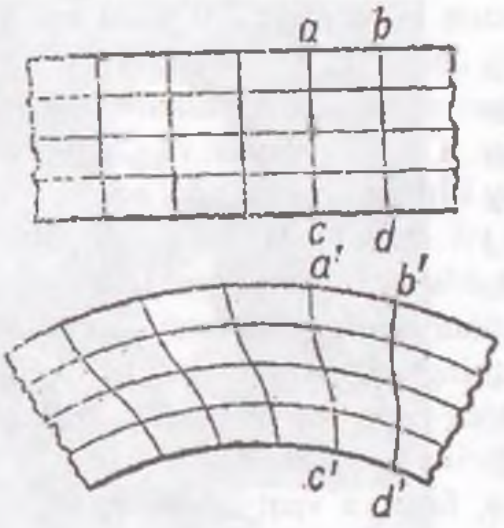
$$\Delta \ell = \frac{F \ell}{EA} \text{ hosil bo‘ladi, ya’ni}$$

absolyut uzayish cho‘zuvchi kuch va jismning uzunligiga to‘gri proporsional va ko‘ndalang kesim yuza va E kattalikka teskari proporsional.

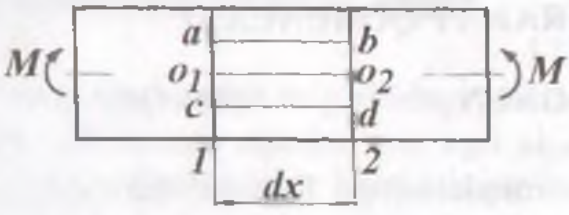
1678 yil «Tiklanish qobiliyati yoki elastiklik to‘g‘risida» deb nomlangan ilmiy ishida materiallarning xossalari to‘g‘risida quyidagi fikrlarni bildiradi: **Har qanday elastik jism uchun tabiatning qonuni shunday tashkil topganki, jismlarni bo‘laklarga ajratish, qismlarni zichlashtirish yoki bo‘shatish usuli bilan amalga oshirilganligidan qat’i nazar o‘zining tabiiy holatini tiklash kuchi yoki qobiliyati, uni tabiiy holatdan chiqargan kuchga teng me’yorda proporsional.**

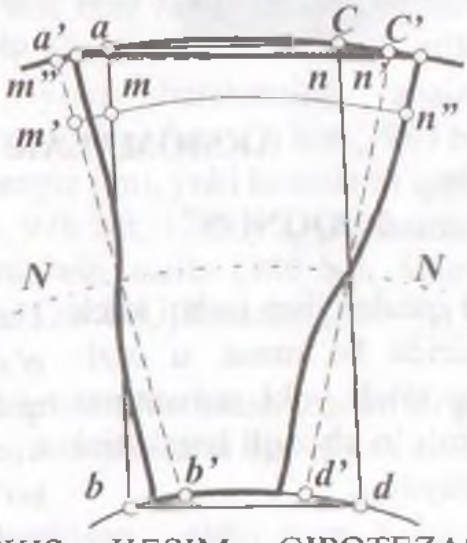
Bunday vaziyat faqat yuqorida keltirilgan jismda emas, metall, yog‘och, tosh turlari, g‘isht, shisha va hokazolarni egilish jarayonida kuzatilishi mumkin. Bu nazariya asosida kamon kuchini aniqlash mumkin, prujina yoki taranglashgan strunaning tebranishini tushuntirish mumkin.

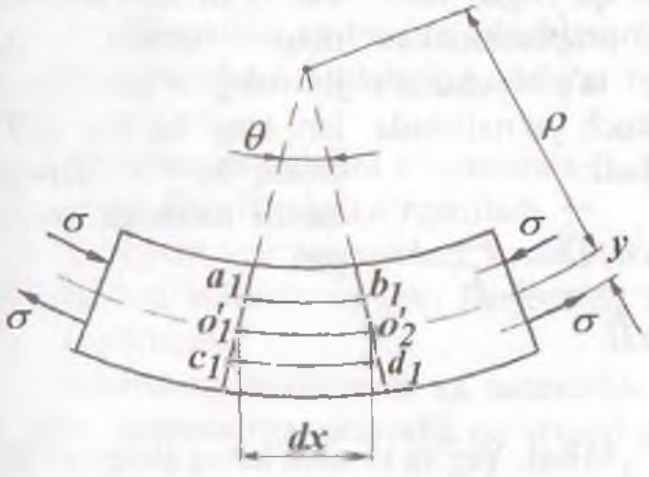
YaKOV BERNULLI
(1654–1705)











TEKIS KESIM GIPOTEZASIni asoslagan:

- balkaning barcha tekis kesim yuzalari deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi.

Bernulli gipotezasi – egilishida balka tolalarining uzayishi va qisqarishini aniqlik bilan hisoblaydi.

$$\varepsilon = \frac{c_1 d_1 - cd}{cd} = \frac{(\rho + y)\cdot d\alpha - \rho \cdot d\alpha}{\rho \cdot d\alpha} \quad \text{va} \quad \varepsilon = \frac{y}{\rho}$$

Egilayotgan balka tolasining nisbiy uzayishi (qiskarish) uning neytral qatlamdan joylashish masofasiga to'gri proporsional. Neytral qatlamdan eng uzoqda joylashgan tolalar h_1 va h_2 masofada bo'lsa $\varepsilon_1 = \frac{h_1}{\rho}$ va $\varepsilon_2 = \frac{h_2}{\rho}$, $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} = \frac{h_1}{h_2}$.

ε_1 va ε_2 - larni tajriba asosida topib, h_1 va h_2 – masofalarni, ya'ni neytral qatlam holatini aniqlash mumkin.

ISAAK NYUTON
(1642–1727)



I. Nyuton ta'limni (1209 yilda tashkil etilgan) Kembrij universitetida oladi. Nyuton texnika taraqqiy qilgan mamlakatda yashadi, u Kopernik, Dekart, Stevin, Galiley, Kepler va Gyuygens asarlarini va ilmiy ishlarini yaxshi bilar edi.

1687 yil Londonda «Tabiiy falsafaning matematik boshlanishi» nomli mexanika sohasidagi o'zining mashhur asarini chop etdi. Bu asarda mexanik harakatning asosiy qonunlari berilgan. 1713 va 1726 yillarda chop etilgan asarlarida ilgari surgan nazariyalarini takomillashtirdi. Massa, harakat miqdori, kuch, fazo va vaqt tushunchalarini tahlil qildi.

AKSIOMALAR YoKI HARAKAT QONUNLARI

I - QONUN

Har qanday jism tashqi kuch ta'sirida bo'lmasa, u o'zining tinch yoki muvozanat va to'g'ri chiziqli harakatini saqlaydi.

$$\vec{\vartheta} = \overrightarrow{const}$$

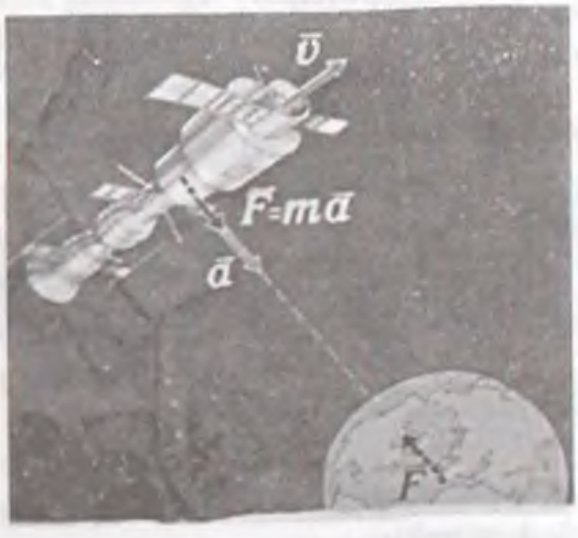
II - QONUN

Harakat miqdorining o'zgarishi qo'yilgan tashqi kuchga proporsional va kuchning ta'sir chizig'i bo'ylab kuch yo'nalishida sodir bo'ladi:

$$\frac{dm\vec{\vartheta}}{dt} = \vec{F}$$

III - QONUN

Ta'sirga hamisha teng aks ta'sir mavjud, shuning uchun ikki jismning o'zaro ta'sirlari teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan



Misol. Yer va kosmik kema sistemasida – Yerning kosmik kemani tortish kuchi F kema Yerni tortish kuchiga teng va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan. Lekin kemaning massasi m Yerning massasidan qancha kichik bo'lsa, kemaning tezlanishi a – Yerning tezlanishidan shuncha katta.

LEONARD EYLER
(1707–1783)



Leonard Eyler 5 aprel 1707 yil Bazel shahrida tug'ilgan, 18 sentyabr 1783 yil Peterburgda vafot etgan. 1720-1723 yillar Bazel universiteti talabasi, 1727 yil L. Eyler Peterburgga keladi. 1733 yildan oliy matematika kafedrasining (Peterburg akademiyasi) akademigi. 1741-1766 yillar Berlinda faoliyat ko'rsatadi. 1766 yildan boshlab umrining oxirigacha Peterburg akademiyasida ishlaydi. Ilmiy faoliyatida matematika, mexanika, fizika, astronomiya va texnikaga oid 800 ga yaqin ilmiy ishi bor. Mexanikaga oid ilmiy ishlari 1728 yildan boshlab chop etildi. «Mexanika, yoki harakatning analitik ma'nosi to'g'risidagi fan» (II tom, 980 bet, 1736 y.), «Dengiz ilmi, yoki kemalarni qurish va ularni boshqarish to'g'risidagi traktat» (II tom, 978 bet, 1749 y.), «Maksimum yoki minimumga ega bo'lgan egri chiziqlarni aniqlash usuli» (480 bet, Jeneva, 1744 y.), «Qattiq jism harakatining nazariyasi» (520 bet, Rostok, 1765 y.) va boshqalar.

U differensial va integral hisoblashni va variatsion hisoblash usulini to'g'ri baholab mexanika masalalariga adekvat bo'lgan muammolarni hal qilish mumkinligini aytgan.

Harakat qonunlarini o'rganishda L. Eylerga asosan – oldin nuqta harakati, keyin qattiq jism harakati o'rganiladi.

L. Eyler – o'zgaruvchan kesimli sterjenning bo'ylama egilishi, ikki uchi shamirli bog'lanishda bo'lgan sterjenning xususiy og'irligi ta'siridan egilish masalasini yechgan.

Kemaning muvozanat va ustuvorlik nazariyasini ishlab chiqqan. Natijada mexanik sistemaning ustuvorlik nazariyasi yaratildi.



Siqilayotgan sterjendagi kritik kuchni Eyler topgan

L. Eyleming «Oy harakatining yangi nazariyasi» koinot mexanikasida muhim o'rin egallaydi. Bu masalada L. Eyler Oy harakatini «uch jism» masalasiga keltiradi va Dekart koordinatasini tadbiq etadi, mexanikaning integrall prinsipini – kam harakat (ta'sir) prinsipi deb aniq va tushunarli qilib bayon qiladi. Mexanikani rivojlantirishda L. Eyleming hissasi beqiyos katta. Kinetik moment to'g'risidagi teoremasi qattiq jism dinamikasida tadbiq etiladi.

Leonard Eyler 1733 yildan Rossiya Fanlar Akkademiyasining akademigi



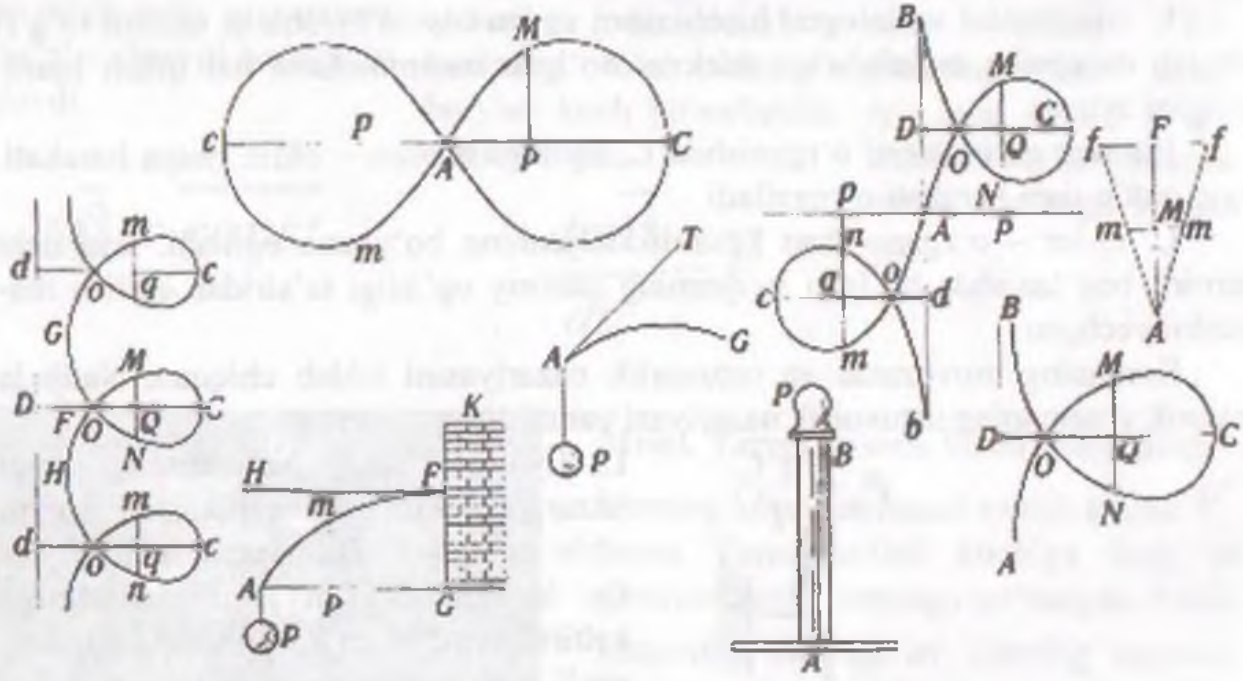
Peterburg Fanlar Akademiyasi binosi





Peterburg Fanlar Akademiyasi (1786) ilmiy ishlarining I tomi. Eylerning ko'plab ishlari shu to'plamda chop etildi.

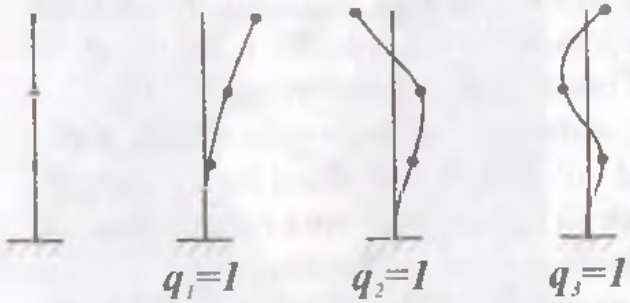
Mustahkamlik ilmiga L. Eyler, elastik sistemaning muvozanatlashgan ustuvorligini izlanish usulining muallifi sifatida kirib keldi.



Elastik sterjendagi katta ko'chishlarni Eyler tomonidan aniqlash usuli, hozirgi vaqtda EHM vositasida yechiladi. Eyler arralovchi mashina, o't o'chiruvchi nasos qurilmalari bo'yicha ekspert, Moskva qo'ng'irog'ini ko'tarishda, Neva daryosidagi bir arkali ko'prikni mahkamlashda, dengiz qirg'oqlari qurilishida maslahatchi bo'lgan.

JOZEF LUI LAGRANJ
(1736-1813)

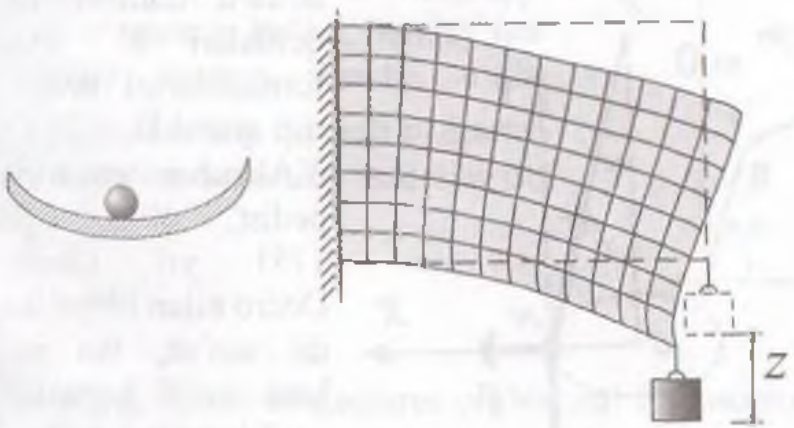
Turin Fanlar Akademiyasining asoschisi. Lagranj ishlab chiqqan umumiy koordinatalar usuli va Lagranj tenglamasi elastik sistema dinamikasida keng tadbiq etilmoqda.

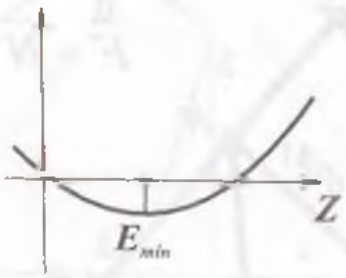


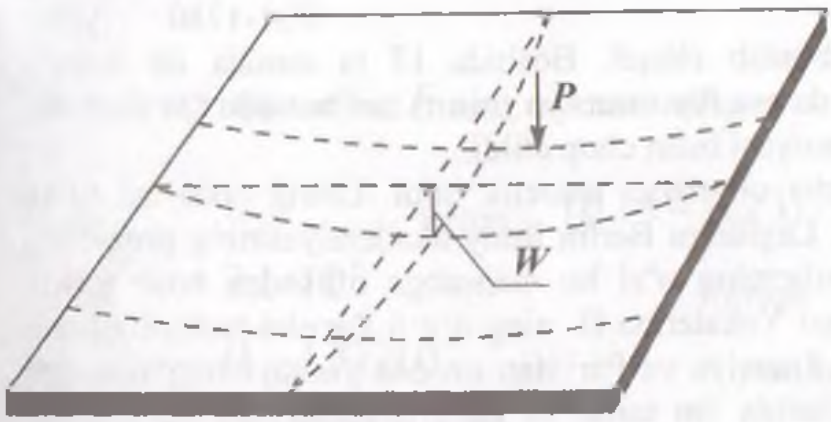
$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}=Q_i$$

Lagranjning variatsion prinsipi asosida elastiklik nazariyasi va qurilish mexanikasida energetik usullar tadbiq etiladi.

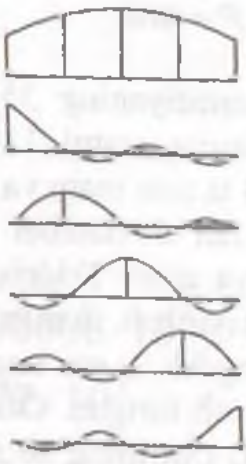
$E = E_{min}$ $\quad \delta E = O$ $\quad E = U - P \cdot z$







Sofi Jermen (Sophie Germen 1778–1831) xatosini tuzatib plastinka elastik sirtining bigarmonik tenglamasini yaratishda hissa qo'shgan.

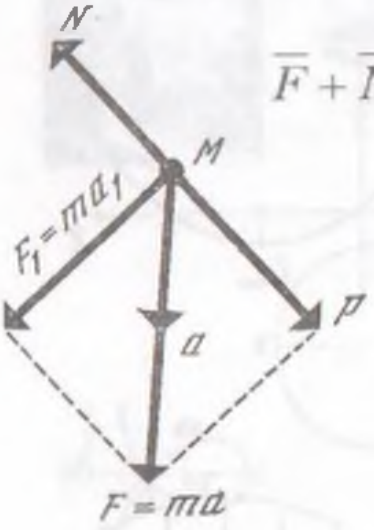


Interpolyatsion polinomlar usuli mexanikada ishlatiladi

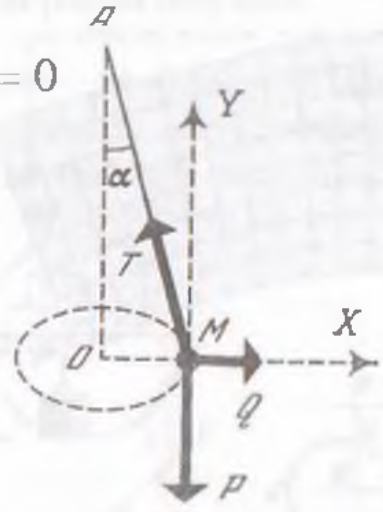
JAN d'ALAMBER
(1717–1783)



Jan d'Alamber 1717 yil 16-17 noyabrda Parijda tug'ildi. U general Detush va adiba Tansenning o'g'li edi. Uning nomi bilan atalgan D. Alamber qoidasini dinamika haqidagi traktatlarida (1743 y.) keltiradi. O'sha vaqtda u endigina 26 yoshda edi. Traktatning kirish qismiga shunday deb yozilgan edi: «Mazkur bayonnomada men o'zimga ikkita maqsad qo'ydim. Mexanikani hamma tomonlama kengaytirish uchun, men bitta masala bilan ikkinchi masalaning javobini yechmoqchiman. Shu bilan men mexanikaning yangi prinsiplarini ishlab chiqishim va mexanikadagi ko'pgina prinsiplarning foydasizligini kamaytirib qolganlaridan keng ko'lamda foydalanmoqchiman».



$$\overline{F} + \overline{N} + \overline{F}^{in} = 0$$



Zamonaviy darsliklarda d'Alamberning qoidalari va formulalarini uchratish mumkin.

d'Alamber ensiklopedist, olim edi. 1751 yil Daniil Dedro bilan birgalikda san'at, fan va kasb izohli lug'atini ensiklopediya tariqasida yaratishdi. 1751-1780 yillar ensiklopediyaning 35 tomi bosilib chiqdi. Boshida 17 ta tomida 60 mingta maqolaning matni, 11 ta tomida esa illyustratsiya (rasm) lari bor edi. Qo'shimcha yana 4 ta tom matn va ilyustratsiyasi bilan chop etildi.

Jan d'Alamber ko'pincha olimlarga ustozlik qildi. Uning tavsiyasi bilan Prussiya qiroli Fridrix II J.L. Lagranjni Berlin ilmiy akademiyasining prezidenti qilib tayinladi. Lekin d'Alamberning o'zi bu mansabga o'tishdan bosh tortdi. Shuningdek, u rus imperatrisasi Yekaterina II ning o'g'li Pavelni tarbiyalashdan ham bosh tortgan. Olim men Fransiya va Parijdan uzoqda yashayolmayman deb aytgan. Umrining so'nggi yillarida ilm tarixi va Parij akademiyasining a'zolari haqida biografik ma'lumotlar yozdi. J. d'Alamber musiqa nazariyasi bilan ham shug'ullanadi va o'zining musiqa erkinligi degan maqolasini chop ettirdi.

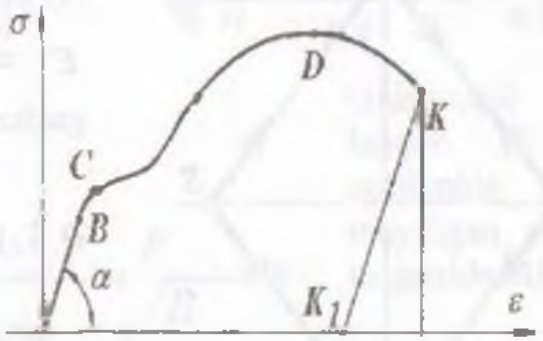
J. d'Alamber 1783 yil 29 oktyabrda olamdan o'tdi.

TOMAS YuNG
(1773–1829)



R. Guk formulasidagi E – materialning bikrligini xarakterlaydigan koeffitsient bo'lib, birinchi darajali elastiklik yoki yung moduli deyiladi. E – ni o'lchov birligi kuchlanishning o'lchov birligi bilan bir xil, ya'ni $\frac{N}{m^2}; \frac{\kappa N}{m^2}$ va materialning turiga bog'liq holda tajribalar asosida aniqlanadi. Masalan, yumshoq po'lat uchun namunani cho'zilish yoki siqilishga sinashda, diagrammani - ε o'qiga og'ishgan burchagining tangensiga teng. $E = tg\alpha$

Barcha yo'nalishlarda E -ning qiymati o'zgarmas bo'lsa, bunday materiallar izotrop, barcha o'qlar bo'yiga E -ning qiymati o'zgaruvchan bo'lsa anizotrop material deyiladi.



T.Young, Cours of Lectures on Natural Philosophy and Mechanical Als. London 1807.

Ayrim materiallar uchun E ning qiymati: *mPa*

		Beton	$(0{,}15-0{,}23)\cdot 10^5$
Po'lat	$2{,}1\cdot 10^5$	Rezina	$0{,}00008\cdot 10^5$
Mis	$(1-1{,}3)\cdot 10^5$	Alyuminiy	$0{,}72\cdot 10^5$
Cho'yon	$(1{,}15-1{,}6)\cdot 10^5$	Qarag'ay	$(0{,}1-0{,}12)\cdot 10^5$
Platina	$1{,}7\cdot 10^5$	Tekstolit	$(0{,}07-0{,}13)\cdot 10^5$

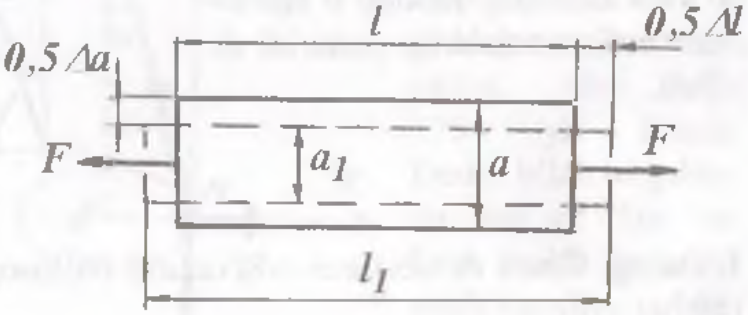
SIMON DENI PUASSON
(1781–1840)



Brusning cho'zilishida ko'ndalang o'lchamlari qisqaradi. Bu vaziyatni S.D. Puasson quyidagi tajriba bilan ifodalaydi. Cho'zilish tekisligida m va n zarrachalarni va mn tekislikka perpendikulyar tekislikda r va s zarrachalarni belgilaymiz. Cho'zilishda ms, mr, sn, rn masofalar uzayadi va elastiklik kuchlari hosil bo'ladi. r va s zarrachalardagi elastik kuchlarning teng ta'sir qiluvchilari, ularni yaqinlashtirishga intiladi.



Nisbiy ko'ndalang qisqarish – (ε^1) nisbiy bo'ylama uzayishga (ε) bog'lik, ya'ni $\varepsilon^1 = \mu\varepsilon$. Puasson koeffitsienti μ 0 dan 0,5 gacha o'zgaradi.



$$\varepsilon^1 = \frac{a - a_1}{a} = \frac{\Delta a}{a}; \qquad \varepsilon = \frac{\ell_1 - \ell}{\ell_1} = \frac{\Delta \ell}{\ell}; \qquad \mu = \frac{\varepsilon^1}{\varepsilon} = 0.....0{,}5$$

tomonlari birga teng bo'lgan kvadrat brusni cho'zilishda, cho'zilish yo'nalishida uning qirrasi ε ga uzayadi va $1+\varepsilon$ ga teng bo'ladi. Har bir ko'ndalang tomon $\mu\varepsilon$ -ga qisqaradi va $1-\mu\varepsilon$ ga teng bo'ladi. Unda hajmning nisbiy o'zgarishi $V_0 = 1 + \varepsilon(1 - 2\mu)$.

Ayrim materiallar uchun μ ning qiymati:

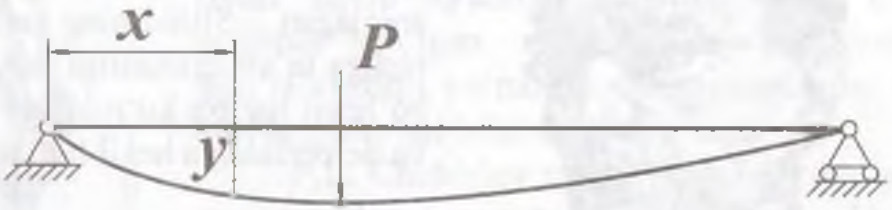
Shisha	0,25	Beton	0,16....0,18
Po'lat	0,24....0,30	Rezina	0,5
Mis	0,31...0,34	Alyuminiy	0,26...0,36
Cho'yan	0,23....0,27	Platina	0,39

LUI MARI ANRI NAVE
(1785–1836)

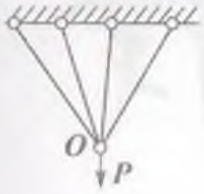
1831 yil Navening elastiklik nazariyasining asosiy matematik tenglamalari keltirilgan kitobi nashr etildi.

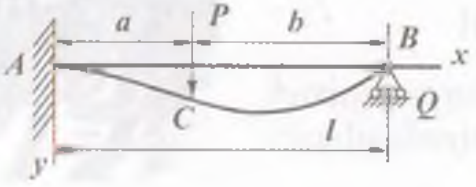
Ixtiyoriy ko‘ndalang kuch ta’siridagi balkaning siqilishini aniqlash usulini yaratdi.

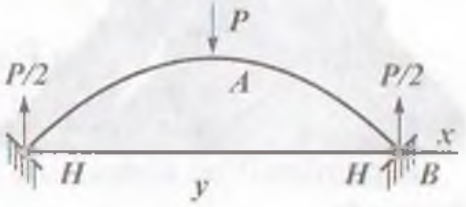
$$EI\frac{d^2y}{dx^2} = M$$



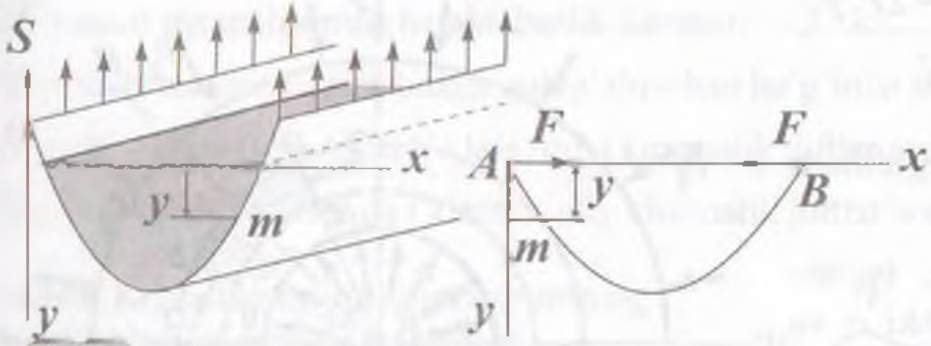
Nave materiallar mexanikasida statik noaniq masalalarni yechish usulini birinchi bo‘lib topdi.



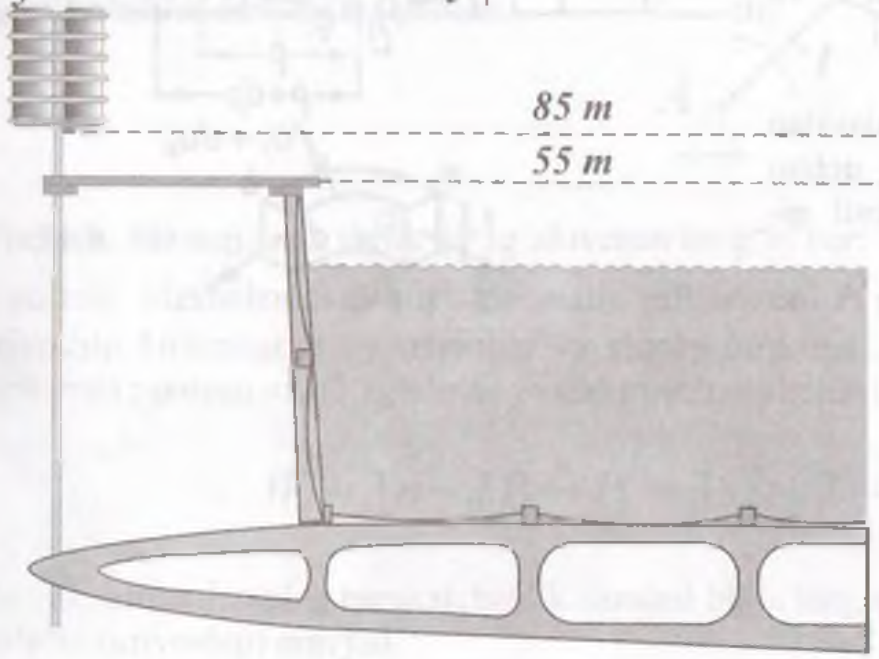




Gidrostatik yuklangan silindrik qobiqning egilmaydigan shakli to‘grisida misol



Nave faqat nazariy olim emas, balki buyuk injener ham edi.



Osma ko‘prik-kanal, 1824 y., prolet 105 metr.

LYaME
(1795-1870)



Uzunligi ahamiyatga ega bo'lmagan, tubi asossiz qalin devorli doiraviy halkasimon kesimli silindrning devorlarida bo'ylama cho'zuvchi kuchlanish hosil bo'lmasligini birinchi Lyame aniqlagan. Silindrning uzunligi undagi kuchlanishga ta'sir qilmasligi uchun uning tubi asossiz bo'lgani har bir ko'ndalang kesimida bir xil kuch va deformatsiya hosil bo'ladi.

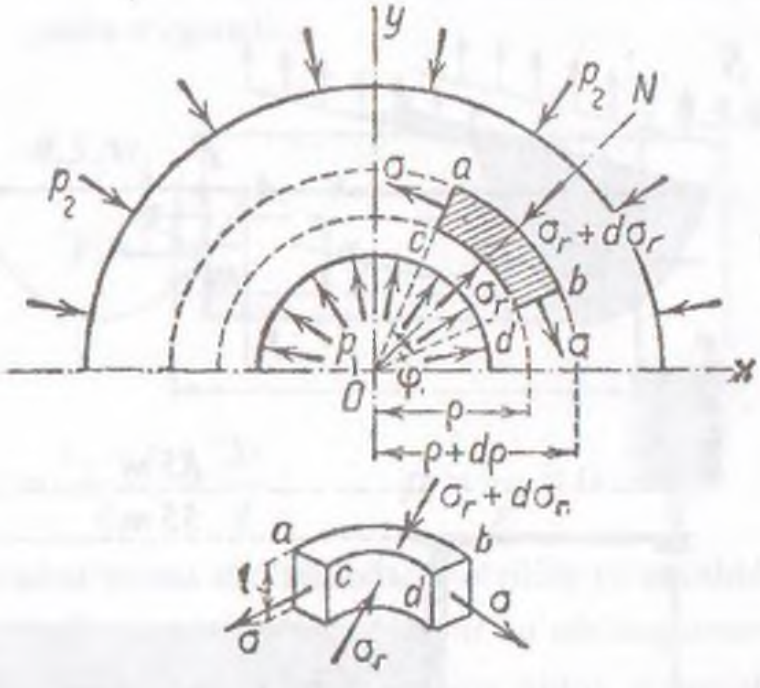
$$\frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \sqrt{\frac{P_1 + P_Z}{R_Z - P_1 + 2P_2}}$$

bu yerda

$$R_Z = \frac{P_1(\gamma_1^2 + \gamma_2^2) - 2P_2\gamma_2^2}{\gamma_2^2 - \gamma_1^2}$$

R_1, R_2 – silindrga, tegishlicha ichki va tashqi bosim;

γ_1, γ_2 - silindrning, tegishlicha ichki va tashqi radiusi.



Lyame formulasidan bug' qozoni silindri uchun Mariott formulasini hosil qilish mumkin.

$$R_Z = \frac{P_1 D}{z\delta}$$

$$\sigma_1 = \frac{DP}{z\delta}$$

PAFNUTIY LVOVICh ChEBIShEV
(1821–1894)



Mashhur rus matematigi va mexanigi akademik P.L. Chebishev mexanizmlar nazariyasi fanini «Parallelogrammlar nomi bilan mashhur bo‘lgan mexanizmlar nazariyasi», to‘g‘ri chiziqli yo‘naltiruvchi mexanizmlar sohasidagi asarlari bilan boyitdi.

P.L. Chebishev mexanizmlar apparatini – mexanizmlar nazariyasiga tadbiq etdi. Uning mexanizmlar strukturasini aniqlovchi formulasi (1869 yil.):

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

hozirgi vaqtda ham mexanizmlarning harakatchanlik darajasini aniqlashda qo‘llanilmoqda.

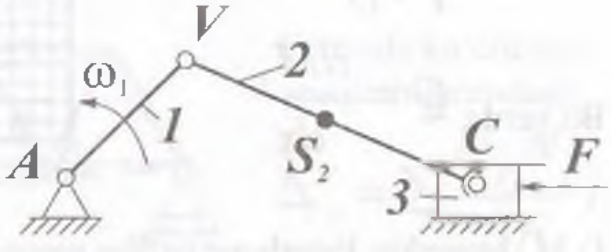
W – tekis mexanizmning haraktchanlik darajasi;

n – tekis mexanizm tarkibidagi qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘inlar soni;

R_5 – V – klass (tekislikda II klass) quyi kinematik juftlar soni;

R_4 – IV klass (tekislikda I klass) – oliy kinematik juftlar soni.

Misol. Krivoship polzunli mexanizmning harakatchanlik darajasi aniqlansin.



Yechish. Mexanizmda uchta qo‘zg‘aluvchan bo‘g‘in bor: 1-krivoship; 2-shatun va 3-polzun. Mexanizmdagi quyi kinematik juftlar soni $R_5=4$: (A – tayanch va krivoship birikmasi; V – krivoship va shatun birikmasi; C – shatun va polzun birikmasi ; polzun va qo‘zg‘almas yo‘naltiruvchi birikmasi.

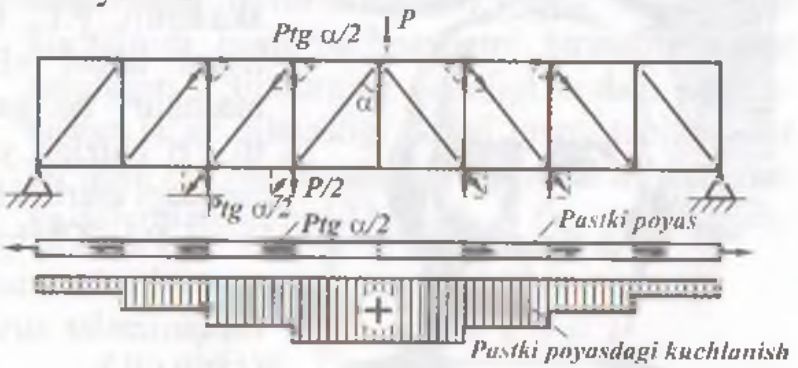
$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$$

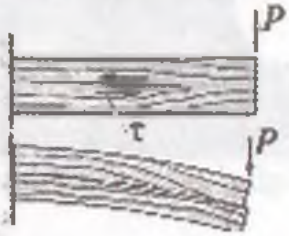
Demak, mexanizmning harakatchanlik darajasi birga teng va unda bitta etakchi bo‘g‘in (krivoship) mavjud.

DMITRIY IVANOVICh JURAVSKIY
(1821–1891)



D.M. Juravskiy dunyo amaliyotida birinchi bo‘lib ferma elementlaridagi zo‘riqish kuchlarini aniqlash usulini yaratdi



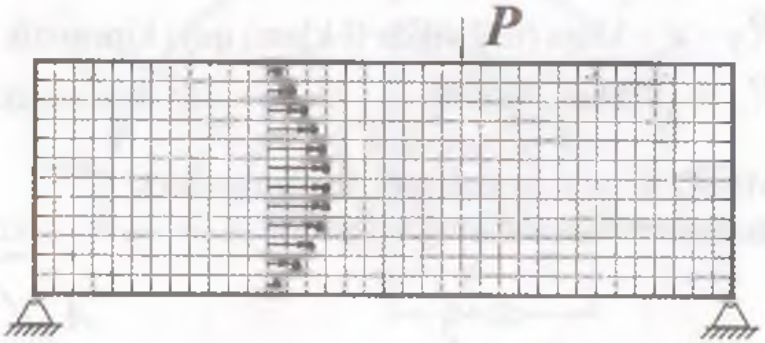




Yog‘ochdagi siljituvchi kuchlanishlarni o‘rganish asosida ko‘ndalang egilishda urinma kuchlanish formulasini yaratdi.

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{I \cdot b}$$

Bu yerda $Q = \frac{dM_x}{dx}$



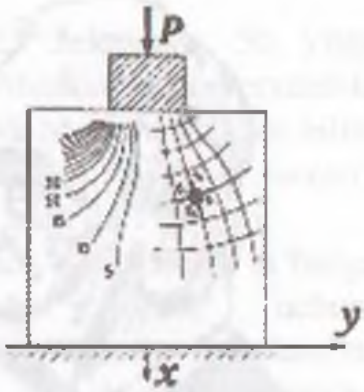
D.M. Juravskiy Peterburg yo‘llar aloqasi injenerlar institutini tamomlab 21 yoshida Moskva – Peterburg yo‘lida ikki tarmoqli Verebin ko‘prigini loyihalaydi va ko‘prikning qurilishiga rahbarlik qiladi. Ko‘prikning proleti 51,2 metr, suv sathidan 40,4 metr balandlikda.



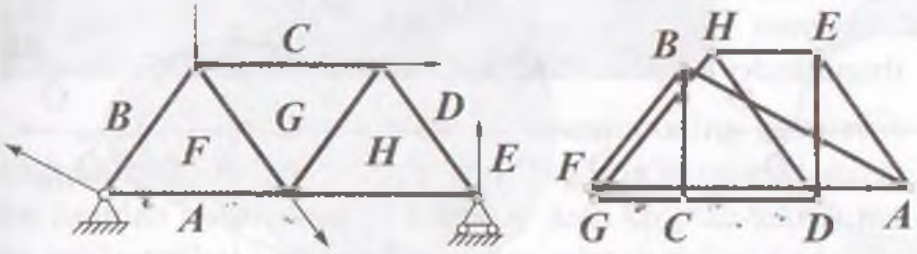
D. K. MAKSVELL
(1831–1879)



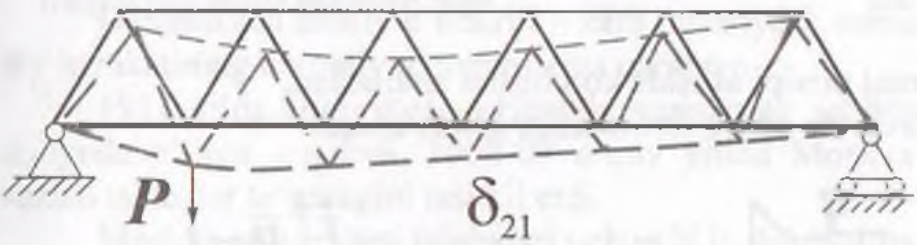




1850 yilda Maksvell polyarizatsion – optik usulni yaratdi. Kuchlanishning funksiyasi $\nu^2(\nu^2 \cdot \varphi) = 0$ tenglamani qanoatlantirishi kerak deb, Maksvell elastiklik nazariyasida kuchlanishni aniqlashning tekis masalasining yyyechimini tugatdi.

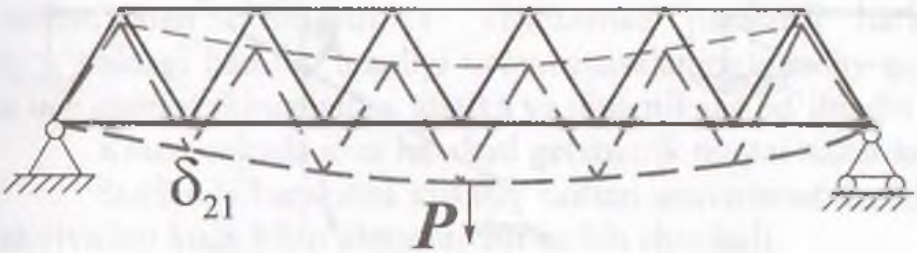


Statik aniq fermalardagi kuchlarni aniqlashning grafik usuli (1864 y). Maksvell–Kremon diagrammasi.



Fermada ko‘chishni aniqlash formulasi:

$$\Delta_{1\rho} = \sum \frac{N_\rho N_1}{EF} l_i$$



Ko‘chishlar orasidagi bog‘lanishlar teoremasi:

$$\delta_{12} = \delta_{21}$$

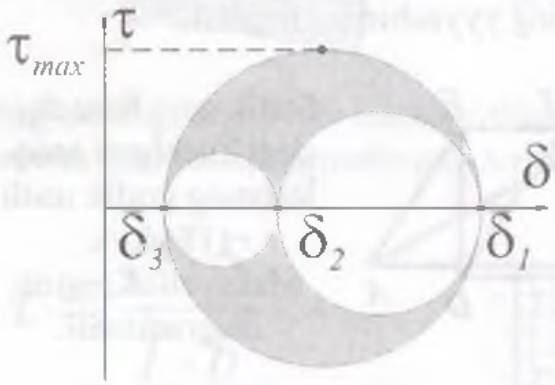
Maksvellning ilmiy ishlari boshqa olimlar tomonidan ham isbotini topgan.

OTTO MOR
(1835–1918)

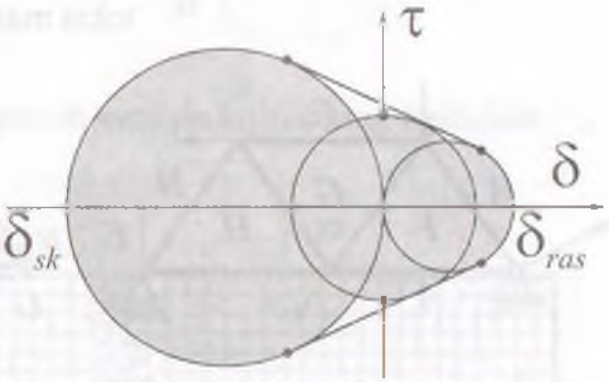


Gonnover politexnika institutini tamomlab temir yo'l inshooti qurishida injener-quruvchi bo'lib ishlaydi. Germaniyada birinchi po'latdan qurilgan ferma konstruksiyalarini loyihaladi. 32 yoshligida Shtutgart politexnikumiga professor lavozimiga taklif qilinadi. 1873 yil Drezden politexnikumi professori. Qurilish mexanikasini rivojlanishiga katta hissa qo'shgan:

- grafoanalitik usulni rivojlantirdi;
- kuchlanganlik holatini grafik tushuntirdi;
- mustahkamlik nazariyasini yaratdi;
- birinchi bo'lib bog'lanish chizig'ini tadbiq etdi.

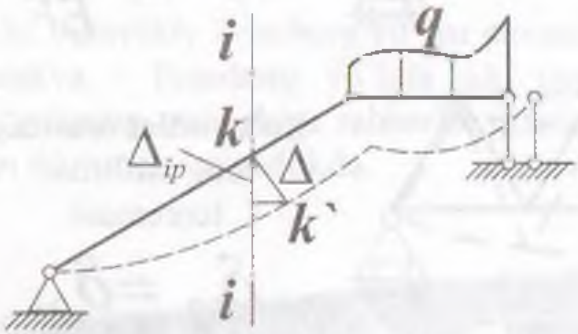


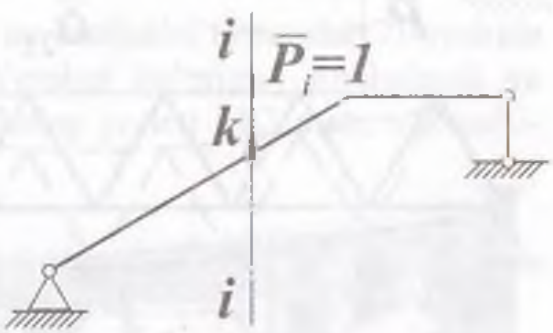
Kuchlanishlar doirasi



Mor mustahkamlik nazariyasi

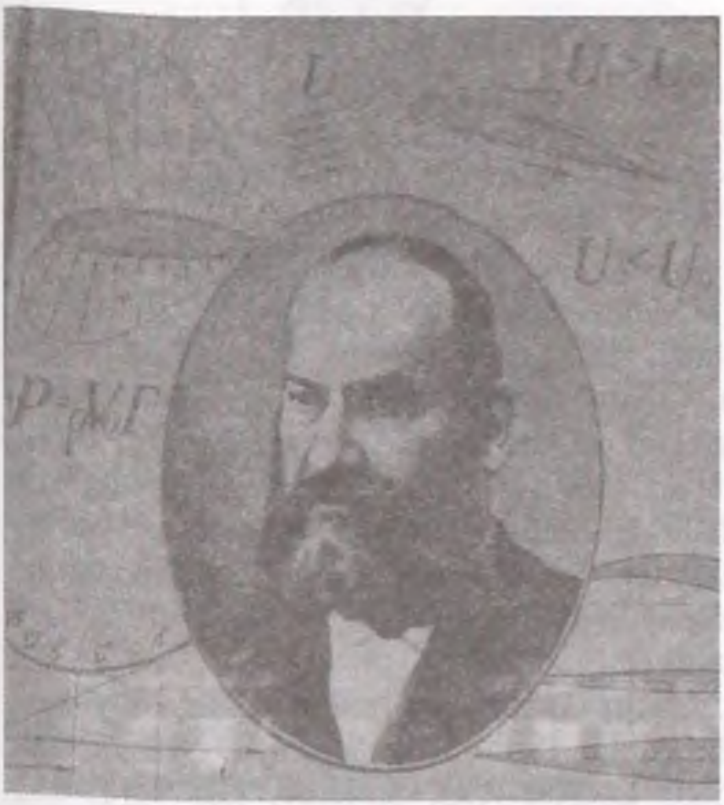
Lagranj prisipi asosida ko'chishni aniqlashni,
Maksvell – Mor formulasini ishlab chiqdi





$$\Delta_{ip} = \int_S \frac{M_i M_p}{EI} ds + \int_S \frac{N_i N_p}{EA} ds + \int_S k \frac{Q_i Q_p}{GA} ds$$

NIKOLAY EGOROVICh JUKOVSKIY
(1847–1921)



N.E. Jukovskiy 50 yilga yaqin Moskva universitetida (1886y) va Moskva texnika bilim yurtida (1874 yildan) nazariy mexa-nikadan dars bergan.

N.E. Jukovskiy ta'biriga muvofiq, mexanik uchun: mexanikani real masalalarini echish; narsalarni o'zligicha o'rganish; kuzatish va tajribadan nazariyani asoslash; analiz va geometriyaga tayanish lozim.

3 mart 1918 yilda «Yangi fizikada eski mexanika» mavzusida o'qigan ma'ruzasida «har qanday hodisaning mexanik tomoni ifodalansa, uning mohiyati tushunarli bo'ladi» degan.

N.E. Jukovskiy – mexanik muammoning geometrik yyyechimini topadi va tushuntiradi. Bilim yurtida o'qilgan ma'ruzalarda nazariy mexanika «Statika» bo'limidan boshlanardi. Jukovskiy juda ko'plab texnik masalalar, og'irlik markazi va grafostatika; kinematikada jism nuqtalarining va tekis-parallel harakatda tezlik va tezlanishni aniqlash va boshqa mavzularga oid ma'ruzalarni o'qigan.

Dinamikada asosiy e'tiborni – zarb nazariyasi, mexanika va qattiq jism oddiy harakatining umumiy teoremalariga qaratgan.

1911 yilda chop etgan «Havoda suzishning nazariy asoslari» nomli asari dunyoda e'tibor qozondi. 1908-09 o'quv yilida Moskva bilim yurtida havoda suzish talabalar to'garagini tashkil etdi.

Moskva universiteti talabalari uchun N.E. Jukovskiy nazariy mexanikani kinematikadan boshlaydi. U «Mexanika jismlarni harakati va ta'sirlashuvi to'g'risidagi fan» bo'lganligi uchun masalaning qanday qo'yilishidan qat'i nazar, u uch qismga: kinematika, statika va dinamikaga bo'linadi» deb aytgan.

Kinematikada jism harakati geometrik nuqtai nazardan o'rganiladi.

Statikada harakatni xususiy hollari muvozanat va bir kuchni boshqa, unga ekvivalent kuch bilan almashtirish ko'rib chiqiladi.

Dinamikada – jism harakati, uni keltirib chiqaruvchi kuchga bog'lab o'rganiladi.

N.E. Jukovskiy nazariy mexanikadan ma'ruza o'qiydigan o'qituvchi albatta amaliy mashg'ulotlarni boshqarishi lozim deb hisoblar edi.

SOFYa VASILEVNA KOVALEVSKAYa
(1850–1891)



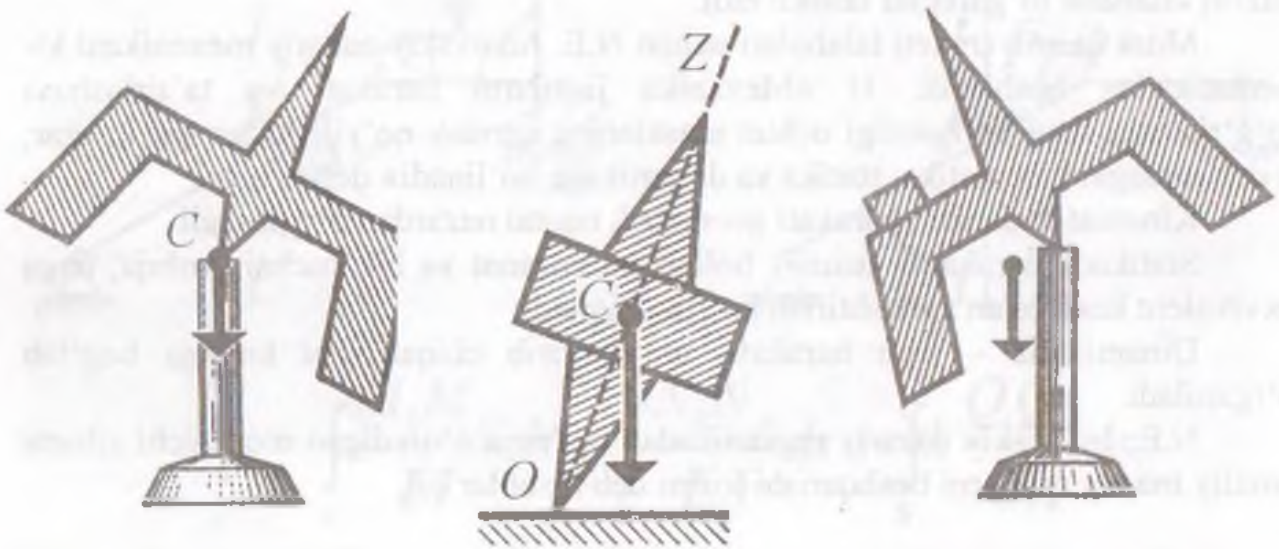
S.V. Kovalevskaya 3 (15) yanvar 1850 yil Moskvada tug'ilgan. Otasi harbiy-general V.V. Korvin-Krukovskiy, onasi Yelizaveta Fedorovna Peterburg Akademiyasining faxriy a'zosi F.F. Shubertning qizi.

S.V. Kovalevskaya ingliz M.F. Smit va I.I. Malevichdan barcha fanlar bo'yicha saboq oladi. 15 yoshida Peterburglik o'qituvchi A.N. Strannolyubskiydan analitik geometriya, integral va differensial hisoblashlardan bilim oladi. 1867 yil Germaniyaning Geydelberg shahrida universitetda Kirxgoff, Dyubul-Raymon va Gelmgolslarning ma'ruzalarini tinglaydi. 1870 yil Berlinga ko'chib o'tib Karl Veyershtrass bilan shug'ullana boshlaydi.

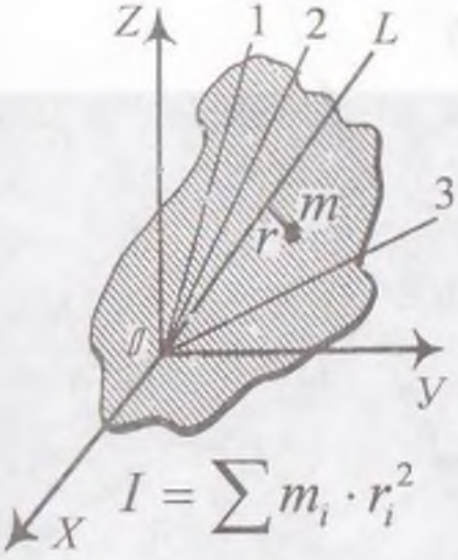
1874 yil sirtdan himoyasiz S.V. Kovalevskayaga, uning uchta ilmiy ishi uchun falsafa doktori unvoni beriladi. S.V. Kovalevskaya xonadoniga D.I. Mendeleyev, I.M. Sechenev, S.N. Botkin, A.G. Stoletov, I.S. Turgenev, F. Dostoevskiylar kelib turganlar.

1883 yil S.V. Kovalevskaya Stokgolm universitetiga ishga taklif etiladi. 1884 yil professor lavozimiga tayinlanadi. S.V. Kovalevskaya ingliz, fransuz, nemis, shved va italiyan tillarini bilgan.

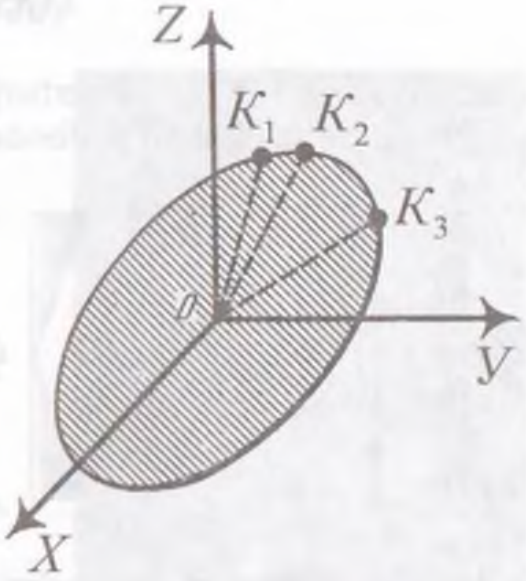
1888 yil S.V. Kovalevskaya qo'zg'almas nuqta atrofida qattiq jismning aylanishi to'g'risida ilmiy ishini yozadi. Ushbu masalani S.V. Kovalevskayadan oldin L. Eyler (1758) va J.A. Lagranjlar ham o'rganishgan. Shuning uchun qo'zg'almas nuqta atrofida qattiq jismning aylanishi masalasini Eyler, Lagranj, Kovalevskaya nomi bilan yuritiladi.



Eyler – Puanso misoli Lagranj misoli Kovalevskaya misoli



Jism nuqtasining inersiya momenti



Inersiya ellipsoidi

Analitik geometriyadan ma'lumki ellipsoidning kanonik tenglamasi

$$\frac{X^2}{a^2}+\frac{Y^2}{b^2}+\frac{Z^2}{c^2}=1.$$

bu yerda - a, b, s - ellipsoidning yarim o'qlari.

Ellipsoidning uchta o'zaro perpendikulyar o'qlari – bosh inersiya o'qlari deyiladi. Ushbu o'qlarga nisbatan nuqtaning inersiya momentlarini $I_{XX}=A$; $I_{YY}=B$; $I_{ZZ}=C$ bilan belgilaymiz. Inersiya ellipsoidini birinchi bo'lib fransuz matematigi va mexanigi Puanso qurgan. Bunda ellipsoid uchun

$a=\frac{1}{\sqrt{I_{XX}}}$; $b=\frac{1}{\sqrt{I_{YY}}}$; $c=\frac{1}{\sqrt{I_{ZZ}}}$ dan foydalanilgan.

1834 yil Puanso Eylerning nazariyasiga geometrik izoh beradi va u Eyler – Puanso nomi bilan ataladi: «absolyut qattiq jism qo'zg'almas nuqta atrofida shunday aylanadiki, uning inersiya ellipsoidi jismni tayanch nuqtasidan inersiya ellipsoidi bilan qo'zg'almas tekislikning tegishgan nuqtasi orasidagi masofaga proporsional bo'lgan burchak tezlikda qo'zg'almas tekislikda sipanib tushadi».

Lagranj Eyler tenglamasini integrallaydi. Unda, jismning inersiya ellipsoidasi ($A = V$) shunday aylanish ellipsoidini tashkil etadiki, bunda jismning og'irlik markazi inersiya ellipsoidining aylanish geometrik o'qi bilan O tayanch nuqtadan ma'lum masofada joylashadi.

S.V. Kovalevskaya – misolida, jismning og'irlik markazi inersiya ellipsoidining ($A = V = 2S$) ekvatorial tekisligida yotadi.

S.V. Kovalevskaya – 2 (14) dekabr 1889 yildan Rossiya fanlar Akkademiyasining muxbir a'zosi.

S.V. Kovalevskaya 29 yanvar (10 fevral) 1891 yil shamollash asoratidan Stokgolmda vafot etadi.

FELIKS STANISLAVOVICh YaSINSKIY
(1856–1899)

F.S. Yasinskiy 1877 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar instituni tamomlaydi. 1894 yildan shu institut professori.



Berilgan yuklanish sxemalarida o'rsatilgan sterjenlarni bo'ylama – ko'ndalang egilish va ustuvorligining amaliy yyechimini topdi

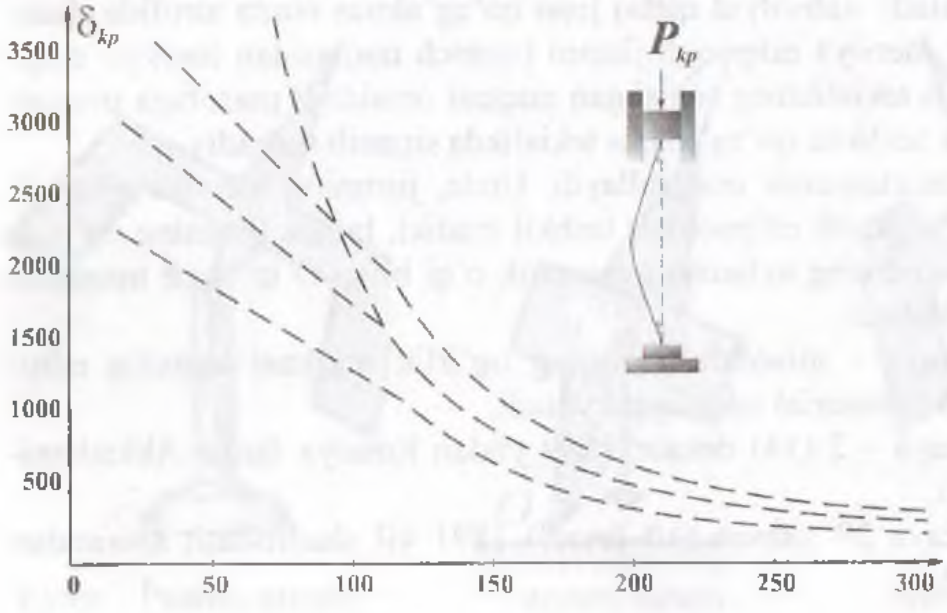


$$\sigma = 1028 \frac{кг}{см^2}$$ yuqori poyasda emirilishga sabab bo'lgan kuchlanish

$$\sigma = 1007 \frac{кг}{см^2}$$ Yasinskiy hisoblagan kritik kuchlanish.

Kevda ko'prigini qulab tushgandan (1875) ko'rinishi.

Yasinskiy yuqori ochiq poyasli ko'prik ustuvorligini ta'min lash usulini yaratdi.



Ko'plab sinash asosida empirik formula yaratildi:

$$\sigma_{кр} = a - в\lambda$$

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i}$$

LAVR DMITRIEVICh PROSKURYaKOV
(1858–1926)



1896 yilda tashkil etilgan Moskva injenerlik bilim yurti.



L.V. Proskuryakov - qurilish mexanikasi va ko'priklar kafedrasining asoschisi. 1896-1926 yillar shu kafedra mudiri, mexanik sinash laboratoriyasining (1897) asoschisi. U yaratgan qurilish mexanikasini o'qitish metodikasi barcha transport va qurilish institutlarida hozirgi kunda ham dolzarb.

L.V.Proskuryakov yozgan darsliklar:

- QURILISh MEXANIKASI (1902 y., 1 qism va 1907 y. 2 qism)
- QURILISh MEXANIKASIDAN MASALALAR TO'PLAMI (1910 y.)



Moskva daryosidagi arkli ko'prik (134,5 m.)

L.V. Proskuryakov zamonasining yetuk injeneri edi. Proleti 20-50 m. bo'lgan ko'priklarni ratsional fermalarini loyihaladi. Volxov daryosi ko'prigi hisoblash narijalarini amaliyotda ishlatdi.



Yenisey daryosidagi ko'prik (144, 65 m.). Ko'prikning modeli Parijdagi xalqaro ko'rgazmada ishtirok etib (1930) oltin medal oldi.

IVAN VASILEVICh MESCHERSKIY
(1859-1935)





I.V. Mescherskiy 10 avgust 1859 yil Arxangelsk shahrida tug'ilgan. Ilmiy faoliyati – o'zgaruvchan massali jismlar mexanikasining asosini yaratishga qaratil-

gan. $$M\frac{dv}{dt} = F + \frac{dM}{dt}(U_1 - v)$$

agar $U = 0$ bo'lsa $$\frac{d}{dt}(Mv) = F$$

Magistrlik dissertatsiyasida o'zgaruvchan massali nuqta harakatining skalyar differensial tenglamasini asosladi.

Sankt-Peterburg universiteti va Politexnika institutida nazariy mexanikadan ma'ruzalar o'qiydi. Ushbu institutda professor va kafedra mudiri lavozimlarida ishlagan.

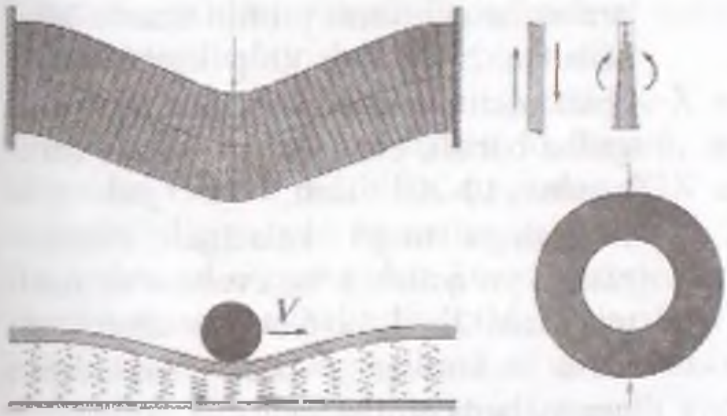
O'zgaruvchan massali nuqtaning dinamikasini o'rganish bilan bir qatorda, nazariy mexanika fanidan darslik yozdi va bu fanni rivojlanishiga salmoqli hissa qo'shdi. Uning nazariy mexanikadan masalalar to'plami hozirgi kunda ham institutlarda qo'llanilib kelmoqda.

Nazariy mexanikadan masalalar to'plamining birinchi nashri 1914 yilda va 3 nashri 1972 yilda chop etildi.

Buyuk pedagog I.V. Mescherskiy mexanika qonunlarini o'rganish asosida muhandislik faoliyatini takomillashtiradi va mustahkamlaydi. Shuning uchun matematika, mexanika, fizika va ximiya barcha texnik bilimlarning asosini tashkil etadi deb o'rgatar edi.

TIMOShENKO STEPAN PROKOFYEVICh
(1878–1972)

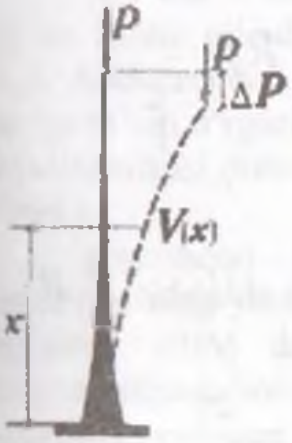
S.P. Timoshenko 1901 yil Peterburg yo'llar aloqasi injenerlar institutini tugatgan. Inshootlarning mustahkamlik, ustuvorlikka va dinamikasini sinashga oid juda ko'plab original izlanishlarini o'tkazgan. S.P. Timoshenko kitobida yuzlab olimlarning tajribalari umulashtirilgan va bu kitob butun dunyoda e'tibor qozongan.



Dinamik va statik masalalarda «Timoshenko balkasi» nomli sterjenni modeli tadbiq etiladi



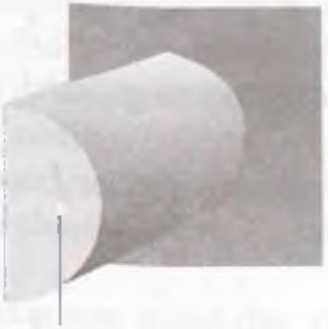
S.P. TIMOShENKO IShLAGAN AYRIM MASALALAR

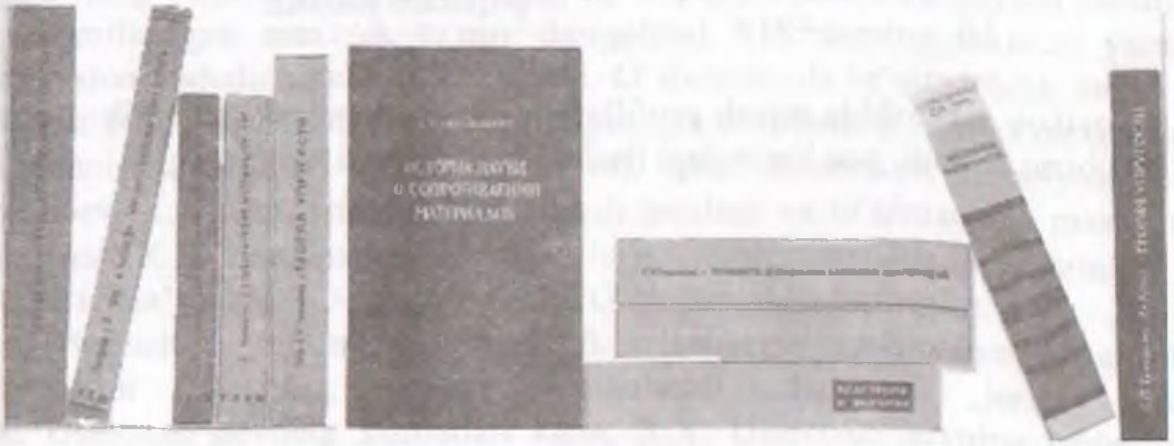


$$P_{KP} = \frac{\int_0^l EI(V^{II})^2 dx}{\int_0^l (V^I)^2 dx}$$

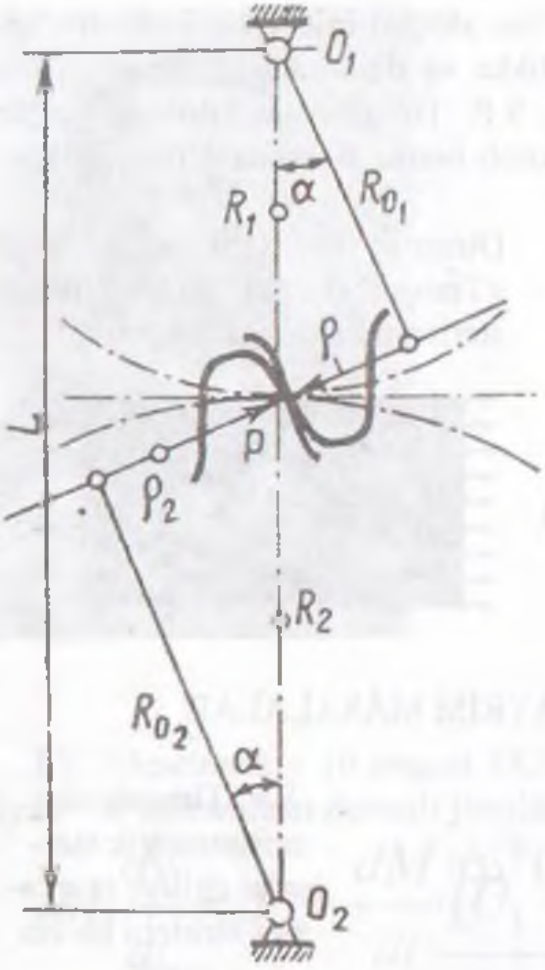
Ustuvorlik maslalarida S.P. Timoshenkoning energetik usuli keng qo'llaniladi

S.P. Timoshenko nosimmetrik sterjenlar egilish markazini birinchi bo'lib topdi.





MIXAIL LEONTEVICh NOVIKOV
(1915–1957)



M.L. Novikov – 1954 yil Tishlari nuktali kontaktga ega bo'lgan tishli ilashish nazariyasini ishlab chiqdi. Novikov ilashishida yasalgan tish profillari aylana yoyidan iborat bo'lib, uzatmalar evolventa profilli uzatmalarga nisbatan 2–3 marta ko'p kuchlanishga chidamlidir, uzatmada temperatura 65^0 gacha boradi, evolventali profilga qaraganda $10\text{-}20^0$ kam; bir juft tish ilashishiga to'gri keladigan ishqalanishga yo'qolish 1 %, evolventali tishli uzatmada 2 – 3 %. Novikov uzatmalari katta kuchlar talab qiladigan uzatmalarda qo'llaniladi.

Novikov ilashishli tishli gildirak tish boshining radiuslari:

$$\left.\begin{aligned} R_{B1} &= R_1 + (1-R)\ell \\ R_{B2} &= R_2 + h \end{aligned}\right\}$$

bu yerda ℓ -siljish; h – tish boshining boshlang'ich aylanadan chiqishi; $R_1 R_2$ - shesternya va g'ildirak boshlangich aylanadigan radiusi:

$$R_1 = L \cdot \frac{i_{21}}{i_{21}+1};\quad R_2 = L \cdot \frac{1}{i_{21}+1};\quad i_{2\cdot 1} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$L = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$ - o'qlararo masofa.

Novikov ilashishida tutash profillarning kontakt nuktasi silindrik o'qlarga parallel chiziq bo'ladi, yon kesimdagi ilashish koeffitsienti nolga teng.

O‘ZBEKISTONLIK MEXANIK - PEDAGOGLAR

Mexanika hozirgi zamon fani sifatida O‘zbekistonda asosan 1920-1930 yillardan rivojlana boshladi. O‘zbekistonda mexanika fanining rivojlanish istiqbollari shu hududning dolzarb muammolarini yechish bilan bog‘liq bo‘lib, u quyidagi yo‘nalishlarda shakllangan: umumiy mexanika, suyuqlik va gazlar mexanikasi, deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasi, inshootlar mustahkamligi va seysmodinamikasi hamda mashina va mexanizmlar mexanikasi. Mamlakatimizning minglab odamlari ixtirochilikda, mehnat qurollarini va ulardan foydalanish usullarini takomillashtirishda ishtirok etadilar.

Qurilish. Sinchli binolar qurish IX–X asrlarda keng rasm bo‘lgan. Ajdodlarimiz asos va zaminni to‘g‘ri loyihalash, qurilish masalalariga alohida e’tibor berganlar va o‘ta did bilan qurganlar. XIX asrning ikkinchi yarmidan Yevropa me’morchiligiga xos imoratlar paydo bo‘la boshlaydi. XX asr – 50 yillarida o‘zgarmas va o‘zgaruvchan kesimli sterjenlarning tebranishiga oid bir necha dinamika masalalari hal qilindi (M.T. Urozbaev; V. Q. Qobilov va boshqalar), impulsiv nagruzkalarning egiluvchan va bikr inshootlarga ta’siri tadbiq etildi. XX asr – 50 yillar oxiridan boshlab yirik panelli yig‘ma binolarni hisoblash va loyihalashga doir ishlar bajarildi (A.B. Ashrabov), binolarni aslida va tajriba sharoitida sinashga oid ishlar olib borildi.

XX asr – 60 yillar o‘rtalarida zilzila markazida inshootlarga zilzilaning ta’siri tahlil qilindi (T.R. Rashidov, V.T. Rasskazovskiy, A.I. Martemyanov, K.S. Abdurashidov, U.Sh. Shamsiev, G‘.T. Usmonov); zilzilaning yer osti inshootlariga ta’siri o‘rganilmoqda, mexanikada yangi yo‘nalish yer osti inshootlari seysmodinamikasi (tutash muhitlar mexanikasi) vujudga keldi (T.R. Rashidov, I.I. Safarov).

Qayishqoq – siljuvchi negizida to‘sinlarning egilishi maslalari, siljuvchanlik nazariyasining yassi va fazoviy tutashuv masalalari hal qilindi (T. Shirinqulov). Raqamli EHM dan foydalanib fazoviy yupqa devorli konstruksiyalar va to‘g‘onlarning dinamikasi tadqiq etildi (T. Bo‘riev, R.X. Muxitdinov). O‘rta Osiyo sharoitida asosning va binoning zo‘riqqan - deformatsiyalangan holatini hisoblashning nazariy asoslari va amaliy metodlari muammosi ishlab chiqildi (K.K. Kazakboev, X. Rasulov).

To‘qimachilik. Dastlabki to‘qimachilik dastgohlari taxminan milod-dan avval 6-5 ming yilliklarda paydo bo‘lgan. XVI-XVIII asrlarda Angliyada yaratilgan va takomillashgan mexanik to‘quv dastgohlari XIX asrning ikkinchi yarmida O‘zbekiston hududiga keltirila boshlandi. O‘zbekistonda to‘qimachilik faniga oid ilmiy ishlar XX asr 30 yillaridan boshlangan:tola va iplarning sifatiga mexanikaviy shikastlanishning ta’siri (M.A. Xojinova), iplar dinamikasi nazariyasi (M.T. O‘rozboev, X.A. Raxmatulin), paxta terish tozalash va to‘qimachilik mashinalari nazariyasi (X.X. Usmonxo‘jaev), paxta terish mashinalari ish organlarining tola xossalariga ta’siri (M.A.Xojinova, G‘.M. G‘ulomova) va boshqalar.

Mashina va mexanizmlar mexanikasi sohasida mashina va mexanizmlar nazariyasini boyitish, uning natijalarini hayotga joriy etishda X.X. Usmonxo‘jaevning xizmatlari katta. X.X. Usmonxo‘jaevning rahbarligida

paxta terish mashinalari mexanikasida yangi kinematik juftlarni, elastik bo‘g‘inli mexanizmlarning nazariy asoslari, paxta terish mashinalarining mustahkamligi va ish unumdorligini oshirish nazariyalari yaratildi.

Mexanizmlar sintezini algoritmlash nazariyasi, tekis va fazoviy mexanizmlarni EHM da sintez qilish usullari, tebranish bilan boshqariladigan friksion mexanizmlarning nazariyalari (G‘.Sh. Zokirov, G‘.S. Qo‘ziboev, R.I. Karimov, A.J. Jo‘raev, K.A. Karimov), paxta terish apparati texnologik jarayonining ko‘p marta ishlov beruvchi yangi apparatlari (M.T. Toshboltaev), sug‘orilib dehqonchilik qilinadigan maydonlarda tuproqni kuchlanganlik – deformatsiyalanganlik holatini hisobga olib, uni shudgorlash, ekish oldi va paxta qator oralig‘iga ishlov berish texnologiyasi va texnikasini asoslash, tuproq mexanikasini o‘rganish (M.M. Murodov, A.X. Xodjiev, R.I. Baymetov, A. To‘xtaqo‘ziev) boshlandi.

«Nazariy mexanika» fanining rivojlanishida o‘zbek olimlaridan S.Q. Azizqoriev, M.T. O‘rozboev, P. Shohaydarova va boshqalarning darsliklari ahamiyatga ega. O‘zbekistonda mashinalarning nazariy asoslarini yaratish, loyihalash va hisoblashda – olimlarimiz H.H. Usmonxo‘jaev, G‘.S. Qo‘ziboev, R.G‘. Mahkamov, G‘.Sh. Zokirov, A.J. Jo‘raev, R.I. Karimov, Sh. Alimuhamedov, A.D.Glushenkoning hissalari katta. Fan yutuqlarini o‘quv jarayoniga tadbiq qilgan I.S. Sulaymonov, U.A. Ikromov, S.T. Musaev, A. Qoplonov, B. Davidboev, S. Yo‘ldoshbekov, A. Hamidov, E.U. Zokirov, R.N. Tojiboev, Z.X. Izzatov, R. Rustamxo‘jaev va boshqalarning mehnatlari salmoqlidir [12].

Mashina va mexanizmlar nazariyasi fanining rivojlanishida H.H. Usmonxo‘jaev, A.J. Jo‘raev, R.I. Karimov va boshqalarning darsliklari katta hissa qo‘shdi.

O‘zbekistonda materiallar qarshiligidan birinchi o‘quv darsligini M.T. O‘rozboev yozgan. Keyinchalik K.M. Mansurov (Toshkent, 1983 yil) va S. Yo‘ldoshbekov (Toshkent, 1983 yil) materiallar qarshiligidan darslik, M. Ergashov «Materiallar qarshiligi hisoblash loyihalash ishlari» (Toshkent, 2003 yil), Matkarimov «Materiallar qarshiligi qisqa kursi» (Toshkent, 2004 yil) o‘quv qo‘llanmalarini chop etdilar, S. Smirnovning «Materiallar qarshiligi» darsligi va V.K. Kachurinning materiallar qarshiligidan masalalar to‘plami rus tilidan o‘zbek tiliga o‘girilib chop etildi.

N.S. Bibutov oliy o‘quv yurtlari uchun «Materiallar qarshiligi asoslari» darsligi (2003 y., Minhoj, Toshkent) va kasb-hunar kollejlari uchun «Amaliy mexanika» (hammuallif M.M. Murodov, 2002 y., O‘zinkommarkaz., Toshkent) va «Texnik mexanikadan amaliy mashg‘ulotlar» (2006 y., Ilm-Ziyo., Toshkent) o‘quv-qo‘llanmalarining muallifi.

«Amaliy mexanika» fanidan R.I Karimov va A.Solievning darsligi (Toshkent, 2005 yil) chop etildi.

V.I. Kovalevskiy va U.X. Qo‘chqorov «Amaliy mexanika» nomi bilan tasvirli qisqacha ruscha-o‘zbekcha lug‘at nashr etdilar (1995 y., Qomuslar Bosh nashriyoti, Toshkent). Ushbu lug‘at amaliy mexanika va unga yaqin fanlarga doir 3500 ga yaqin atamalar va tushunchalarni o‘z ichiga oladi.













XALIL AXMEDOVICh RAXMATULIN
(1909–1988)

X.A. Raxmatulin O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi akademigi, O'zbekiston va Rossiyada xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi, mehnat qahramoni va ikki marotaba davlat mukofotining laureati, Beruniy va M. Lomonosov nomli mukofotlar laureati – zamonamizning eng zabardast mexanigi edi.

Yettisuvdan Toshkentga kelib Pedagogika texnikumida o'qidi, 1931 yilning yanvar oyida Moskvaga ketadi. X.A. Raxmatullin Moskva Davlat universitetida A. Lunacharskiy va A.P. Minakov rahbarligida mexanika - matematika fakultetida ikkinchi kursdan o'qiy boshlaydi va uni 1934 yil imtiyozli diplom bilan tugatadi. 1937 yilda «Katta tezliklar aerodinamikasining ba'zi masalalari» mavzusida kandi-



datlik dissertasiyasini yoqlaydi. Bunda akademik A.S. Leybenzon, V.V. Golubev, fizika – matematika fanlari doktori F.I. Franklarning xizmati katta bo'ldi. Shundan keyin Xalil Ahmedovich Raxmatulin Moskva Davlat universitetining aerodinamika kafedrasida dotsent, so'ngra aerodinamika laboratoriyasiga mudirlik qildi. 1943 yil mukammal parashyut nazariyasini yaratdi va doktorlik dissertatsiyasini yoqladi.

X.A. Raxmatulin – elastik muhitda to'lqin tarqalishining nazariyasi, ingichka bog'lanishlarda ko'ndalang zarb nazariyasi, grunt dinamikasi, paraparashyut va sinuvchi jism aerogazodinamika nazariyalari, ko'p fazali sistemalar aerodinamikasi, gaz-suyuqlik nazariyalari va boshqa sohalarda ilmiy izlanishlar olib borgan. Uning rahbarligida MDH (O'zbekiston, Ozarbayjon, Qozog'iston, Qirg'iziston, Ukraina, Armeniya, Moldova, Tojikiston) respublikalarida ilmiy maktablar tashkil bo'ldi.

Chet mamlakatda elastik-plastik to'lqin nazariyasini Raxmatulin-Geylar-Karman nazariyasi deyiladi. X.A. Raxmatulin rahbarligida 250 dan ortiq fan nomzodi va doktorlari tayyorlangan.

Tashqi ta'sirning keng diapazonda o'zgarishida (grunt) to'proq harakatining eksperimental va nazariy izlanishlari olib borildi.

Ko'p fazali muhit harakatining fundamental nazariyasini yaratishda X.A. Raxmatulin, qorishmaning fizik-mexanik xossasini va strukturasini ochib beruvchi bir nechta muhim teorema va ta'riflarni keltirdi.

X.A. Raxmatulinning pnevmatik paxta terish mashinasi va xom paxtani pnevmotransporti, impulsiv oqim hosil qiladigan qurilmalarni rivojlantirishda katta hissasi bor. Bu qurilmalar paxta zavodlarida paxtani tozalash, uni quritish, uzum, o'rik, piyoz va boshqa mevalar, qishloq xo'jalik mahsulotlarini tozalashda, quritishda, tarkibida yog' moddasi bo'lgan mahsulotlarni dastlabki maydalanishida va ularning separatsiyasida juda qo'l keladi. 1955-1960 yy. X.A. Raxmatulin pnevmatik paxta teruvchi mashina va paxtani pnevmatik transportirovka qilish nazariyasini ishlab chiqdi.

MUXAMMAD TOShEVECh O'ROZBOEV
(1906–1971)

5 may 1906 yil Qo'qon shahrida temiryo'lchi-ishchi oilasida tug'ildi. 1918 yil bolalar uyiga kiradi va u yerda slesarlik ishini o'rganadi. 1925-1928 SAGU ning ishchi fakultetida, 1928 yildan boshlab Moskva MVTU ning mexanika fakultetida, keyin Moskva to'qimachilik institutining mashinasozlik, Moskva davlat universitetining mexanika-matematika fakultetlarida o'qiydi. Talabalik yillaridayoq pedagogik ishini boshlaydi. MGUni mexanika institutida aspiranturani o'qiydi va 1936 yil fan nomzodi dissertatsiyasini himoya qiladi.



1932 yil Moskva to'qimachilik instituti materiallar qarshiligi kafedrasida assistent, 1935 yildan dotsent lavozimida ishlaydi. 1936 yil Toshkent to'qimachilik institutiga ishga yuboriladi. 1945 yilgacha ilmiy va o'quv ishlar bo'yicha direktor muovini, materiallar qarshiligi kafedrasining mudiri bo'lib ishlaydi.

1947 yilda texnika fanlari doktori ilmiy darajasi va professor ilmiy unvoni beriladi.1947-1957 yillar O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi inshootlar institutining direktori, 1957 yildan DFTK raisi, O'zbekiston Respublikasi FA mexanika institutida, 1963 yildan A.R. Beruniy nomidagi Toshkent politexnika instituti rektori bo'lib ishlaydi. 1956 yil O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi akademigi, 1957 yil sobiq ittifoq qurilish va arxitektura Akademiyasining haqiqiy a'zosi. 1960 yil O'zbekiston respublikasida xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi. 1952 yil Davlat mukofotining va 1967 yil A. Beruniy nomidagi O'zbekiston davlat mukofoti laureati.

O'zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutiga 1971 yil akademik M.T. O'rozboev nomi berildi. M.T. O'rozboev mamlakatimiz ilm-fan sohasidagi turli rahbarlik lavozimlarida ishlab, mamlakatimizdagi mexanika fanining rivojlanishiga katta hissa qo'shdi. U texnika yo'nalishida yuqori malakali kadrlar tayyorlashda jonbozlik ko'rsatgan tarixiy shaxs sifatida e'tirof etilgan insondir.

M.T. O'rozboev qurilish, mexanika va mashinasozlik nazariyasi, elastik lik nazariyasi va gidrotexnika sohalarida katta ilmiy ishlar qilgan va «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi» fanlaridan o'zbek tilidagi birinchi darsliklarni yozgan.

Doktorlik disseratsiya (1947 y.) ishi iplar mexanikasiga bog'lik bo'lib, unda iplarning elastiklik xususiyatlarini hisobga olgan holda, tolalarni o'zaro ishqalanish qonunlari o'rganildi, ipning og'irligini uning deformatsiyalanishiga ta'siri yetarlicha o'rganildi.



1966 y M.T. O'rozboevni «Suyuq elastik va elastik sistemalarning seysmik mustahkamligi» nomli monografiyasi chop etildi. Uning kirish qismida O'rta Osiyoda sodir bo'lgan zilzilalarni: Chotqol (1946), Kopet-Dog (1948), Xait (1949 y.) asoratlari to'g'risida ma'lumot keltirildi. Monografiyaning birinchi bobida – zilzila kuchini aniqlashning umumiy muammolari keltiriladi. Suyuqlik bilan to'ldirilgan rezervuar o'rnatilgan, minora turidagi inshootlar zilzila bardoshligiga monografiyaning ikkinchi bobida ma'lumot berildi.

«Yer osti kommunikatsiyalari zilzilabardoshligining dinamik nazariyasi» - uchinchi va «Gidroelastik sistemalar zilzilabardoshligining dinamik nazariyasi» - monografiyaning to'rtinchi bobida keltirilgan.

VOSIL QOBULOVICh QOBULOV
(1921)

V.Q. Qobulov 5 sentabr 1921 y. Toshkentda tug'ilgan. 1949 yil Toshkent temir yo'l muhandislari institutini tugatgan. Chorjo'y–Qo'ng'irot temir yo'l qurilishida ishlagan (1949–50). O'zbekiston FA Inshootlar institutida aspirant, ilmiy xodim (1950–57) O'zbekiston FA Matematika institutining hisoblash texnikasi bo'limi mudiri (1957–63) O'zbekiston FA Mexanika instituti va hisoblash markazi direktori (1966–77), institut O'zbekiston FA «Kibernetika» ilmiy ishlab chiqarish birlashmasiga aylantirilgach, uning bosh direktorii (1978–92). Vosil Qobulovich Qobulov matematik olim, O'zbekiston Respublikasi FA akademigi (1966), fizika matematika fanlari doktori (1961), professor (1964). O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi (1977). Beruniy nomidagi O'zbekiston Davlat mukofotining laureati (1971). «El yurt hurmati» ordeni bilan mukofotlangan.

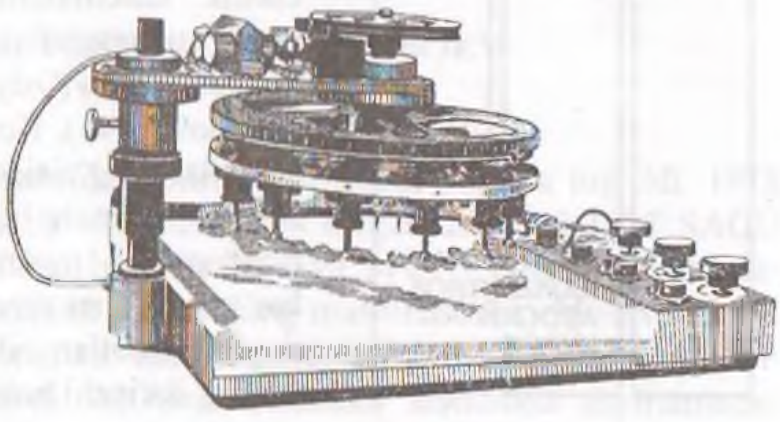


Ilmiy ishlari hisoblash texnikasini fan, texnika va xalq xo'jaligining turli sohalariga joriy etish bilan bog'liq.

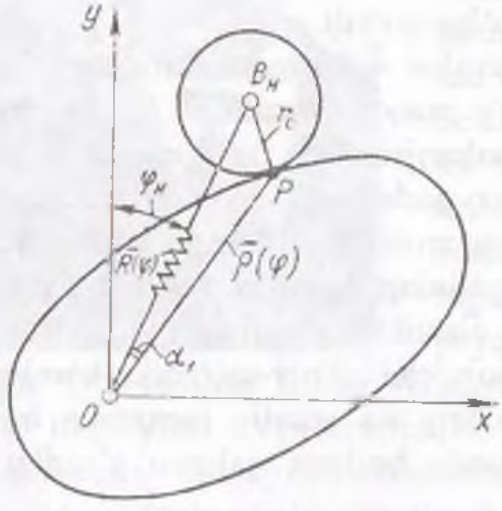
HALIM HAYDAROVICh USMONXO'JAEV



H.H. Usmonxo'jaev «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» darslikining birinchi nashrini 1962 yil, ikkinchi nashrini 1970 yil va uchinchi nashrini 1981 yilda nashr etgan. H.H. Usmonxo'jaev darslikni yozishda 1950 yildan boshlab Toshkent to'qimachi-



lik va yengil sanoat institutida olib borgan ilmiy-pedagogik faoliyati hamda 1961 yildan boshlab O‘zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasining «Mexanika va inshootlar zilzilabardoshligi» institutida mexanizm va mashinalar- ning umumiy nazariyasi, paxtani mashinada terishning ilmiy asoslarini yaratishdagi tajribalariga asoslanadi. Shpindellar paxtani terish zonasida bir tomonga aylansa, paxtani shpindeldan ajratish zonasida teskari tomonga aylanadi.



Demak, shpindel tishlari paxta terish zonasida giposikloida chizsa, paxtani shpindeldan ajratish zonasida episikloida chizadi. Shunday harakatlar traektoriyasini tekshirish uchun universal epigipotsiklograf yaratildi.

Umumlashgan episiklik mexanizm, o‘zgarmas uzunlikli vodiloga ega bo‘lgan planetar mexanizm uchun uzatish sonini topish formulasi topildi.

TURSONBOY RAShIDOVICh RAShIDOV

Tursonboy Rashidovich Rashidov – texnika fanlari doktori, profes- sor, akademik, O‘zbekistonda xizmat ko‘rsatgan fan arbobi, Abu Rayxon Beruniy nomidagi O‘zbekiston Davlat mukofoti laureati – mexanika sohasida ko‘zga ko‘ringan olim.



T.R. Rashidov – yer osti inshootlari murakkab sistemasining seysmodinamik nazariyasining asoschisi va muallifi, respublika antiseysmik ilmiy maktabning rahbari, mexanika sohasidagi kompleks ilmiy izlanishlar o‘tkazishning va uning natijalarini xalq xo‘jaligiga tadbiq etishning tashkilotchisi. T.R.Rashidov 27 may 1934 yil Toshkent shahrida tug‘ilgan. 1956 yillarda O‘rta Osiyo Davlat universiteti fizika-matematika fakultetining mexanika bo‘limini tugatadi. 1966-1970 yy. – O‘zbekiston Respublikasi Fanlar Akademiyasi mexanika va seysmik mustahkamligi institutiga rahbarlik qiladi.

Bu davrda yer silkinishining epicentri (markaz) sohasida inshootlarga seysmik ta’sirini keng miqyosda tahlil qiladi, yer silkinishi va seysmik maydon chegarasining makroseysmik effekt bo‘yicha intensivligi aniqlanadi. 1971 yil «Murakkab yer osti inshootlari seysmik mustahkamligi dinamik nazariyasining muammolari» mavzusida doktorlik dissertatsiyasini himoya

qildi. T.R. Rashidov – mexanikaning fundamental va amaliy yo'nalishlari, plastiklik va elastiklik qovushqoqlik nazariyalarining tajriba va nazariy izlanishlari, plastik deformatsiyasini hisobga olib yer osti va ustki fazoviy konstruksiyalarni mustahkamlikka va ishonchlilikka



hisoblash izlanishlari, to'qimachilik mashinalari elementlarining dinamikasi va mustahkamlikka hisoblash bo'yicha tajribaviy ishlarni yo'lga qo'ydi.

T.R. Rashidov – 12 monografiya va 200 dan ortiq ilmiy maqola muallifi, 20 dan ko'proq to'plam muharriri, 40 ta fan nomzodi va 6 ta fan doktori tayyorlagan», «Nazariy mexanika» darsligining muallifi. «Mexanika muammolari» ilmiy jurnalining bosh muharriri, Materiallar qarshiligi, elastiklik nazariyasi va qurilish mexanikasi bo'yicha ilmiy-metodik komissiyalar a'zosi, nazariy va amaliy mexanika bo'yicha O'zbekistonda bo'lgan xalqaro s'ezdlar tashkilotchisi.

PO'LAT ShOFAYZIEVNA ShOHAYDAROVA



P.Sh. Shohaydarova 1922 yilning 7 dekabrida Toshkent shahrida dehqon oilasida tug'ildi. 1945 yilda O'rta Osiyo Davlat universitetini tugatdi. 1949 yil prfessor M.F. Shulgin rahbarligida «Ba'zi bog'langan variatsion masalalar yyyechimining bir usuli haqida» nomli mavzuda nomzodlik dissertatsiyasini yoqladi.

1945 yildan boshlab Toshkent temir yo'l transporti muhandislari va To'qimachilik va yengil sanoat institutlarida o'qituvchi bo'lib, 1956 yildan esa to shu paytgacha ToshDU «Umu-miy mexanika» kafedrasining dotsenti vazifasida xizmat qilib kelmoqda. «Nazariy mexanika»ning asosiy tushunchalari» o'quv qo'llanmasining (1979), oliy texnika o'quv yurtlari uchun «Nazariy mexanika» darsligining (1981,1991) va boshqa ko'pgina o'quv – qo'llanmalarning muallifi.

P.Sh. Shohaydarova 1972–1978 yillar sobiq ittifoq so'ngra O'rta Osiyo respublikalarining va O'zbekiston Respublikasini nazariy va tatbiqiy mexanika bo'yicha o'quv uslubiy kengashining a'zosi bo'lgan.

TOShPO'LAT ShIRINQULOVICh ShIRINQULOV



T.Sh. Shirinqulov – taniqli mexanik olim, akademik, O'zR FA haqiqiy a'zosi, texnika fanlari doktori, professor.

T. Shirinqulov 1937 yil 3-fevralda Samarqand viloyati Qo'shrabot tumanining Tegirmonovul qishlog'ida dehqon oilasida tavallud topdi. U 1955 yilda A. Navoiy nomli O'zbek davlat universiteti (hozirgi Samarqand davlat universiteti)ning mexanika-matematika fakultetiga o'qishga kirib, uni 1960 yilda «Mexanika» mutaxassisligi bo'yicha a'lo diplom bilan tugatdi. Bo'lajak olimning o'tkir iste'dodini payqagan universitet rahbariyati uni Toshkent shahriga, O'zbekiston Fanlar Akademiyasi mexanika institutiga ishga yo'lladi.

U 1965 yilda «Yoyiluvchanlik nazariyasining kontakt masalalaridagi ba'zi muammolarning tadqiqoti» mavzusida fizika-matematika fanlari nomzodligi va 1970 yilda «Muhandislik qurilmalari yoyiluvchanlik nazariyasining kontakt masalalari» mavzusida texnika fanlari doktori dissertatsiyasini muvaffaqiyatli himoya qildi.

T. Shirinqulov deformatsiyalanuvchi asos bilan o'zaro ta'sirda bo'lgan muhandislik qurilmalarining hisobi nazariyasi va deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar mexanikasi sohalarida yetuk olimlardan biri bo'lib hisoblanadi. U qurilmalar materialining yoyiluvchaligi va ular bilan muntazam ta'sirdagi deformatsiyalanuvchi asosning reologik xususiyatlarini hisobga olgan holda balkalar, plitalar, qobiqlar va ramali qurilmalarning hisobi nazariyasiga katta hissa qo'shgan olimdir. T.Sh. Shirinqulov bir jinsli va bir jinslimas jismlar yoyiluvchanligi nazariyasida kontakt masalalarining bir necha turlarini yechishga muvaffaq bo'lgan. Elastik va qovushqoq elastik jismlar nostatsionar tebranishlarning qator masalalarini, shuningdek chiziqli va chiziqlimas yoyiluvchanlikni hisobga olgan holda g'ovak muhitlar konsolidatsiyasi masalalarini o'rganib chiqqan. Nochiziqli elastik-yopishqoq deformatsiyalanuvchi jismlar reologik modelini yaratgan va bu model asosida plastinkalar, qobiqlarning egilishi, ustivorligi va tebranishi masalalarini hal qilgan.

T.Sh. Shirinqulov ilmiy faoliyatining yorqin ko'zga tashlanib turadigan jihatlari yana shundaki, u fuqaro va sanoat inshootlari qurilishining murakkab masalalarini yechishda chuqur nazariy ishlanmalarni amaliyotda qo'llanish usullari bilan chambarchas bog'lay oldi. T.Sh. Shirinqulov va uning shogirdlari tomonidan yer osti inshootlarining hisobi usullarini ishlab chiqish sohasida olingan natijalar xalq xo'jaligida katta ahamiyatga egadir. Binolarning konstruktiv xususiyatlari va seysmik maydonlarning bir jinsli emasligiga asoslanib materillarning egiluvchanligi va aylanma to'lqinlar mavjudligini hisobga olgan holda sanoat binolarining seysmik ta'sirlariga chidamligi masalalari ishlab chiqildi. Bu ishlar Uz GIProm Gosstroy (O'zsuv sanoat davlat qurilish) institutida «Seysmik rayonlarida yordamchi xizmat xonalariga ega bo'lgan bir qavatli ishlab chiqarish binolarining hajmli-

rejali konstruktiv yyyechimlari» mavzusini bajarishda ishlatildi. Tavsiyalarning ishlab chiqarishga joriy etilishi natijasida loyiha ishlari hajmi sezilarli ravishda kamaydi, binoning turli joylarida joylashgan ustunlarda seysmik qiymatga differensial yondashuv hisobiga loyihalanayotgan ob'ektlarda po'latning sarfi, seysmik xavfli hududlar uchun loyihalanayotgan ob'ektlarda po'latning sarfi, seysmik xavfli hududlar uchun loyihalanayotgan binolarning xavflilik darajasi kamaydi.

Uning ko'p yillik tadqiqodlari 200 dan ortiq ilmiy maqolalarida, shuningdek 5 ta monografiyasida o'z aksini topgan. Uning rahbarligida 33 ta fan nomzodi, 5 ta fan doktori tayyorlangan. T.Sh. Shirinqulov shogirdlari O'zbekiston va Qozog'istonning ko'pgina oliy o'quv yurtlarida, ilmiy-tadqiqot muassasalarida xizmat qilishmoqda. U ko'p yillardan buyon mexanika bo'yicha Samarqand shahar ilmiy seminariga rahbarlik qilmoqda.

Prezidentimiz I.A. Karimov tashabbusi bo'yicha tashkil qilingan O'zRFA Samarqand bo'limining tashkilotchilaridan biri va birinchi rahbaridir. Uning tashabbusi bilan 11 mutaxassislik bo'yicha doktorantura va aspirantura ochilib, bu yerda iqtidorli mutaxassislar o'zlarining ilmiy izlanishlarni olib bormoqdalar. 1996 yilda O'zFA Samarqand bo'limining Buxoro ilmiy markazi va Navoiy shahrida uning filiali ochildi. Uning ochilishi, kadrlar tarkibi va ish olib borish tartibini aniqlash xam T.Sh. Shirinqulovning tashabbusi bilan amalga oshirildi.

ESHON AGZAMOVICh ODILXO'JAEV

E.A. Odilxo'jaev Toshkent temiryo'l transporti muhandislari institutini 1944 yil tugatib, 1951 yilgacha assistent. 1951-1957 yillar «Qurilish mexanikasi» kafedrasida katta o'qituvchi, keyinchalik fakultet dekani o'rinbosari lavozimida ishlagan. 1955 yil Sankt-Peterburg temir yo'l transporti muhandislari institutida nomzodlik dissertatsiyasini himoya qiladi, dotsent (1957) va professor (1980).

E.A. Odilxo'jaev 1957-1967 yillarda «Qurilish» fakultetining dekani, 1967-1973 yillarda institutning ilmiy ishlar bo'yicha prorektori . 1973-1981 yillar institut rektori bo'lib ishlagan.

E.A. Odilxo'jaev ilmiy tadqiqotlari yo'nalishi «Yakka tipdagi fundamentlarning ustuvorligi» hamda «Kuchlanganlik holatini optik tadqiq qilish»ga bag'ishlangan. Uning rahbarligida 4 ta fan nomzodi dissertatsiyasi himoya qilingan. E.A. Odilxo'jaev tahriri ostida 1974 yili «Qurilish mexanikasidan misol va masalalar» o'quv qo'llanmasi, oliy texnika o'quv yurtlari uchun «Qurilish mexanikasi» darsligi nashrdan chiqarildi.

E.A. Odilxo'jaev «O'zbekistonda xizmat ko'rsatgan fan va texnika arbobi», «Faxriy temiryo'lchi» unvonlariga sazovor bo'lgan.

ALEKSANDR DANILOVICh GLUShENKO

A.D. Glushenko 1934 yil 10 oktyabrda Ashxobod shahrida tavallud topgan. 1951 yili yetti yillik maktabni bitirib, sobiq Ittifoq Ashxoboddagi Temiryo'l vazirligining texnikumiga «Teplovozlar va teplovoz xo'jaligi» mutaxassisligi bo'yicha oqishga kirib, uni 1953 yilda imtiyozli tamomladi. U 1953-1958 yillarda

Toshkent temiryo'l muhandislari institutining «Mexanika» fakultetida tahsil olib, uni imtiyozli tamomladi. U o'z ish faoliyatini Toshkent teplovozlarni ta'mirlash zavodida masterlikdan boshladi.

1959 yildan Uz FAning Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutining (L.M. Rozenblyum rahbarligida) «Mexanik paxta terish mashinalari» laboratoriyasida kichik ilmiy xodim, katta muhandis lavozimlarida ishlab, ANTX-0,6 va ANTX-1,2 paxta terish mashinalarini yaratishda faol ishtirok etdi. Bu mashinalarda dala notekisligini avtomatik ravishda takrorlovchi paxta terish apparatlari qo'llanilgan edi.



1963-1967 yillarda A.D. Glushenko Toshkent temiryo'l transporti muhandislari institutidagi «Mashina detallari» kafedrasida assistent, dotsent va keyinchalik katta ilmiy xodim lavozimlarida ishlash bilan birga doktorlik dissertatsiyasini yoza boshladi. Dissertatsiya ishiga UzR FA akademigi M.T. O'rozboev ilmiy maslahatchi edi. Shijoatkor va tinib tinchimas yosh olim dissertatsiya mavzusiga oid nazariy izlanishlar olib borish bilan chegaralanib qolmay, paxta terish mashinalarini zamonaviylashtirish bilan shug'ullanuvchi BMKB-agromash buyurtmasi asosida olib borilgan mavzularda bajarilgan amaliy konst ruktorlik hamda tajribaviy ishlarga bevosita rahbarlik qildi.

A.D. Glushenko tomonidan bajarilgan «Tik shpindeli paxta terish mashinalarining terim apparatidagi asosiy qismlarda sodir bo'ladigan dinamik jarayonlarni o'rganish» mavzusidagi doktorlik dissertatsiyasi «qishloq xo'jalik mashinalari (paxta terish)» mutaxassisligi bo'yicha 1971 yilda Uz FA dagi birlashgan ixtisoslashgan kengashda muvaffaqiyatli himoyadan o'tdi, hamda 1972 yilda OAK tomonidan tasdiqlandi.

A.D. Glushenko 1973 yil may oyidan ToshTYMI «Mashina detallari» kafedrasining professori, 1979 yilning aprel oyidan mexanika fakulteti dekani. A.D. Glushenko bu ishlar bilan kifoyalanib qolmay ayni vaqtda paxtachilik uchun mo'ljallangan qishloq xo'jalik mashinalarining texnik ko'rsatkichlarini hisoblashning zamonaviy usullarini yaratish, lokomativ qismlaridagi kamchilik va texnik nuqsonlarni, qismlarni ochmasdan diagnostika yo'li bilan aniqlash, qayishqoq elementlar deb ataluvchi prujina va ressorlarga texnologik jarayonda ta'sir qiluvchi kuchlar miqdorini hisoblashning yangi usullarini ishlab chiqish kabi yo'nalishlarda ham ilmiy izlanishlar olib bordi. Izlanishlar natijasida yuzaga kelgan tavsiyalar Voroshilov (Ukraina) teplovozsozlik zavodida ishlab chiqilgan TE-121, Kolomensk (Rossiya) teplovozsozlik zavodida ishlab chiqilgan TEP-70 va TEP-80 markali teplovozlarda qo'llanilgan.

1990 yildan A.D. Glushenko O'zbekiston Respublikasi Fanlar akademiyasining Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutidagi «Paxta

terish mashinalari» bo'limiga rahbarlik qildi. U 1998 yilgacha bo'lgan davr mobaynida paxta terish mashinalarini takomillashtirish va yangilarini yaratish ustida izlanishlar olib bordi. Shu vaqtgacha ishlab chiqarilayotgan terim apparatlaridagi kamchilik va nuqsonlarni ma'lum darajada bartaraf qila oladigan, agrotexnik ko'rsatkichlari (terilgan paxta miqdori, sifati, ifloslanish darajasi, chigit va ko'k ko'saklarning zararlanishi) yaxshilangan, paxta tuplariga ko'p marotaba ishlov beruvchi paxta terim apparati yaratildi. Tupdagi ochilgan paxtalarni bir o'tishda 4 marotaba terib olish imkoniyatini beruvchi bu apparatlar BMKB Agromash hamda Toshkent qishloq xo'jalik mashinalari zavodi bilan hamkorlikda ishlab chiqarila boshlandi (1992-1994 yy.).

1998 yili Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutida Respublikamiz sharoitida ishlatilayotgan chet el texnikalarini sharoitga moslashtirish va texnologik jarayonlar dinamikasini o'rganish ishlari boshlab yuborildi. Izlanishlar natijasida ko'ndalang shpindeli paxta terish mashinalarining ish faoliyatini baholovchi quyidagi tavsiyalar ishlab chiqildi va qishloq xo'jaligida joriy etildi. 1998 yil sentabrida A.D. Glushenko Toshkent temiryo'l transporti muhandislari institutining «Mashinalarni loyihalash asoslari» kafedrasiga mudir etib tayinlandi va uning bevosita rahbarligi ostida lokomativ va vagonlar g'ildirak juftligining yedirilish sabablarini chuqurroq o'rganish hamda ta'mirlashlar orasidagi vaqtni uzaytirish yuzasidan ilmiy izlanishlar boshlab yuborildi. Mexanika va inshootlar seysmik mustahkamligi institutida A.D. Glushenko boshchilik qilgan guruh «O'zpaxtasanoat» Davlat aksiyadorlik kompaniyasi buyurtmasiga asosan paxta tozalash mashinalari vallarini dinamik balansirlashni, arralarni maxsus yig'ish texnologiyasi bilan birga ishlab chiqdi. Paxta tozalash mashinalari vallarini balansirlash stendi va unga tegishli yuriqnomalar «O'zpaxtasanoatilm» ilmiy markazi bilan hamkorlikda tayyorlandi va hozirgi kunda ushbu yuriqnoma asosida yuqorida qayd qilingan stend yordamida qayta tiklangan val va arralar o'rnatilgan 20 dan ortiq paxta tozalash mashinalaridan Toshkent viloyati paxta tozalash zavodlarida foydalanilmoqda.

MUSTAFO MURODOVICh MURODOV



M.M. Murodov 1939 yil 20 iyunda Buxoro viloyati Jondor tumanida tug'ildi. 1962 yilda o'qishni muvaffaqiyatli tugatib, Toshkent politexnika institutining «Materiallar qarshiligi» kafedrasida assistent lavozimida ishladi.



1966 yilda O'rta Osiyo qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash va elektrlashtirish ilmiy tad-



















qiqot instituti (SAIME, hozirgi O‘z MEI) ning aspiranturasiga o‘qishga kirdi. 1970 yilning mart oyida Turkmaniston qishloq xo‘jaligi institutining ixtisoslashgan ilmiy kengashida «Ikki yarusli omochlar bilan yer haydaganda haydalma osti qatlamini yumshatuvchi ishchi organini asoslash» mavzusida nomzodlik dissertatsi-

yasini himoya qildi. Dissertatsiya ishining natijalariga asoslanib Rubsovsk shahridagi «Altayselmash» zavodida PD-4-35 va PD-3-35 markali yer yumshatgichli ikki yarusli omochlar ishlab chiqarildi va paxta yetishtiriladigan respublikalarda keng qo'llandi. M. Murodov SAIMEda ilmiy xodim lavozimida ishlash bilan bir vaqtda Toshkent Politexnika institutining «Materiallar qarshiligi» kafedrasida pedagogik faoliyatini davom ettirdi. 1972-1977 yillarda ToshPI Buxoro filiali «Mexanika» kafedrasining mudiri. 1973 yildan dotsent.

«Mexanika» kafedrasiga Buxoro filialida birinchi marotaba «Qishloq xo'jalik mashinalari» va «Avtomobil transportidan foydalanish» mutaxassisliklari bo'yicha ta'lim berish va malakali injener-mexanik kadrlar tayyorlash vazifasi topshirildi. M. Murodov kafedraning boshqa xodimlari bilan shu mutaxassisliklar uchun zarur bo'lgan «Qishlok xo'jalik mashinalari», «Mashinasozlik texnologiyasi», «Gidravlika» va bir qator boshqa laboratoriyalarni tashkil etadi, o'quv jarayonini tashkil etish bilan bir vaqtda M. Murodov kafedraning ilmiy yo'nalishi «Tuproq va ayrim materiallarning mexanik ta'sir natijasida kuchlanganlik va deformatsiyalanish holatini o'rganish» bo'yicha «Materiallarning fizik-mexanik va texnologik xossalarini tekshirish» ilmiy laboratoriyasini tashkil etdi.

1988 yilda M.Murodov Butunittifoq qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash ilmiy-tekshirish institutida (Moskva, VIM) texnika fanlari doktori darajasi uchun «Paxta yetishtirishda to'proqni yumshatish uchun tuproqqa ishlov beruvchi mashinalar majmuasini yaratish» mavzusida dissertatsiyani muvaffaqiyatli himoya qildi, 1989 yildan professor.

Bu izlanishlar asosida nazariy va amaliy mexanikaga asoslangan holda dehqonchilik (tuproq) mexanikasini takomillashtirib, tuproq sharoitidan kelib chiqadigan mashina va mexanizmlarni asoslash va yaratish yotadi. Shuningdek dehqonchilik mexanikasida ishchi organlar ta'siridan tuproq qay darajada zichlanishi fotoelastiklik usuli bilan aniqlangan. Natijada, mexanik ishlov berish yo'li bilan tuproq holatini boshqarish imkoniyati yaratilgan. Ilmiy ishlarning hammasi, tuproqqa ishlov berganda energiyani tejab, tuproqqa ishlov berish sifatini yaxshilash, tuproqning ishchi organlar mashinalar harakatlanuvchi qismlari ta'sirida zichlanishini kamaytirish usullari, tuproqqa mexanik ishlov berish texnologiyasi va ishchi organlarning yangi ko'rinishlarini yaratishga qaratilgan.

M. Murodovning ilmiy ishlari natijasida, tuproq mexanikasining nazariyasi takomillashib, tejamkor tajriba usullari, tuproqqa ishlov beruvchi yangi mashinalar yaratildi. M. Murodov ilmiy ishlarining natijalari 6 ta monografiya, 6 ta patent,10 dan ortiq o'quv qo'llanma va 200 dan ortiq maqolalarida e'lon qilingan. Hozirgi vaqtda M.M. Murodov materiallar qarshiligi va amaliy mexanika fanlaridan talabalarga dars bermoqda, aspirant va doktorantlar ilmiy ishlariga rahbarlik qiladi. Bux. OO va ESTI «Mexanika» kafedra mudiri. D.120-06-01 ilmiy kengash a'zosi.

ShOOBIDOV ShORAHMAT ASQAROVICh

Sh.A. Shoobidov 4 dekabr 1957 yil Toshkent shahrida tug'ilgan. 1975-1980 yillar Toshkent politexnika institutining talabasi. 1980-1981 yillar ToshPI «Quyuv

ishlab chiqarish mashinalari va texnologiyasi» kafedrasi muhandisi; 1981-1990 yillar «Mashina detallari» kafedrasi assistenti 1990-1992 yillar Toshkent mashinasozlik instituti «Mashina detallari» kafedrasi katta o'qituvchisi, «Traktorsozlik» fakulteti dekan muovini; 1992-2005 yillar Toshkent Davlat Texnika universiteti (TDTU) «Mashina detallari» kafedrasi dotsenti, mudiri, professori; TDTU – ilmiy ishlar prorektorining muovini, «Fundamental fanlar» fakulteti dekani; 2002-2005 yillar «Nazariy mexanika va mashina detallari» kafedrasi mudiri.



Sh.A. Shoobidov 2005 yildan TDTU rektori.

1991 yil Yangiyo'l shahridagi 05.20.03. mutaxassisligida, «Oziq-ovqat sanoati chiqindilari asosida texnologik muhitni tadbiq etib qishloq xo'jaligi texnikasining saqlanishini uzaytirish» mavzusi bo'yicha Ukraina MFA-akademigi V.E. Shestopalov rahbarligida nomzodlik dissertatsiyasini va 1998 yil «O'simlik gudroni asosida yarim funksional moylashni tadbiq etib qishloq xo'jaligi texnikasini saqlashni uzaytirishning texnologik asoslari» mavzusida doktorlik dissertatsiyasini himoya qildi.

Ilmiy ishlari soni 110 tadan ko'p, jumladan 2 avtorlik guvohnomasi bor, 4 ta monografiya, 10 ta o'quv qo'llanma, 15 uslubiy ishlanma, 1 texnik shart, 1 ta OST (tarmoq standarti); AQSh, Bolgariya, Rossiya va Ukrainada chop etilgan maqolalar muallifi.

Sh.A. Shoobidov rahbarligida 2 ta nomzodlik dissertatsiyasi tayyorlandi, 3 ta izlanuvchi ilmiy ish olib bormoqda, D.120-06-01 ilmiy kengash a'zosi.

Tolyati Davlat Universiteti, Kuban texnologiya universiteti, Xarkov politexnika instituti, T. Shevchenko nomli Lvov universiteti, Lvov politexnika instituti, Gubkina nomidagi Moskva neft va gaz institutlari bilan hamkorlikni yo'lga qo'ygan. 2002 yil Janubiy Koreyada malaka oshirib qaytgan.

JO'RAEV ANVAR JO'RAEVICh

Xalqaro informatika akademiyasi akademigi, xalqaro muhandislik akademiyasi muxbir a'zosi, mexanizm va mashinalar nazariyasi xalqaro ilmiy assotsiatsiya a'zosi. Ilmiy yo'nalishi:

- qishloq xo'jaligi, to'qimachilik va yengil sanoat, paxtani birlamchi ishlov berish texnologik mashinalarining mexanizmlarini hisoblashning ilmiy asoslari va yangi konstruksiyalarini yaratish;

- kulitsali, o'zgaruvchan parametrli rotatsion, richagli, tasmali, tishli, kulachokli mexanizmlarning yangi turlarini yaratish bo'yicha klassik fundamental izlanishlari. Toshkent to'qimachilik va yengil sanoat institutida ilmiy ishlar bo'yicha prorektor. 1987 yil «Paxtani qayta ishlovchi texnologik mashinalarning



ishlovchi mexanizmlari konstruksiyalarini yaratish va hisoblash usullarini ishlab chiqish» mavzusida doktorlik dissertatsiyasini himoya qilgan. 875 ta ilmiy ishi: 242 ta ixtiro va patent, 21 ta monografiya va 7 ta darslik muallifi: «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» 2003 yil, «Mashina detallari», «Amaliy mexanika» 2007 yil, 2002 yildan pedagogik texnologiyalar, elektron darsliklar kompleksini yaratish bilan – o'qitishning interaktiv usullari va ta`limni takomillashtirish ustida ishlamoqda, 32 ta fan nomzodi va 3 ta fan doktori tayyorlagan.













RIZAEV ANVAR ABDULLAEVICh

1952 tug'ilgan, o'zbek, texnika fanlari doktori,professor. 1974 yilda Toshkent politexnika institutining mexanika fakultetini imtiyozli diplom bilan bitirgan, 1974-1977 yillarda O'zbekiston fanlar akademiyasining M.T. O'rozboev nomidagi mexanika va inshoatlar seysmik mustaxkamligi inistituti aspiranti; 1978-1984 yillarda institutning kichik ilmiy xodimi, 1984-1990 yillarda esa shu institutning



«Paxta terish apparatlari nazariyasi» laboratoriyasi mudiri, 1991-1997 yillarda institut direktorining ilmiy ishlar bo'yicha o'rinbosari va 1997 yildan hozirgi kungacha institut direktori.

1983 yilda TIQXMMIdagi ixtisoslashgan kengashda «Vliyanie parametrov sostavnogo shpindelya i raspolojenie podjimnogo silindra na agrotexnicheskie pokazateli xlopkouborochnoy mashini» mavzusida nomzodlik va 1996 yili O'z MEI qoshidagi ixtisoslashgan kengashda «Nauchnie osnovi povisheniya effektivnosti texnologicheskogo protsessa v xlopko-uborochnom apparate, obespechivayushchiy soxrannost biologicheskix kachestv xlopka, volokna» mavzusida doktorlik dissertatsiyalarini yoqlagan. 2002 yildan professor ilmiy unvoniga ega.

A.A. Rizaev 130 yaqin chop etilgan ilmiy ishlar muallifi, shu jumladan 2 ilmiy monografiya, 28 ta mualliflik guvohnomasi va patentlar sohibi, 1 ta o'quv-uslubiy qo'lanma va 20 dan ortiq ishlari esa chet ellarda chop etilgan. Uning rahbarligida bir fan doktori va 6 fan nomzotlari ilmiy ishlarini texnika sohasida himoya qilishgan.

Ilmiy ishlarining asosiy yo'nalishlari - mashinalar nazariyasi va mashinalar sistemasi, mashinalardagi dinamik jarayonlarning tadqiqoti va undagi uzel, detallar mustahkamligini hisoblash usullari, hamda paxtachilik (terim va qayta ishlash) mashinalari nazariyasining tadqiqotlariga bag'ishlangan.

A.A. Rizaev mashinalar nazariyasi sohasidagi yuqori salohiyatli mutaxassis, ilmiy ishlar tashkilotchisi sifatida O'zR Vazirlar Mahkamasi qoshidagi «Fan va texnologiyalarning rivojlanishini muvofiqlashtirish» qo'mitasining 1-F dasturi bo'yicha fundametal tadqiqotlar grantiga va 2006 yildan boshlab O'z MEI va BMKB-Agromash korxonalari bilan birgalikda 13-DITD doirasida paxta terish mashinalarining ilmiy asoslarini rivojlantirish va loyihalash ilmiy amaliy loyihasiga rahbarlik qilmoqda. U yirik ilmiy va innovatsion dasturlari ekpertizasi kengashlari azosi. Institut uning rahbarligida 2 davlat fundamental va 6 davlat amaliy-ilmiy dasturlari doirasida 30 ga yaqin mavzuda ilmiy ishlar olib bormoqda.

Qator mutaxasislar bilan birga A.A. Rizaev tomonidan ixtiro qilingan, №IDP05245 O'zR patenti asosida, paxta tupiga ko'p marta ishlov beruvchi terim apparatini «Toshqishloqmash» OTAJ ishlab chiqarmoqda va paxta terish mashinalari jihozlanib, 2002-2006 y.y. 60 dan ortiq mashinalar Turkiyaga eksport qilindi. U 2001 yildan boshlab «Paxtasanoati» uyushmasi byurtmasi asosida 1 OVP, 2 OVP turdagi tola tozalagich mashinalari arrali silindrlarini dinamik muvozanatlash stendini yaratishga rahbarlik qildi va stend «Paxtasanoatilm» OTAJ mexanik ustaxonasida ishlatilib kelinmoqda. Uning rahbarligida mexanikaning yo'nalishlari bo'yicha oxirgi besh yil ichida istitutda 3 ta respublika va 3 ta xalqaro doirada ilmiy-texnik konferensiyalar va seminarlar tashkil etildi.

Institut olimlarining ilmiy ishlamlari xalqaro doirada xam qo'llab-quvatlanmoqda. Misol sifatida BMTning «Radius» va NATOning «Fan tinchlik xizmatida» dasturlari asosida ilmiy-amaliy tadqiqotlar bajarildi, ayniqsa yosh tadqiqotchilar malakasini nufuzli markazlarda (Rossiya, Ukraina, AQSh, Yaponiya, Shveytsariya va b.) oshirishga A.A. Rizaev doimiy katta ahamiyat beradi.

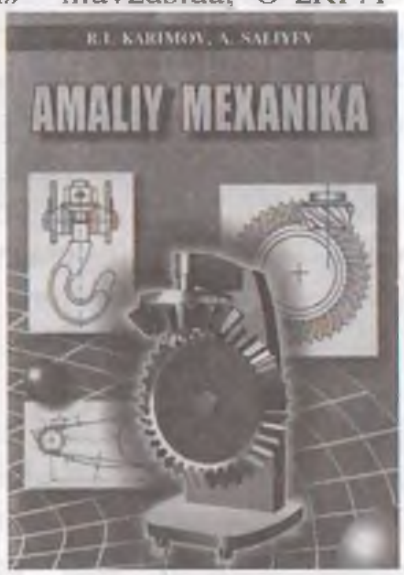
KARIMOV RASUL ISHOQOVICh

R.I. Karimov 7 mart 1948 yil Toshkent shahrida xizmatchi oilasida tug'ilgan. 1971 yil Toshkent Politexnika institutining «Mexanika» fakultetini tugatdi. 1971-1976 yillar ToshPI da stajer-tadqiqotchi, aspirant. 1976-1995 yillar O'zRFA «Mexanika va inshootlar seymik mustahkamligi» institutida kichik ilmiy xodim, ilmiy xodim, katta ilmiy xodim, bosh ilmiy xodim, laboratoriya mudiri lavozimlarida ishlaydi. 1995 yildan TDTU «Mashinalarni loyihalash asoslari» kafedrasi mudiri. 2003 yildan TDTU «Materiallar qarshiligi, mexanizm va mashinalar nazariyasi» kafedrasi mudiri.

1985 yil «At va ATPR turidagi to'qish stanoklarining to'qima shakllantiruvchi mexanizmlar dinamikasini modellashtirish» mavzusida, O'zRFA



1993 yil «Paxta sanoati mashinalari misolida siklli mexanizmlar yuritmasining dinamikasini modellashtirish» mavzusida doktorlik dissertatsiyasini «Mexanika va inshootlar seymik mustahkamligi» institutida himoya qildi. 1 ta doktorlik ishi tayyorlandi, 1 ta monografiya, 15 ta ixtiro, «Amaliy mexanika»



darsligi texnika oliy o'quv yurtlari uchun darslik chop etildi.

R.I. Karimov «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» va «Amaliy mexanika» fanlaridan axborot-pedagogik texnologiyalar, uning EHM dasturi yaratildi. Natijada 9 patent va 5 ta o'quv qo'llanma, 12 ta uslubiy ko'rsatma chop etildi. 1995-2003 yillar TDTU talabalari R.I. Karimov rahbarligida «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanidan Respublika olimpiyadasida birinchi o'rinni egalladilar.

R.I. Karimov mexanizm va mashinalar nazariyasi sohasida taniqli olim. Uning ilmiy ishlari siklli mexanizmli energomexanik sistemalar dinamikasini modellashtirishga qaratilgan. Natijada to'qimachilik, oziq-ovqat, qishloq xo'jaligi mashinalariga siklli mexanizmlar konstruksiyalarining modellari yaratildi va tavsiya etildi. R.I. Karimov ilmiy ishlarining soni 160 tadan ko'proq, u kishi rahbarligida 7 ta nomzodlik dissirtatsiyasi himoya qilindi.

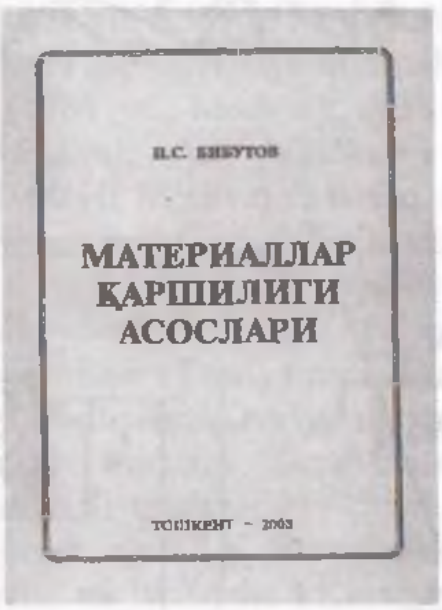
BIBUTOV NARZULLA SALIMOVICh



1950 yil 7 iyul Buxoro viloyati Qorako'l tumanida tug'ilgan. 1972 yil Toshkent qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash va irrigatsiyalash injenerlari institutini tamomlagan. 1973-1978 yillar Toshkent Politexnika instituti Buxoro kechki filialining «Mexanika» kafedrasida katta laborant, assistent, katta o'qituvchi, 1978 yil Buxoro oziq-ovqat va yengil sanoat texnologiyasi institutining «Mexanika» kafedrasida katta o'qituvchi lavozimida ishlagan. 1979-1983 yillar O'rta Osiyo qishloq xo'jaligi mexanizatsiyalash va elektrlashtirish ilmiy-tadqiqot instituti (SAIME, hozirgi O'zMEI) ning aspiranti.

1983 yil O'rta Osiyo qishloq xo'jaligini mexanizatsiyalash va elektrlashtirish ilmiy tekshirish institutida nomzodlik dissertatsiyasini himoya qilgan. 1991 yil dotsent va 2007 yildan «Mexanika» kafedrasi professori. N. Bibutov 1985-1986 yillar «Mexanika» kafedrasi mudiri vazifasini bajaruvchi, 1986-1992 yillar «Oziq-ovqat texnologiyasi» fakultetida dekan muovini, 1998-2005 yillar institut ilmiy-tadqiqot bo'limining boshlig'i lavozimlarida ishlagan. Buxoro oziq-ovqat va yengil sanoat texnologiyasi institutining «Mexanika» kafedrasida N. Bibutov yetakchi o'qituvchi sifatida «Materiallar qarshiligi» va «Amaliy mexanika» fanlaridan ma'ruzalar o'qiydi, amaliy va tajriba mashg'ulotlarini olib boradi.





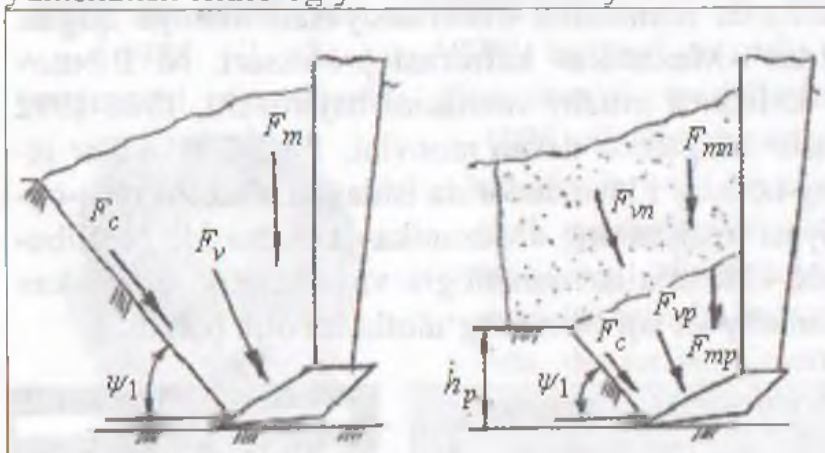


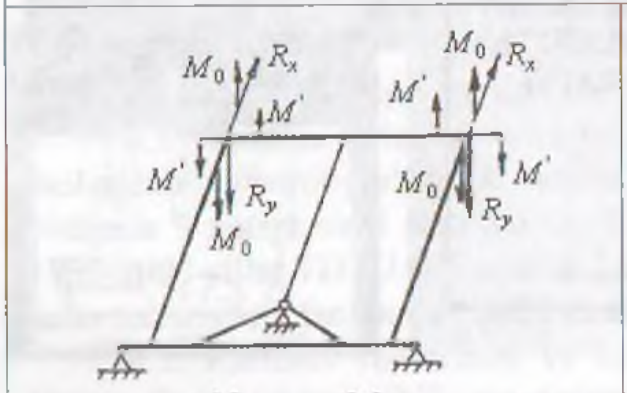
N.S.Bibutov oliy ta'lim muassasalari uchun «Materiallar qarshiligi asoslari» darsligi («Minhoj» nashriyoti, Toshkent 2003 yil), kasb-hunar kollejlari uchun «Amaliy mexanika» («Uzinkommarkaz» bosmaxonasi, Toshkent 2002 yil) va «Texnik mexanikadan amaliy mashg'ulotlar» («Ilm-ziyo» nashriyoti, Toshkent 2006 yil) o'quv qo'llanmalarining muallifi. «Materiallar qarshiligi» va «Amaliy mexanika» fanlarini o'qitish uslubiyoti tayanch signallar, test savollari, mustaqil

ish tarkibi va topshiriqlari, ularni bajarish usulini ishlab chiqdi va ularni nazariy va amaliy mashg'ulotlarida tadbiq etilmoqda. 130 dan ortiq ilmiy-uslubiy ish chop etgan, jumladan 92 ta ilmiy va 38 ta o'quv-uslubiy qo'llanmalar. 5140900 – Kasb ta'limi (Oziq-ovqat texnologiyasi) va 5541100 – Oziq-ovqat texnologiyasi bakalavriatura yo'nalishlari uchun «Amaliy mexanika» fanidan O'zbekiston Respublikasi O va O'MTV da ro'yxatga olingan (2 aprel 2005 yil, № DE/ 05-02-04-793) namunaviy dastur tuzgan.

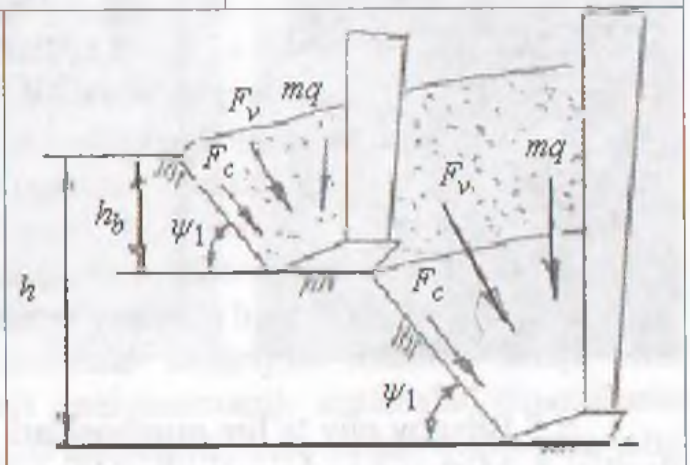
O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi, Xalq ta'limi vazirligi va O'zbekiston Respublikasi Prezidentining istiqbolli yosh pedagog va ilmiy kadrlarning malakasini oshirish «Iste'dod» jamg'armasining 2007 yil 5 oktabr №205-25-93 sonli qo'shma qaroriga asosan «Yilning eng yaxshi darsligi va o'quv adabiyoti muallifi» 2007 yil Respublika tanlovida umumkasbiy fanlar bo'yicha «Texnik mexanikadan amaliy mashg'ulotlar» o'quv qo'llanmasi faxrli uchinchi o'rinni egalladi.

Ilmiy ishi sug'orilib dehqonchilik qilinadigan maydonlarda tuproqni chuqur yumshatish texnologiya va texnikasini yaratish va takomillashtirish. Tuproqni chuqur yumshatishni kam energiya sarf qiluvchi va ikki yarusli chuqur chizellash texnologiyasi, chizel-yumshatgich o'lchamlari nazariyada va amaliyotda o'rganildi. GRX-2-50 yumshatgich ramasining o'lchamlari, murakkab kuchlanganlik holatidagi statik noaniq ramalarni mustahkamligini ta'minlash asosida aniqlandi.





$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{2A} + \frac{M_{x.\max}}{W_x} \le [\sigma]$$





G.S. PISARENKO



DOLINSKIY FYODOR VASILEVICh

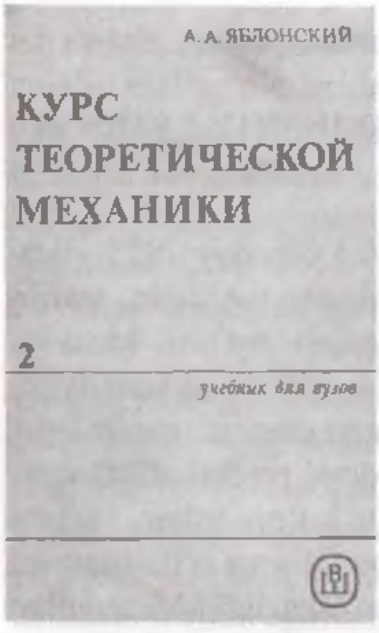
F.V. Dolinskiy 1925 yilda Ukrainada tug'ilgan, texnika fanlari doktori. Moskva oziq-ovqat akademiyasi «Materiallar qarshiligi» kafedrasi professori. Dolinskiy ko'p yillar sobiq ittifoq Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi «Materiallar qarshiligi, elastiklik nazariyasi va qurilish mexanikasi» bo'yicha ilmiy-metodik kengash ishini boshqargan.

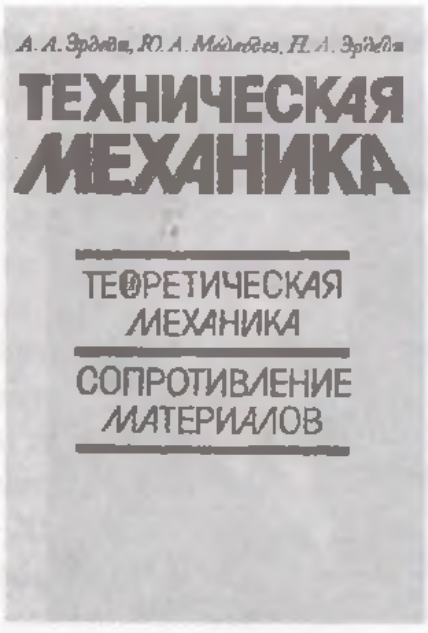
«Texnicheskaya mexanika» (1991 yil, Moskva); Zablonskiy va boshqalar «Prikladnaya mexanika» (1980 yil, Moskva) darsliklarini chop etganlar.

«Amaliy mexanika» va «Texnik mexanika» dan N.A. Kovalev «Prikladnaya mexanika» (1982 yil, Moskva); A.A. Erdedi va boshqalar.

Materiallar qarshiligi fanidan XIX-XX asrlarda rus olimlari N.M. Belaev «Soprotivlenie materialov» va «Sbornik zadach po soprotivleniyu materialov» (1970 yil, Moskva va 1993 yil, Toshkent – o'zbekcha nashri) G.S. Pisarenko «Soprotivlenie materialov» (1998 yil, Kolos) ; M.V. Rubinin (1957 yil, Moskva); M.M. Filonenko-Borodich «Kurs soprotivleniya materialov» (t-1 va t-2, Moskva, 1959 yil); V.V. Feodosev (1986 yil, Moskva); A.F. Smirnov «Soprotivlenie materialov» (1975 yil, Moskva); A.I. Vinokurov «Sbornik zadach po soprotivleniyu materialov» (1990 yil, Moskva) va boshq. darsliklar chop etganlar.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» va «Mashina detallari» fanlaridan I.I. Artobolevskiy «Teoriya mexanizmov i mashin» (1975 yil, Moskva); I.I. Artobolevskiy va boshqalar «Sbonik zadach po teorii mexanizmov i mashin» (1975 yil, Moskva); S.N. Kojevnikov «Teoriya mexanizmov i mashin» (1973 yil, Moskva); M.M. Mashkov va boshqalar «Teoriya mexanizmov i mashin i detali mashin» (1963 yil, Moskva); D.N. Reshetov «Detali mashin» (1968 va 1974 yillar, Moskva); D.G. Guzenkov «Detali mashin» (1975 yil, Moskva); M.N. Ivanov «Detali mashin» (1967 yil, Moskva); Yu.N. Berezovskiy «Detali mashin» (1983 yillar, Moskva); G.M. Iskovits va boshqalar «Kursovoe proektirovanie detaley mashin» (1979 va 1988 yillar, Moskva) va hokazolar darsliklar chop etganlar.


А. А. ЯБЛОНСКИЙ
КУРС ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ МЕХАНИКИ
2
учебник для вузов


А. А. Эрдеди, Ю. А. Медведев, Н. А. Эрдеди
ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА
СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ


ВЫСШЕЕ ОБРАЗОВАНИЕ
Н. А. НОВАЛЕВ
ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА


П. ТИМОШЕНКО, Д. Ж. ГЕРЕ
МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ
ИЗДАТЕЛЬСТВО «МИР» МОСКВА


КРАТКИЙ КУРС СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ
учебное пособие для вузов


А. В. ДАРКОВ
Г. С. ШПИРО
СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ


МАТЕРИАЛЛАР ҚАРШИЛИГИДАН МАСАЛАЛАР ТЎПЛАМИ


Ю. Н. БЕРЕЗОВСКИЙ, Д. В. ЧЕРНИЛЕВСКИЙ, М. С. ПЕТРОВ
ДЕТАЛИ МАШИН


Курсовое проектирование ДЕТАЛЕЙ МАШИН





Mashina va inshoot elementlari haqida tushuncha

Mexanika asoslarida o'rganiladigan ob'ektlarni kuchlar ta'sirida o'zining dastlabki vaziyati va shaklini osongina o'zgartiradigan harakatlanuvchi mexanik sistemalarga kiritish mumkin [15,16].

Professor N.I. Kolchin klassifikatsiyasi asosida, agarda klassifikatsiya mezonlari sifatida mexanikaning asosiy tushunchalaridan biriga: harakatga, kuchga, energiyaga (ishga) ustuvorlik berilganda, harakatlanuvchan mexanik sistemalarni uchta (1-rasm) guruhga ajratish mumkin [15,16].

Priborlar klassifikatsiyasining alomati bo'g'inlarning harakati bilan ifodalanadi. Masalan, soat mexanizmida vaqtni ko'rsatuvchi strelkalarning aylanishi; ellipsograf mexanizmida – ellips chizuvchi nuqtaning harakat traektoriyasi va h. k.

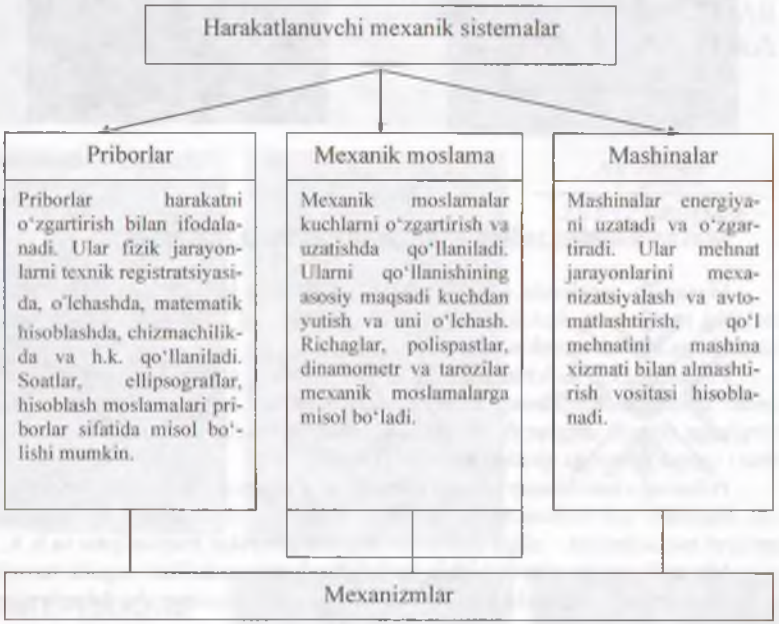
Mexanik moslamalarda kichik kuch bilan katta qarshilikni engish; tarozilar va dinamometrlar vositasida kuchlarning muvozanatlashuvidan foydalanib ularni o'lchash asosiy vazifasidir.

Mexanika nuqtai nazaridan energiyani uzatish yoki o'zgartirish mashinalarning xarakterli xususiyati hisoblanadi. Masalan, ichki yonish dvigatelida yonilg'ining kimyoviy energiyasi mashinani harakatlanuvchi qismlarini kinetik energiyasiga aylanadi. Mahsulotning yonishidan hosil bo'lgan bosim dvigatelni porsheniga kuch bilan ta'sir etadi va tirsakli val orqali mashina qismlarining harakatlantiruvchi energiyasiga aylanadi. Oxirgi yillarda hisoblarni bajarishda, axborotlarni bir tizimga solishda va saqlashda, ayrim mashinalarning ishlashini yoki ishlab chiqarishni boshqarishda insonga yordam beradigan elektron hisoblash, axborot va nazorat-boshqarish mashinalari hayotimizga dadil qadamlar bilan kirib kelmoqda.

Mashina – bu quvvat, materiallar va axborotni o'zgartirishda harakat bilan ta'minlovchi mexanik qurilma. Mashinaning asosiy vazifasi inson mehnatini yengillashtirib ish unumdorligini oshirishdir.

Energiya hosil qilish uchun harakatlanadigan, material va axborot to‘playdigan yoki ishlab chiqadigan, odamni aqliy va jismoniy mehnatini yengillashtiradigan mexanik qurilma **mashina** deyiladi.

Funksional vazifalariga ko‘ra mashinalar bir necha turlarga bo‘linadi [5] (2-rasm). Ishchi mashinalar – materiallarni bir turdan ikkinchisiga aylantiradi va o‘zgartiradi. Texnologik mashinalar – buyumlarning shaklini, o‘lchamlarini va xususiyatlarini o‘zgartiradi (yigiruv, to‘quv, xamir qoruvchi, metallni qayta ishlaydigan mashinalar).



(1-rasm).

Transport mashinalari – buyumlarni, yuk va odamlarni tashish uchun ishlatiladi (kranlar, liftlar, avtomobillar va h.k.).

Energetik mashinalar – energiyani bir turdan ikkinchisiga aylantiradi.

Mashina yurituvchilar – har qanday energiyani mexanik energiyaga aylantiradi (IYoD).

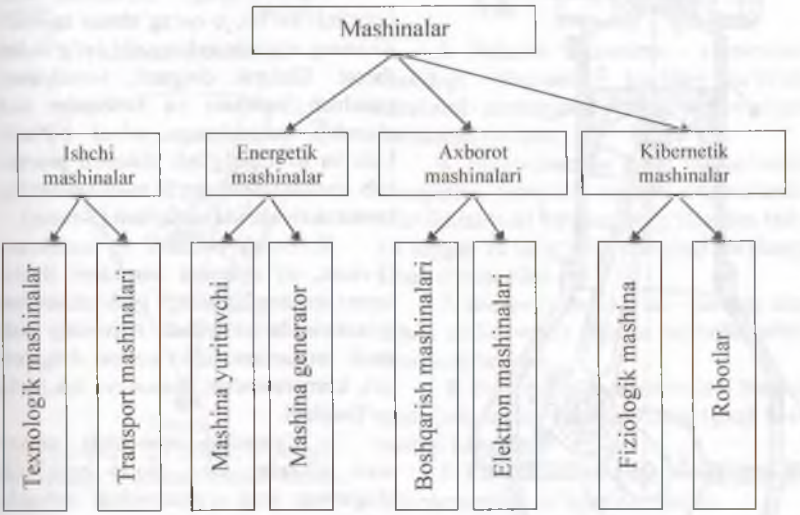
Mashina generatorlar – mexanik energiyani boshqa tur energiyalarga aylantiradi (elektr toki generatori).

Axborot mashinalari – axborotlarni olish-uzatish yoki o‘zgartirishda ishlatiladi.

Nazorat-boshqarish mashinalari mashina yoki ishlab chiqarish ishini boshqarish maqsadida nazorat-o‘lchov axborotlarini o‘zgartiradi va uzatadi.

Elektron-hisoblash mashinalari – sonlar tariqasidagi axborotlarni o‘zgartiradi.

Kibernetik mashinalar – insonga yoki tabiatga xos mexanik, fiziologik va biologik jarayonlarni bajaradi yoki imitatsiya qiladi. Masalan, «sun’iy yurak», «sun’iy buyrak», robot va h.k.



2-rasm.

Robotlar – dastur bilan boshqariladigan kibernetik avtomatlar. Robotlar sanoatda, qishloq xo‘jaligida, transportda, sog‘liqni saqlashda va xizmat qilish tarmoqlarida og‘ir mehnat talab qilinadigan, inson sog‘lig‘i uchun mushkul va zararli bo‘lgan faoliyatlarda qo‘llaniladi.

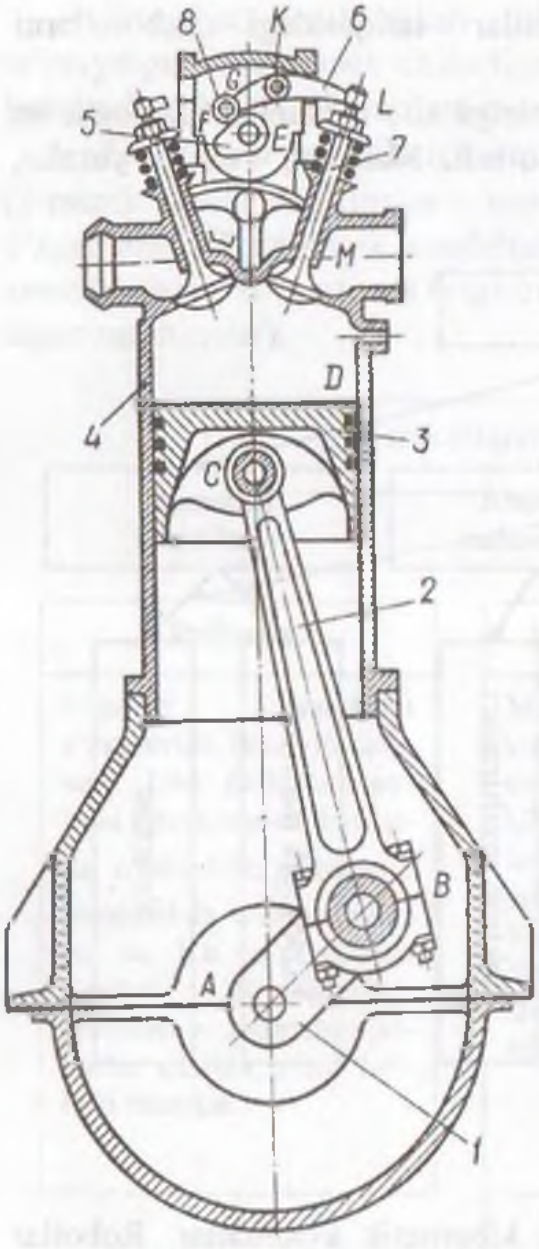
Bir yoki bir necha jism harakatini boshqa jismlarning aniq qonuniyatiga amal qiluvchi harakatiga aylantirib beruvchi qurilma **mexanizm** deb ataladi. Mexanizm – barcha mashina, mexanik asbob va sanoat robotlarining kinematik asosi. Mashina va mexanizmning ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mashina yoki mexanizmni inshootdan farqini belgilaydi.

Muxandislik inshootlariga binolar, ko‘priklar, tonnellar, rezervuar va hokazolar misol bo‘ladi.

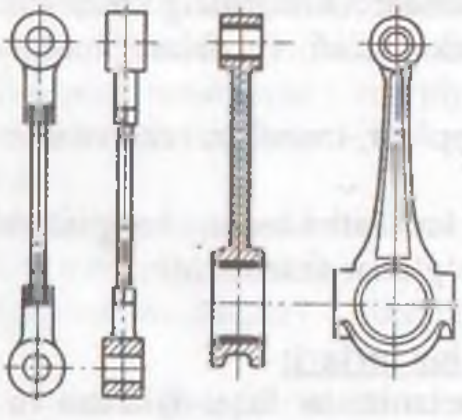
Mexanizm bir yoki bir nechta bo‘g‘inlar harakatini boshqa bo‘g‘inlarning talab etiladigan harakatiga aylantirib beruvchi bo‘g‘inlar sistemasidir.

Mexanizmlarning turlari:

1.Richagli mexanizmlar (3-rasm). Richagli mexanizmlar faqat aylanma va ilgarilanma harakat qiladigan quyi kinematik juft bo‘lgan bo‘g‘inlardan tashkil topgan.



Ichki yonuv dvigateli.
1-krivoship 2- shatun; 3- porshen;
4-silindr; 5- kulachok; 6- tolkatel
7-klapan



Shatunnlarning eskizlari

Richagli mexanizm bo‘g‘inlarini tayyorlash oson, ularni mustahkamligi va yeyilishga chidamliligi yuqori bo‘lganligi uchun quvvati katta presslarda, bolg‘alash mashinalarida ishlatiladi.

Oddiy richagli mexanizm ikki bo‘g‘inli bo‘lib, u qo‘zg‘almas tayanch va uning atrofida aylanuvchi bo‘g‘indan iborat. Elektrik dvigatel, ventilyator, yanchish barabani va boshqalar ana shunday mexanizmga misol bo‘ladi. Uch va to‘rt bo‘g‘inli sharnirli murakkab mexanizmlar turli mashinalarning konstruksiyalarida ishlatiladi (3-rasm).

Krivoship-polzunli mexanizm (3-rasm, a) aylanma harakatni ilgarilanma-qaytma harakatga (yoki aksincha) aylantirishda ishlatiladi. Krivoship polzunli mexanizm ichki yonuv dvigatellari, kompressorlar, stanok va h.k.larda qo‘llaniladi.

- Krivoship-koromisloli mexanizm (3-rasm, b) (to‘rt bo‘g‘inli) o‘zgarmas yoki o‘zgaruvchan nisbatda aylanma harakatni uzatishda qo‘llaniladi.

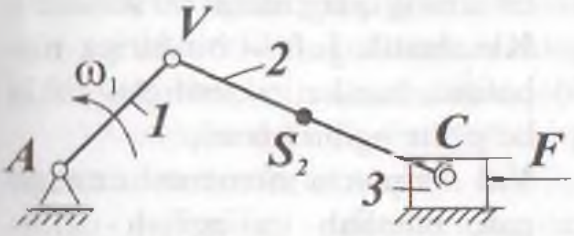
- Kulitsali mexanizm (3-rasm, v) bir o‘qdan ikkinchi o‘qqa aylanma harakatni o‘zgaruvchan nisbatda uzatish uchun metall qirqish stanoklarida ishlatiladi.

2. Kulachokli mexanizm - o‘zgaruvchan egri chiziqli sirtga ega bo‘lgan kulachokning tekis harakati turtkichni ma’lum bir qonuniyatli harakatiga aylantiradi. (4-rasm.)

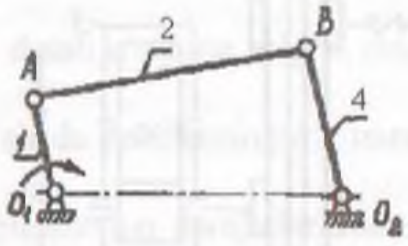
3. Tishli mexanizm - aylanma harakat bir valdan ikkinchi valga o‘zaro ilashgan tishli g‘ildiraklar vositasida uzatiladi (5-rasm) .

4. Vintli mexanizm - tarkibiga kiruvchi bo‘g‘inlar vintsimon harakat qilganda hosil bo‘ladi.

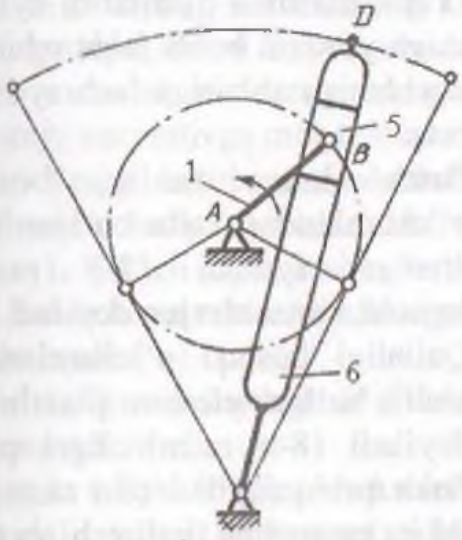
a) krivoship-polzunli



b) krivoship - koromisloli

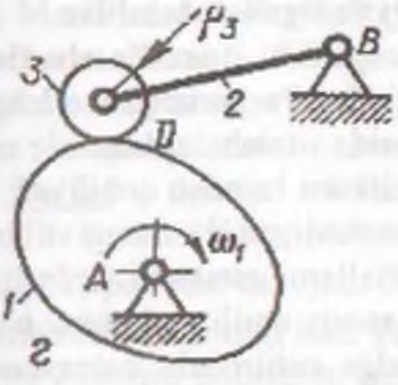


v) kulitsali mexanizm

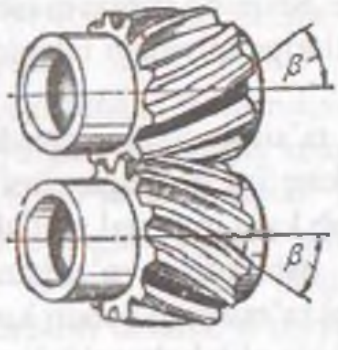


3-rasm

1 - krivoship, 2 - shatun, 3- polzun, 4 - richag, 5- kulitsali tosh, 6- kulitsa.



4- rasm.



5-rasm.

5. Friksion mexanizm - elementlari orasidagi ishqalanish kuchlari ta'sirida harakatni uzatadigan yoki o'zgartiradigan mexanizm (6-rasm).

6. Egiluvchan bo'g'inli mexanizmlar - arqonlar, tasmalar, zanjirli uzatmalardir. Ular ikkita yoki ko'proq bo'g'inlardan tashkil topgan va bo'g'inlar orasidagi harakatga aloqa o'rnatadilar.

7. Gidravlik mexanizm - harakat uzatishda oraliq vosita sifatida suyuqlik ishlatilsa hosil bo'ladi.

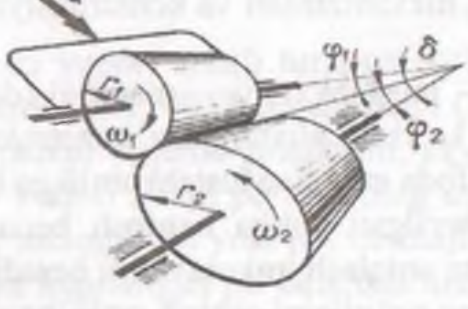
8. Pnevmatik mexanizmda - harakat uzatishda oraliq vosita sifatida (gaz) havo bosimi ishlatiladi.

9. Elektrik mexanizm - tarkibida elektrik elementlari bo'lgan mexanizm.

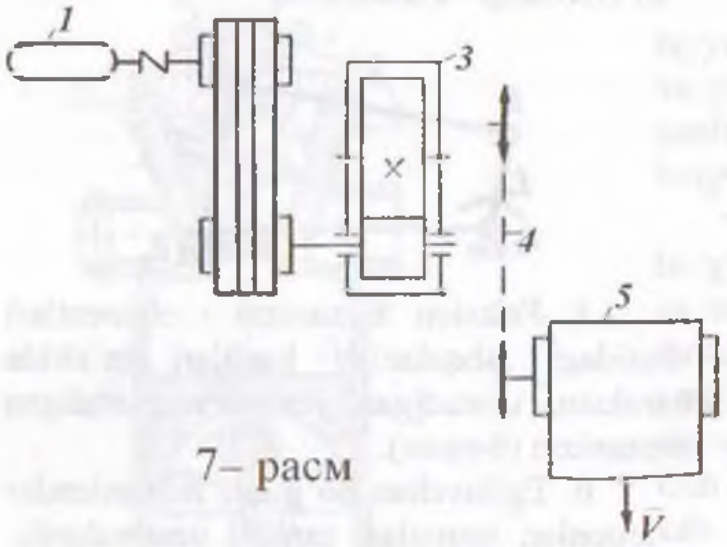
Energiya ishlab chiqaruvchi mashina, turli uzatish mexanizmlari va boshqarish apparatidan tashkil topgan qurilma **yuritma** deyiladi (7-rasm). Uzatish mexanizmlarining asosiy vazifasi: harakatni uzatish va o'zgartirish; tezlikni nazorat qilish; mashinaning turli ishchi qismlari orasida quvvatni taqsimlash va h.k.

Detal – yig'uv uslublari qo'llanilmasdan bir xil materialdan ishlab chiqilgan mashinaning qismidir.

a

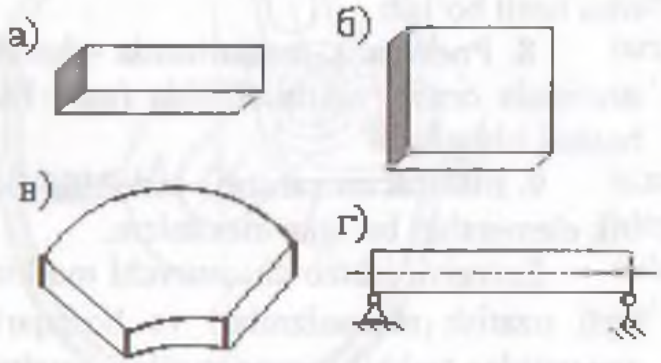


6-rasm.



7– расм

1. elektrodvigatel; 2. remenli uzatma;
3. tishli uzatma; 4. zanjirli uzatma;
5. lentali konveyer.



8-rasm.

Bo‘g‘in – bir yoki bir nechta detallarning quzg‘almas birikmasi.

Kinematik juft – bir-biriga nisbatan harakat qiladigan ikki bo‘g‘inning birikmasi.

Val - burovchi momentni uzatadigan, buralish va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus.

O‘q – mashina qismlarini aylanishiga yordam berib faqat eguvchi kuchlanish ta’siriga uchraydigan brus.

Brus deb, uzunligi boshqa o‘lchamlaridan katta bo‘lgan elementga aytiladi (8-a rasm). Ingichka brus **sterjen** deyiladi. Qalinligi boshqa o‘lchamlaridan kichik bo‘lgan element **plastinka** deyiladi (8-b rasm). Egri plastinka **qobiq** deyiladi (8-v rasm). Ikkita tayanchga tiraluvchi va egilishga qarshilik ko‘rsatuvchi brus **balka** deyiladi (8-d rasm).

Mashina va inshoot qismiga qo‘yiladigan talablar. Ishga layoqatlilik - texnik shartlar va hujjatlar va tanlangan o‘lchamlar asosida talab qilingan xizmat vazifasini bajarish qobiliyati. Har qanday mutaxassis ishlab chiqarish jarayonida qatnashadigan moslama va vositalarni, ularni tayyorlash uchun kerak bo‘lgan materiallarni ratsional tanlash yoki mashina va inshoot qismlari uzoq vaqt ishlashining asosiy omili – ularning harakat qonunlari, mustahkamligi, bikrligi, harakatni amalga oshirishda qatnashadigan uzatma va birikmalarni bilishi kerak. Hozirgi zamon iqtisodiy holatini rivojlantirish uchun ishlab chiqarilayotgan mashina va mexanizmlar sifatini yaxshilash, ularning foydalanish muddatini uzaytirish talab etiladi. Shuning uchun mashina detallari, mexanizmlari va konstruksiya inshoot elementlariga quyidagi talablar quyiladi:

- mustahkamlik – material (detal) tashqi kuch ta’siriga yemirilmasdan qarshilik ko‘rsata olishligidir; konstruksiyaning mustahkamligi qo‘yilgan tashqi yuk bilan ifoda etiladi. Mustahkamlikga hisoblashdagi talab kam material sarflab detallarni berilgan yukga bardosh berishlik qobiliyatini oshiradigan o‘lchamlari va shaklini aniqlash imkoniyatini beradi. Mustahkamlikni ta’minlash uchun konstruksiyaning og‘irligini oshirib ortiqcha material sarflanishiga olib kelmaslik kerak.

- bikrlik – konstruksiya elementlarining deformatsiyasi juda kichik bo‘lib, oldindan berilgan qiymatidan oshmasligi kerak;

- ustivorlik – konstruksiyaning (inshoot) detali o‘zining to‘g‘ri chiziqli holatini yoki shaklini yo‘qotmaslik qobiliyati;

- issiqbardoshlik – yuqori temperatura ta’sirida detallarning o‘z mustahkamligi va xususiyatlarini saqlash qobiliyati;

- tejamliligi – detallarning narxi va ekspluatatsion xarajatlari kam bo‘lishi kerak;

- oddiyligi – konstruksiya detalining shakli va o‘lchamlari shunday tanlanishi kerakki, ularni tayyorlash uchun vaqt va mehnat kam sarflanishi kerak;

- davlat standartiga moyilligi – alohida detallarning shakli va o‘lchami umumiy normativga mos tushishi kerak.

Yuqoridagi barcha talablar hisobga olingan holda konstruksiya qismlarining loyihasi tuziladi. Loyihalash bir necha etapda bajariladi:

1. Eskizli loyihalash – bo‘lajak mashinaga tushadigan kuchlarni hisobga olgan holda konstruktor mashina yoki inshoot qismlarining o‘lchamlarini hisoblaydi va tanlaydi;

2. Texnik loyihalash – hisoblashlar asosida mashina umumiy ko‘rinishining chizmasi tuziladi.

3. Ishchi loyiha – tekshirilgan va oxirgi hisoblashlar asosida mashinaning alohida detallari va mexanizmlari umumiy ko‘rinishining chizmasi tayyorlanadi; ishchi loyiha mashinani yig‘ish uchun kerak bo‘lgan barcha ma’lumotlarga ega bo‘ladi.

Mashina detallarini tayyorlashda ishlatiladigan materiallar to‘g‘risida qisqacha ma’lumot. Hozirgi vaqtda mashina detallarini tayyorlash uchun har xil turdagi materiallar – po‘lat, cho‘yan, rangli metall qorishmalari, kukunsimon materiallar, plastmassalar, rezina va h.k. ishlatiladi.

Po‘lat – uglerod va boshqa elementlarning temir bilan qorishmasi. Kam uglerodli ($c \leq 0{,}25\%$); o‘rta uglerodli ($c = 0{,}25...0{,}60\%$) va yuqori uglerodli ($c \succ 0{,}6\%$) po‘latlar mavjud. Po‘latda qancha uglerod ko‘p bo‘lsa, uning qattiqligi va statik mustahkamligi ham yuqori, plastikligi past bo‘ladi. Po‘lat yuqori mexanik xossaga ega, uni qoliplash, quyma va prokatlash namunalarini olish; stanoklarda ishlov berish; payvandlash va termik ishlov berish qulay. Po‘lat turlari bilan farq qiladi. Konstruksion sifatli po‘lat uglerod va marganetsning miqdori bilan farq qiladi: St.40; St.45; St.30*G*. – *G* harfi yuqori miqdorli marganets borligini ifodalaydi.

Legirlangan konstruksion po‘lat sifatli va yuqori sifatli turlarga bo‘linadi. Legirlaydigan elementlar miqdoriga ko‘ra xromli (20*X*, 40*X*); xromnikelli (20*XN*, 12*XN3A*) po‘latlar mavjud. Harfdan oldingi raqam uglerod miqdorini; keyingisi esa legirlaydigan element miqdorini bildiradi. Yuqori sifatli po‘latlarning markasi oxirida – *A* harfi bo‘ladi. Oddiy sifatli po‘latlar shtampovka yoki payvandlash usuli bilan korpusli detallarni tayyorlashda; sifatli va legirlangan po‘latlardan mashinalarning turli detallari, val va o‘qlar, tishli g‘ildirak, kirmak, friksion g‘ildiraklar tayyorlanadi.

Cho'yan. Cho'yan deb, tarkibida 2% uglerod bo'lgan temiruglerodli qotishmaga aytiladi. Cho'yanning quyma xususiyati yaxshi, plastikligi yomon. Cho'yanlarning oq va kulrang markalari mavjud. Oq cho'yan yuqori qattiqlik va mo'rtlikka ega, kesilish xususiyati yomon. Kulrang cho'yanlar o'rtacha mustahkamlikga va quyma xususiyatga ega, kesilish xususiyati yaxshi, tebranishni yaxshi singdiradi.

Latun – mis va qo'rg'oshin va ko'p komponentli alyuminiy, temir, marganets, nikel va h. k. tarkibiy qismlardan tashkil topgan. Latunning mexanik xossasi va korroziyaga chidamliligi yaxshi. *St.*45 markali po'latdan 5-6 marotaba qimmat. *LC23A6JZMc2* – markali latun-kirmak g'ildiragi, *LC38Mc2S2* – antifriksion detallarni tayyorlashda ishlatiladi.

Bronza – qalay, qo'rg'oshin, alyuminiy, temir, kremniy, marganets bilan misning qorishmalari. Bronzani ifodalashda – *Br.* harflari, keyin legirlovchi elementni ifodalovchi harflar keladi. Masalan: *Br OF10-1* –bronza, 10% -qalay, 1% - fosfor va qolgani – mis. Bronza – yuqori antifriksion, antikorroziya va quyma xususiyatlarga ega, mexanik tavsifi yaxshi bo'lib undan kirmak g'ildiragining gardishi, yuklanish va yurgizish gaykalari va h.k. tayyorlanadi.

Keyingi yillarda plastmassalar, rezinalar, yelimlar, loklar va boshqa sintetik materiallar texnikada keng qo'llanilayapti. Barcha bu materiallarning asosini polimerlar tashkil etadi. Qurilishda turli plastmassalar ishlatilmoqda. Plastmassalarni qoliplash temperaturasi 20 dan (epoksidoplast, efirioplast) 250-350^{0}C gacha (polipropilen, ftoroplast) yetadi. Plastmassalarning elastiklik moduli katta bo'lib, cho'ziluvchanligi kichikdir. Masalan:

penoplast $E = (3...25)10^3\ mN/m^2$; $\delta = (0{,}1...1{,}5)\ \%$

epoksidoplast $E = (3....4)10^3\ mN/m^2$; $\delta = (2{,}5...8)\ \%$

Qotish jarayonida o'zgarmaydigan xossalar oladigan plastmassalar reaktoplastlar deyiladi. Qotish jarayonida o'zgaruvchan xossalar oladigan plastmassalar – termoplastlar deyiladi. Ularni qayta qizdirib yana qolipga solish mumkin. Bunday plastmassalarning elastiklik moduli kichik, cho'ziluvchanligi kattadir. Masalan:

polietilenda $E = (1{,}5...\ 2{,}5)\ 10^3\ mN/m^2$; $\delta = (150...600)\ \%$;

polipropilenda $E = (9...12)\ 10^3\ mN/m^2$; $\delta = (500...700)\ \%$

Ba'zi plastmassalarning mustahkamlik chegaralari St.3 po'latnikiga qaraganda yuqori, plastiklik xarakteristikalari uncha katta emas, uzilishdagi qoldiq deformatsiyasi $\delta = (1...2)\%$. Plastmassalarning solishtirma og'irligi (ρ=1,3...1,9 kg/sm^3) po'latnikiga nisbatan 3-4 marta, dyuralyuminiynikiga qaraganda taxminan 1,5 marta kichik. Shuning uchun, konstruksiya og'irligini kamaytirish uchun bu materialdan foydalanish mumkin.

Texnikada rezina katta ahamiyatga ega. Rezinaning yumshoq o'rtacha qattiq, qattiq, issiqqa va yog' ta'siriga chidamli protektor kabi sortlari mavjuddir. Rezinaning elastiklik moduli, Puasson koeffitsienti o'zgaruvchandir. Masalan:

$E = (0{,}4...8)\ mN/m^2$; $\mu = 0{,}11 - 0{,}45$

sof kauchuk uchun: $\mu = 0{,}5$,

protektor rezina uchun: $E = (8{,}5...11)\ mN/m^2$; $\delta = 40...45\ \%$,

ebonit uchun: $E = 40...70\ mN/m^2$; $\delta = 0{,}8...1{,}2\ \%$

Po‘lat materialining va boshqa metall qorishmalarning mexanik va boshqa xossalarini oshirish va yaxshilash uchun ularga termik va ximiko-termik ishlov berish va mexanik mustahkamlash kerak. Termik ishlov berish kuydirish, yaxshilash, toblash, yumshatish va normallashtirish bilan belgilanadi.

Kuydirish va normallashtirish – quyma yoki bosim ostida tayyorlanadigan detallardagi ichki kuchlanishni yo‘qotish, mexanik xossasi va kesilishini yaxshilash uchun tadbiq etiladi.

Mashina detallarining mustahkamligi, qattiqligini va yeyilishga qarshiligini oshirish uchun – ular toblanadi. Toblash – mahalliy yoki sirt bo‘yicha bajarilishi mumkin. Toblash yuqori chastotatli tok ta’sirida olib boriladi, natijada materialning qattiqligi va mo‘rtligi ortadi. Mo‘rtlik va ichki kuchlanishni yo‘qotish uchun yumshatish (bo‘shatish) kerak.

Yaxshilash – ikki jarayondan iborat; toblash va yuqori haroratli yumshatish. Yaxshilash – mashina detallarining qovushqoqligini saqlash va ko‘paytirish bilan mustahkamligini oshiradi. 0,25% uglerodi bo‘lgan kam uglerodli po‘latning qovushqoqligi past, shuning uchun toblashni qabul qilmaydi. Mexanik xarakteristikalarini yaxshilash uchun ularga ximiko-termik ishlov berish kerak.

Zamonaviy mashinasozlikda sementatsiyalash va azotlash ishlatiladi. Sementatsiyalashda - detalning sirti – 0,2 *mm* chuqurlikda uglerod bilan boyitiladi. Natijada – detalning sirtida yuqori qattiq qatlam, markazida esa yumshoq qatlam hosil bo‘ladi.

Detal sirtini azot bilan diffuzion boyitish – azotlash deyiladi. Pech va vannada oz va suyuq azotlash ko‘p tarqalgan. Ionli azotlash jarayoni 3-5 marotaba tez amalga oshiriladi. Natijada qatlamning elastikligi va mustahkamligi oshadi.

Metall qatlamini plastik deformatsiyalash – mexanik puxtalash deyiladi. Po‘lat, cho‘yan va har xil rangli metallar qorishmasini mexanik puxtalash oddiy va samarali jarayondir. Mexanik puxtalanish - o‘qlar, ressorlar, prujinalar va h.k.da bajariladi.

O‘zaro almashinish, turlari, cheklama va o‘tkazmalar tizimi [9]

O‘zaro almashinish tamoyilisiz hozirgi zamon mashinasozlik, asbobsozlik va priborsozlikda qo‘llaniladigan turli qurilmalarni yaratish, ishlatish va ta`miirlash ancha mushkul bo‘lgan bo‘lar edi.

O‘zaro almashinish deb, buyumlarning va ularning qismlarini shu turdagi boshqa nusxasi bilan teng qiymatli almashtirish xossasiga aytiladi. To‘la va qisman o‘zaroalmashinish mavjud. Eng keng qo‘llaniladigan – bu to‘la o‘zaro almashtirishdir. U bir-biri bilan bog‘lanmagan holda, berilgan aniqlikda tayyorlangan bir turli detallarni yig‘ish birliklariga, ularni esa buyumlarga hamma parametrlari bo‘yicha texnik talablariga rioya qilgan holda moslashtirishsiz yig‘ish imkoniyatini beradi. Qisman o‘zaroalmashinishda, kamroq aniqlik bilan tayyorlangan detal va uzellarni to‘g‘ri biriktirishda ishlatiladi.

Konstruksiyalashda, ishlab chiqarishda va ishlatishda detallar, yig‘ish birliklarining va buyumlarning o‘zaro almashinuvchanligini ta’minlaydigan ilmiy texnikaviy boshlang‘ich qoidalarning kompleksi o‘zaro almashinish tamoyili deyiladi.

To'la o'zaro almashinishni 6 kvalitet aniqlikdan yuqori bo'lmagan detallar, yig'ish birliklari uchun unga ko'p bo'lmagan detallardan tashkil topgan bo'lgandagina iqtisodiy jihatdan maqsadga muvofiqdir. Ba'zan ishlatish talablarini qondirish uchun detal va yig'ish birliklarini juda kichik, iqtisodiy jihatdan qabul qilib bo'lmaydigan va texnologik jihatdan bajarilib bo'lmaydigan cheklamalar bilan tayyorlashga to'g'ri keladi. Bu hollarda talab qilingan yig'ish aniqligini olish uchun guruhlab tanlab, mashina va priborlarning ba'zi qismlari holatini sozlash, to'ldiruvchilar, moslashtirish va boshqa texnologik tadbirlar ishlatiladi. Bunda buyumlarning va yig'ish birliklarining sifatiga qo'yilgan talablar bajarilishi shart. Bunaqa o'zaro almashinish cheklangan deyiladi. Bulardan tashqari tashqi va ichki o'zaro almashinishlar mavjud.

Tashqi o'zaro almashinish – bu butlovchi qismlar va yig'ish birliklarining ishlatish ko'rsatkichlari, shuningdek biriktiriladigan yuzalarning o'lchamlari va shakli bo'yicha o'zaroalmashinishdir. Masalan elektrodvigatellarda tashqi o'zaro almashinish valning aylanishlar soni va quvvati hamda biriktiriladigan yuzalarning o'lchamlari bo'yicha ta'minlanadi; dumalash podshipniklarida esa tashqi diametri bo'yicha va ichki xaltasining ichki diametri hamda aylanishlar aniqligi bo'yicha.

Ichki o'zaro almashinish buyumga kiradigan detallar yig'ish birliklari va mexanizmlarga tegishli. Masalan, dumalash podshipniklarida dumalash jismlari va halqalar ichki guruhlab almashinish xossasiga ega.

Nominal o'lcham (D, d, l, va boshqalar) – chetga chiqishlar uchun hisob boshi bo'lib xizmat qiladigan va unga nisbatan chegaraviy o'lchamlar aniqlanadigan o'lchamdir. Birikmani hosil qiladigan detallar uchun nominal o'lcham birdir. Nominal o'lchamlar mustahkamlikka, bikrlikka hisoblab geometrik shakllarning mukammalligini va konstruksiyaning texnologiyasozligini ta'minlashdan kelib chiqqan holda topiladi.

Haqiqiy o'lcham – bu yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan xatolik bilan o'lchash natijasida aniqlangan o'lchamdir. Bu atama shuning uchun kiritilganki, detalni mutloq aniqlik bilan tayyorlab va xatolik kiritmasdan o'lchab bo'lmaydi.

Chegaraviy o'lchamlar – ikkita chegaraviy o'lchamlar, yaroqli detalning haqiqiy o'lchami ularning orasida yoki ularga teng bo'lishi mumkin. Ulardan kattasi eng katta chegaraviy o'lcham, kichigi eng kichik chegaraviy o'lcham deyiladi. Ular teshik uchun mos ravishda $D_{\max}$, $D_{\min}$ bilan belgilanadi.

Vallar uchun esa $d_{\max}; d_{\min}$. Chegaraviy chetga chiqishlar quyidagicha belgilanadi:

Teshik o'lchamning yuqori chetga chiqishi - ES; $ES = D_{\max} - D$

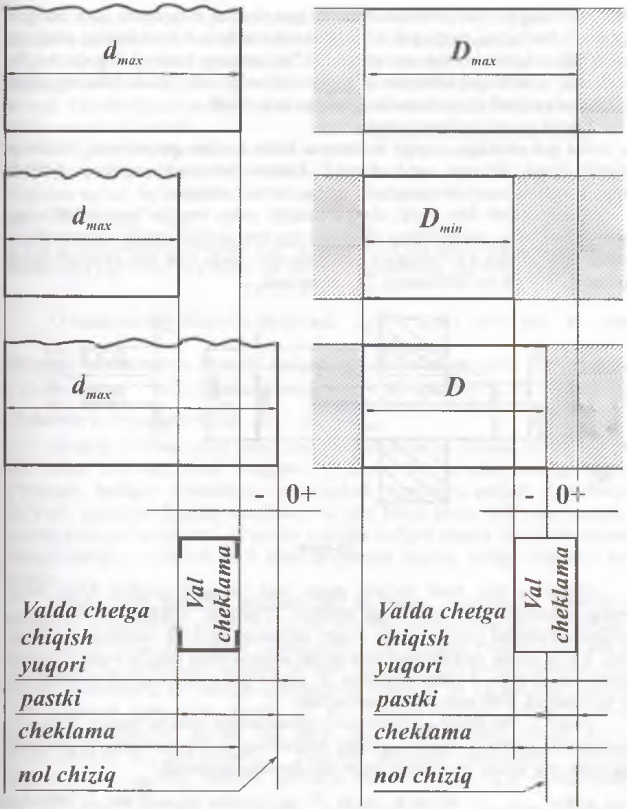
val o'lchamining yuqori chetga chiqishi - es $es = d_{\max} - d$

Teshik o'lchamining pastki chetga chiqishi - EI $EI = D_{\min} - d$

val o'lchamining pastki chetga chiqishi - ei $ei = d_{\min} - d$

Barcha chizmalarda o'lchamlar va chetga chiqishlar millimetrda qo'yiladi.

(DST 2.307-68) $42^{0.003}_{-0.013}$; $42^{-0.013}_{-0.024}$; $42_{-0.005}$



9-rasm. Cheklama maydonini aniqlovchi teshik va valni chegaraviy o'lchamlari.

Agar, silindrik sirtlarning pastki yasovchilarini solishtirsak, sirtning yuqori yasovchilari – cheklama deb ataladigan sohani tashkil qiladi.

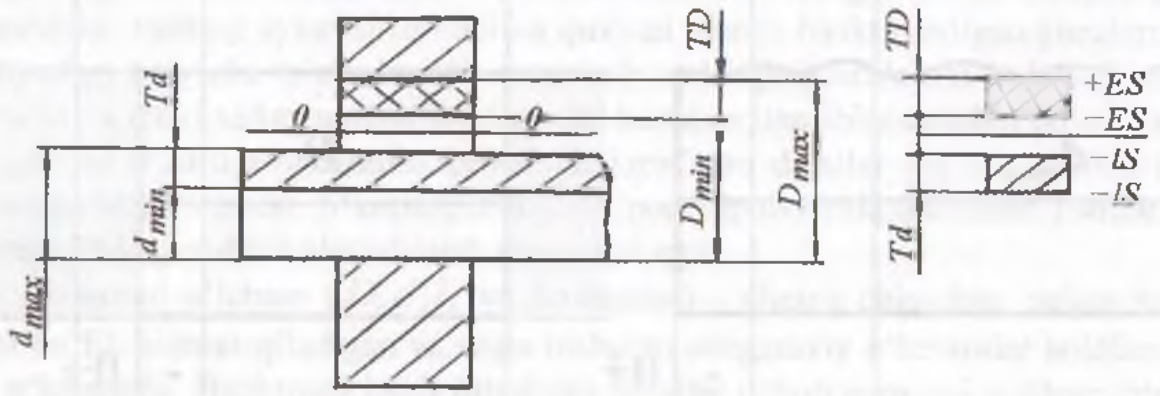
Cheklama deb, u yoki bu parmetrning yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan eng katta va eng kichik qiymatlarining ayirmasiga aytiladi va T bilan belgilanadi. Cheklama hamma vaqt musbat qiymatga ega. U yaroqli detallar haqiqiy

o‘lchamlarining yo‘l qo‘yilishi mumkin bo‘lgan yeyilish maydonini, ya’ni berilgan tayyorlash aniqligini, belgilaydi. Cheklama oshishi bilan buyumlarning sifati yomonlashadi, lekin tayyorlash arzonlashadi. Cheklamaning kamayib borishi aniqlikni oshiradi va mahsulot tannarxining qimmatlashuviga olib keladi. Shuning uchun cheklamani optimal qiymatlarda belgilash tavsiya etiladi.

Teshik va val tushunchalari.

Val deb, shakliga bog‘liq bo‘lmagan holda hamma qamraluvchi yuzalarga aytiladi. Teshik deb esa, xuddi shunday, hamma qamrovchi yuzalarga aytiladi. Asosiy teshik va asosiy val tizimlari – tushunchalari kiritilgan.

Asosiy teshik deb, pastki chetga chiqishi nolga teng bo‘lgan teshikka aytiladi. Asosiy val – yuqori chetga chiqishi nolga teng bo‘lgan valdir. Qamrovchi va qamraluvchi yuzalar o‘lchamlarining cheklamalari qisqa qilib mos ravishda teshik moslamasi TD va val cheklamasi Td deb ataladi.



10-rasm.

O‘tqazma deb, hosil bo‘lgan zazor yoki taranglik miqdori bilan belgilanadigan birikmaning xarakteriga aytiladi. O‘tqazma birikkan detallar nisbiy harakati erkinligini yoki ularning o‘zaro siljishiga qarshilik darajasini xarakterlaydi. Val va teshik cheklamalari maydonlari joylashishiga bog‘liq holda o‘tqazma turlari: - zazor bilan S, taranglik bilan N yoki o‘tish o‘tqazmasi, ya’ni bunda zazor va taranglik olish imkoniyati ham bo‘ladi.

Zazor S - bu teshik o‘lchami val o‘lchamlaridan katta bo‘lganda ikkala o‘lchamlarining ayirmasi. Zazor yig‘ilgan detallarning nisbiy harakatini ta’minlaydi. Eng katta, eng kichik va o‘rtacha zazor quyidagicha aniqlanadi:

$$S_{max} = D_{max} - d_{min} \qquad S_{min} = D_{min} - d_{max} \qquad S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$$

Taranglik N - bu valning o‘lchami teshikning o‘lchamidan katta bo‘lganda ikkala o‘lchamlarining ayirmasi. Taranglik yig‘ilgan detallarning o‘zaro nisbiy qo‘zg‘almasligini ta’minlaydi. Eng katta, eng kichik va o‘rtacha tarangliklar quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} \qquad N_{min} = d_{min} - D_{max} \qquad N_m = \frac{N_{max} + N_{min}}{2}$$

Zazorli o‘tqazmadagi birikmada – zazor kafolatlanadi, bunda teshikning cheklama maydoni val cheklama maydonining ustida joylashgan bo‘ladi.

Tarang (tig‘lz) o‘tqazmadagi birikmada taranglik kafolatlanadi, bunda valning cheklama maydoni teshik cheklama maydonining ustida joylashgan bo‘ladi. O‘tish o‘tqazmasida – val va teshik cheklama maydonlari qisman yoki butunlay ustma-ust tushadi.

O‘tqazma cheklamasi – bo‘lishi mumkin bo‘lgan eng katta va eng kichik zazorlar (agar o‘tqazma zazorli bo‘lsa) yoki eng katta va eng kichik taranglik (agar o‘tqazma tig‘izli bo‘lsa) ayirmasi. O‘tqazma cheklamasi Ts va TN bilan belgilanadi $Ts = S_{\max} - S_{\min}$ $TN = N_{\max} - N_{\min}$

O‘tish o‘tqazmalarida cheklama eng katta zazor va eng katta taranglik mutlaq qiymatlarining yig‘indisi va u teshik va val cheklamalarining yig‘indisiga teng:

$$Ts(TN) = TD + Td$$

O‘tqazmalarni chizmada belgilash: $_{40}\frac{H7}{g6}$ (yoki *40N7-g6*), bu yerda 40-teshik va val uchun umumiy bo‘lgan nominal o‘lcham, *mm*; *40N7* – teshik o‘lchami; *40-g6* – val o‘lchami. Xatolik – Δ_x deb haqiqiy x_r va hisobiy r_{xua} o‘lchamlar ayirmasiga aytiladi. $\Delta_x = x_r - x_{xua}$.

Hisobiy o‘lcham vallar uchun eng katta chegaraviy o‘lcham hisoblanadi, teshik uchun esa eng kichik chegaraviy o‘lcham. Tayyorlanish aniqligi haqiqiy o‘lchamni, berilgan qiymatlariga yaqinlashish darajasiga aytiladi. Detallarning me’yoriy aniqligini haqiqiy aniqlikdan farqlab bilish kerak. Me’yoriy aniqlik – hisobiy parametrlardan yo‘l qo‘yilishi mumkin bo‘lgan chetga chiqishlar majmui. Haqiqiy aniqlik – o‘lchash yo‘li bilan aniqlangan haqiqiy chetga chiqishlar majmuidir.

Yuza g‘adir-budirligi parametrlari va ularni nazoratlash. Mashina va mexanizm detallarining odatda 80 % dan ko‘prog‘i metall qirquvchi dastgohlarda ishlov berish orqali tayyorlanadi. Dastgohda ishlov berilgan yuzalarda ma’lum sabablarga ko‘ra, turli nuqsonlar hosil bo‘ladi. Nuqsonlarning asosiy sabablari quyidagilar: keskichning izi; dastgoh qismlarining bikrligini bir xil emasligi; dastgohlarning kesish jarayonida titrashi va h.k. Ishlov berilgan yuzalarda paydo bo‘ladigan nuqsonlar, asosan uch turga bo‘linadi: shakldan chetga chiqish, to‘lqinsimonlik va g‘adir-budirlik. Yuqorida keltirilgan nuqsonlarni bir-biridan farqlash uchun quyidagi taqribiy qiymatlar tanlab olingan, ya’ni notekislarning qadamini S_w va ularning balandligini W_z desak, u paytda $\frac{S_w}{W_z} \succ 1000$ bo‘lsa, unda nuqson shaklan chetga chiqish darajasiga kiritiladi; agar $\frac{S_w}{W_z} \succ 40$ bo‘lsa – to‘lqinsimonlikka va $\frac{S_w}{W_z} \prec 40$ bo‘lsa u g‘adir-budirlik hisoblanadi.

To‘lqinsimonlik nuqson deb, yuzada ketma-ket takrorlanadigan va anchagina katta qadamga ega bo‘lgan notekislikka aytiladi. Bu nuqsonni kelib

chiqish sabablaridan asosiysi – tebranishlar bo'lib, har bir metall qirquvchi dastgohda ishlash paytida paydo bo'ladi. Bu qiymat, ya'ni to'lqinsimonlik o'z qiymatlari bo'yicha standartlashtirilgan.

Xalqaro standartlashtirish qo'mitasining tavsiyasiga binoan to'lqinsimonlik quyidagi o'lchamlar bilan ifodalanadi. Ma'lum bir uzunlik L_w-da beshta to'lqinning balandligi W_z o'rtacha arifmetik qiymati o'lchab olinadi. L_w-uchastkani besh qisimga bo'lib, har L_w qismning o'z to'lqinsimonlik qiymati o'lchanadi: $W_z = \frac{1}{5}(W_1 + W_2 + \cdots + W_5)$

To'lqinsimonlikning eng katta o'lchami W_{max} bo'lib, uning qiymatini L_w oraliqda topish lozim. Bu qiymat profildagi eng chuqur nuqta va eng baland nuqta orasidagi masofadir (13- rasm).

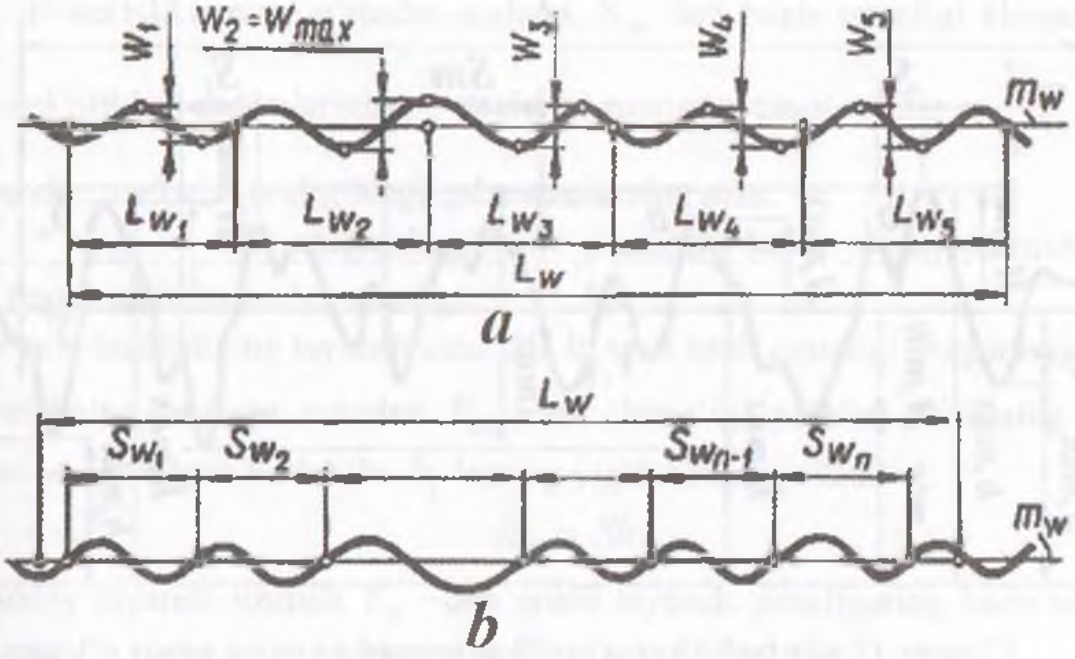
To'lqinsimonlikning o'rtacha qadami tushunchasi mavjud, u S_w bilan belgilanadi. S_w ning qiymati ham L_w oraliqda o'rtacha arifmetik hisoblash yo'li bilan aniqlanadi. Buning uchun berilgan L_w oraliqda S_w ning qiymatlari o'lchab olinadi: $S_w = \frac{1}{n}(S_{w1} + S_{w2} + \cdots + S_{wn})$

W_z-ning qiymatlari quyidagi taklif etilgan sonlar qatori bilan o'lchanadi: 0,1; 0,2; 0,4; 0,8; 1,6; 3,2; 6,3; 12,5; 25; 50; 100; 200 *mm*.

G'adir-budirlik yuza notekisligidan hosil bo'lgan nuqsonlaridan biri bo'lib, o'zining mayda qadami va notekisliklari bilan ajralib turadi. Nuqsonning kelib chiqish sabablari juda ko'p bo'lib, ularning asosiysi ishlov berish jarayonida keskichning yemirilishi va uning ishlov berilayotgan yuza bilan ishqalanishi. Bundan tashqari keskichning kesish qirrasidagi nuqsonlar ham g'adir-budirlikni keltirib chiqaradi.

G'adir-budirlik mashina detallarining ish sharoiti va xizmat vazifalariga katta ta'sir ko'rsatadi. Masalan, qo'zg'aluvchan qilib biriktirilgan val va teshikning devorlari orasidagi hosil bo'ladigan bosim kuchlari g'adir-budirlikning cho'qqilariga to'g'ri keladi, vaholanki mustahkamlik hisob-kitobiga ko'ra ular (val va teshik) orasidagi bosim butun yuza bo'ylab tekis tarqalgan deb qaraladi. Natijada bir-biriga ishqalanayotgan yuzalardagi cho'qqichalar hosil bo'lgan katta bosimdan ezilib, ular orasidagi moyni siqib chiqaradi va qo'shimcha yarim quruq ishqalanish yoki ayrim hollarda esa quruq ishqalanish hodisasi ro'y baradi. Tez orada val va teshik yemiriladi va nihoyat birikma o'z vazifasini bajarmasdan yaroqsiz bo'ladi.

Yuza g'adir-budirligi xuddi shunday tarang qilib biriktirilgan val va teshikning o'z vazifasini bajarishiga salbiy ta'sir ko'rsatishi mumkin. Chunki g'adir-budirlik cho'qqichalari tarangli birikma hosil qilayotganda qisman bo'lsada eziladi, natijada hisob-kitob bilan topilgan birikmaning mustahkamligi anchaga kamayib ketadi. Mashina bo'g'inining ishlash sharoiti murakkab bo'lsa, unday yuza g'adir-budirligining katta bo'lishi mashina bo'lagining charchashdagi mustahkamligini pasaytiradi. G'adir-budirlik mashina bo'lagining korroziyaga chidamliligini



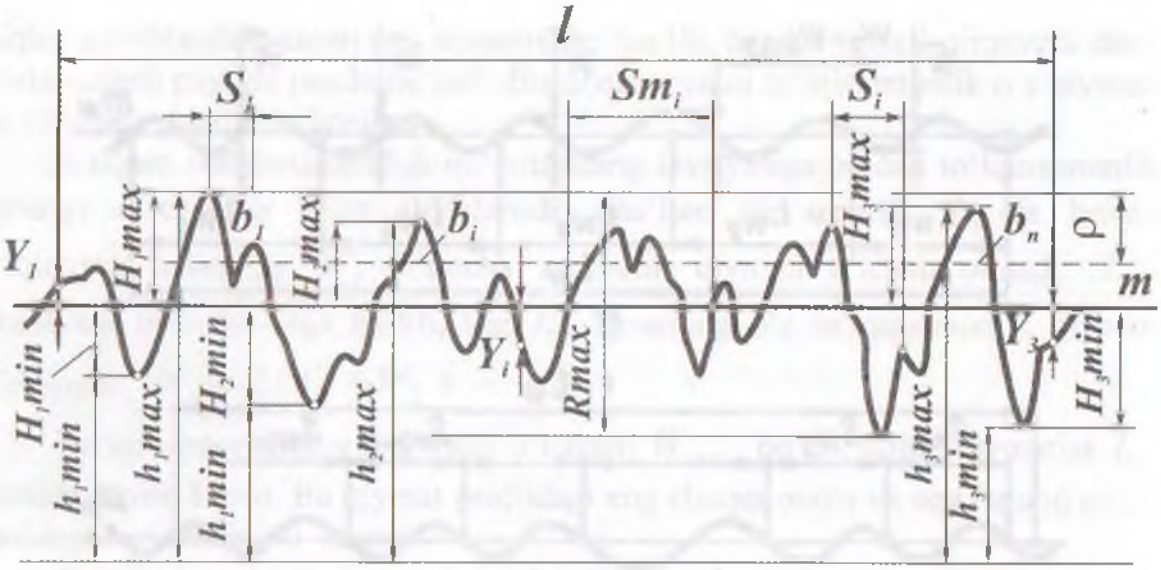
11-rasm. Yuza to'lqinsimonligining o'lchov qiymatlari:
a) - to'lqin balandligi; b) - to'lqin qadami;

pasaytirib, yemirilishini kuchaytiradi va nihoyat birikmaning germetik parametrlariga katta ta'sir ko'rsatadi. Yuqoridagi mulohazalarga suyanib va boshqa ko'p sohalarda g'adir-budirlikning ta'sirini inobatga olib, uni shartli ravishda ham nazorat qilish kerak, ham uning parametrlarini normallashtirib standartlash lozim.

G'adir-budirlikni aniqlashda albatta uning yo'nalishini bilish kerak. Odatda bu yo'nalish mashina bo'lagining ishchi chizmasida ko'rsatilgan bo'ladi. Agar bu yo'nalish ko'rsatilmagan bo'lsada u holda g'adir-budirlikni o'lchash yo'nalishi qilib eng katta qiymatni beradigan yo'nalish qabul qilinadi. Ko'pincha bu yo'nalish qirquvchi asboblarning harakat yo'nalishiga perpendikulyar qilib tanlanadi. G'adir-budirligi o'lchanadigan yuzaning unga perpendikulyar tekislik bilan qirqib hosil bo'lgan kesimiga g'adir-budirlik profili deyiladi. Tekislikdagi yuzalarning g'adir-budirligi baza chizig'iga nisbatan aniqlanadi. Baza chizig'ining ma'lum uchastkasida bazis uzunligi l qiymatga teng bo'lgan qismi g'adir-budirligi butun yuzaning g'adir-budirligi deb qabul qilingan. G'adir-budirlikning aniq bir chegaralangan uchastkada aniqlanishi, boshqa nuqsonlarni unga ta'sirini kamaytiradi. Har qanday g'adir-budirlikning qiymatiga qarab bazis uzunlik standartlashtirilgan.

Juda ko'p sanoati rivojlangan mamlakatlarda g'adir-budirlikning asosiy o'lcham qiymatlari, o'rta chiziq (12-rasm) tizimi bilan aniqlanadi. O'rta chiziq tizimida g'adir-budirlik profilining o'rtasida o'tuvchi m chizig'i bazis chizig'i bo'lib, g'adir-budirlik profilini teng ikki qismga bo'ladi, ya'ni har bir yuza m chizig'idan o'rtacha kvadratik chetga chiqish qiymatlari juda ham kichik qiymatga ega.

Davlat standarti g'adir-budirlikning 6 ta parametrlarini inobatga oladi, bulardan uchtasi g'adir-budirlikning balandligi haqida bo'lsa, qolgan uchtasi uning qadamini va shaklini ifodalaydi.



12-rasm. G'adir-budirlikning profilogrammasi va uning asosiy o'lchamlari.

Balandlik parametriga quyidagilar kiradi:

R_a-profilning o'rtacha arifmetik chetga chiqishi, *mKm*;

R_z-10 ta nuqtada o'lchab topilgan notekisliklar balandligi, *mKm*;

$R_{\max}$-profildagi eng katta qiymat, *mKm*;

Gorizontal parametrlar: profildagi - S_m- notekisliklarning o'rtacha qadami, *mm*; S - balandliklarni o'rtacha qadami , *mm*; t_p- nisbiy tayanch uzunlik, *mm*.

Profilning chetga chiqishining o'rtacha arifmetik qiymati R_a – deb bazis uzunlikda g'adir-budirlikning chetga chiqishlarining mutloq o'rtacha arifmetik qiymatidir: $R_a = \frac{1}{l}\int|y|\cdot dx$ yoki $R_a = \frac{1}{n}\sum_1^n|y|$.

bu yerda l-bazis uzunligi; n- shu uzunlik oraligida olingan nuqtalar soni; y- profildagi har bir nuqtaning o'rta chiziqdan uzoqlik masofasi.

G'adir-budirlikning balandligi $Rz = 10$ta nuqta bo'yicha notekisliklar balandligi qiymati deb, bazis oralig'idagi 5 ta eng baland cho'qqisining ($y_{pi} - i$) va eng past chuqurchalari ($y_{vi} - i$) mutloq yig'indisining o'rtachasiga aytiladi.

$$\bar{R}_z = \frac{\sum(y_{pi}) + (y_{vi})}{5}$$

O'rta chiziqqa nisbatan ekvidistant chiziqlar deb eng baland cho'qqidan o'tuvchi chiziqqa balandlik chizig'i va pastki chuqurlikdan o'tuvchi chiziqqa esa chuqurlik chizig'i deb aytiladi. $R_{\max}$ – profilning eng katta balandligi deb – bazis uzunligi chegarasidagi balandlik chizig'i va chuqurlik chizig'i orasidagi masofaga

aytiladi. Notekisliklarning o'rtacha qadami S_m deb bazis uzunligi chegarasida profil notekisliklari qadamlarining o'rtacha qiymatiga aytiladi. $S_m = \frac{1}{n}\sum_{1}^{n} S_{mi}$

bunda: n – bazis oralig'idagi qalamchalarning soni;

S_{mi} – o'rta chiziqning profil chizig'ini kesib o'tgan (kamida uch qo'shni nuqtasidan) qalamlar uzunligi.

G'adir-budirlikning tayanch uzunligi h_p deb bazis uzunligi chegarasida profil materialining berilgan sathidan P_m o'rta chizig'iga parallel chiziqning kesib o'tishdan hosil bo'lgan bo'lakcha b_i larning yig'indisiga aytiladi.

$$h_p = Sb_i$$

Nisbiy tayanch uzunlik t_p – deb profil tayanch uzunligining bazis uzunligiga nisbatiga aytiladi: $t_p = \frac{h_p}{l} \cdot 100\%$.

Tayanch uzunlik h_p- ning qiymati ko'pincha P masofaga bog'likdir, o'z navbatida P masofa $R_{\max}$ –ga nisbatan quyidagicha foizlarda tanlab olinadi 5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 %.

Nisbiy tayanch uzunlik t_p – ning qiymatlari esa quyidagi sonlar qatoridan tanlanadi 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90 %.

G'adir-budirlikning o'lchov parametrlarini tanlash. Har bir mashina bo'laklarining yuza g'adir-budirlikning parmetrlarini tanlashda uning bajaradigan vazifasi va konstruksiyasi inobatga olinadi. Masalan, mashina qismining yuzasi faqat sirpanish podshipnigi va shunga o'xshash bir-biri bilan ishqalanadigan yuza bo'lsa, unda R_a (yoki R_z) $R_{\max}$ va t_{p-} lar qiymatiga ahamiyat beriladi. Agar yuza o'z vazifasini bajarish davrida , o'z qiymati va yo'nalishini o'zgartirib turadigan kuchlar ta'sirida bo'lsa u holda $R_{\max}$, S_m va S –larga ahamiyat bermoq zarur. R_a va R_z parametrlarni tanlash to'g'risida gap ketganda shuni alohida aytish lozimki, R_a yuzaning g'adir-budirligini to'laroq ifodalaydi. R_z esa faqatgina 5 ta cho'qqi va 5 ta chuqurchalar orasidagi masofa qiymati bilan belgilanadi. Yuzaning sifatini aniqroq belgilash uchun uning g'adir-budirligi balandligi, qalamchalari qiymati va nisbiy tayanch parametri t_{p-} ni aniqlash lozim.

Har bir tutashmaning sifati va uning ishlatish muddati kontaktlashish (muloqotdagi) yuzaning haqiqiy parametrlariga bog'liqdir. Kontaktlashgan yuzaning tayanch maydonini aniqlash uchun yuza profilining nisbiy tayanch asosiy teshigi va asosiy val tizimlari tushunchalari kiritilgan.

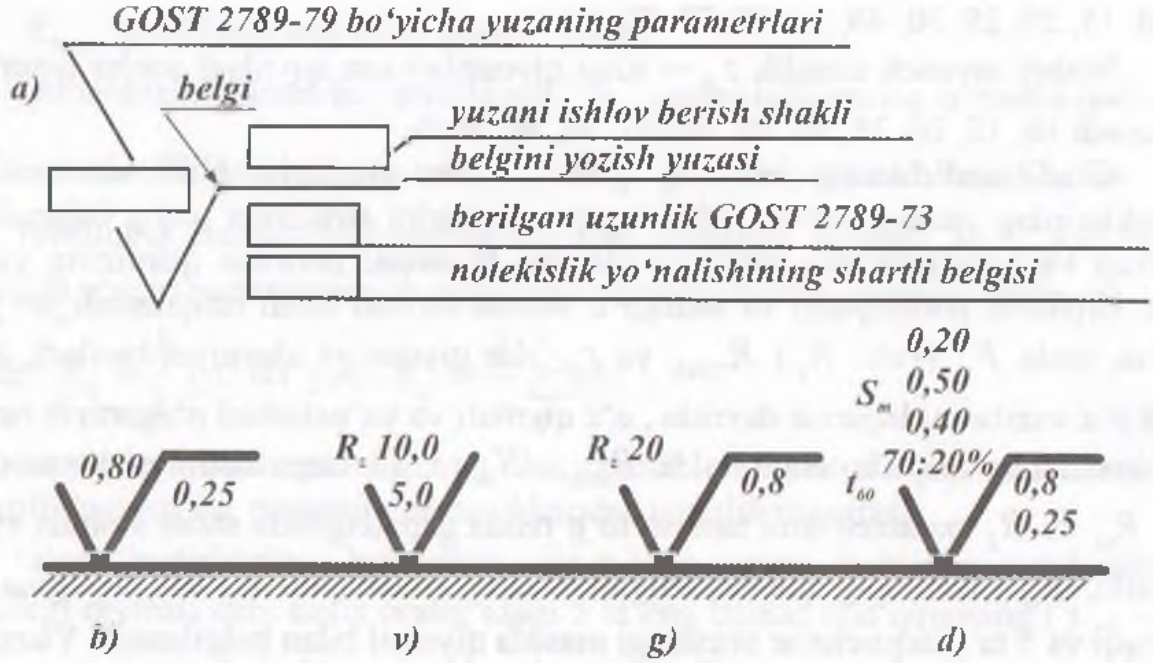
Dumalash podshipniklari uchun o'tkazma va cheklamalar. Mashinasozlikning turli tarmoqlarida dumalash podshipniklari juda ko'p tarqalgan. Podshipnikning tashqi diametri $-D$, ichki halqasi diametri $-d$ va eni B –lar tashqi

o'zaro almashinish tamoyillariga binoan yasalgan, shuning uchun podshipniklari bor mexanizmlarda ishdan chiqqanlari shu podshipnikka o'xshagan, yangisi bilan almashtiriladi va mexanizmning ishlash qobiliyati qayta tiklanadi.

Dumalash podshipniklari o'zlarining tayyorlanish aniqlik darajalariga qarab sinflarga bo'lingan. Har bir sinfga mansub bo'lgan podshipnik, boshqa sinfdagisidan quyidagi parametrlarning aniqlik darajasi bilan farq qiladi: tashqi halqa diametri o'lchami $-D$; ichki halqasi diametri $-d$; podshipnik eni – B; radial tayanch (agar konusli bo'lsa) yig'ma balandligi $-T$ kiradi, halqalar yuzalarning g'adir-budirliklari, shakl xatoliklari, aniqlik darajasi bo'yicha 5 ta sinflarga bo'linib quyidagicha belgilanadi: *0; 6; 5; 4; 2.* Bu sinflar diametri 0,6 dan 2000 mm gacha bo'lgan silindrik sharikli, rolikli podshipniklar uchun belgilangan.

Konussimon podshipniklar uchun, diametriga bog'liq bo'lmagan holda quyidagi sinflar: *0; 6X; 6; 5; 4; 2;* va *7; 8* mavjud. Podshipniklarning sifatini belgilash – 3 ta kategoriyaga bo'lingan - *A, V, S*.

A – kategoriyali podshipniklarning sifatini belgilash uchun uning 18-ta parametrlariga qo'shimcha talablar qo'yilgan, xususan – *5, 4, 2, T* - lar uchun, *V* – kategoriyali podshipniklarning, *0; 6X; 6; 5* sinflari uchun 8 ta parametriga qo'shimcha talablar qo'yilgan. *S* – kategoriyadagi podshipniklar oddiy podshipniklar bo'lib, *0, 6, 8, 7* - lar nazarda tutilgan.



13 –rasm. Yuza sirtini belgilash.

Aniqlik sinfi podshipniklar raqami oldidan ko'rsatilgan *0*-chi sinf esa umuman ko'rsatilmaydi. Masalan *205*-raqamli podshipnik *0*-chi sinfli bo'lsa, belgilanishi *205*-bilan, agar shu podshipnik *6*-chi sinf aniqligida bo'lsa – *6-205* qilib belgilanadi.

Davlat standarti GOST 3325-85 talabiga binoan podshipnik cheklamasi quyidagicha ifodalanadi (asosiy chetga chiqish). Podshipnik halqalari o'lchaminig

asosiy chetga chiqishni, ichki halqaning teshik o'lchamlari $L-$ harfi bilan, tashqi halqa diametri o'lchamlari chetga chiqishini l –harf bilan belgilash qabul qilingan.

Misol uchun, ichki halqa $\frac{LO}{k6}$ yoki tashqi halqa $\frac{H7}{lo}$ podshipnikni mexanizmlarda o'rnatish, odatda, ichki halqasi bilan biror valga va tashqi halqasi bilan esa tana (korpus) detalga o'rnatib o'tkazma hosil qilinadi.

Podshipnik o'tkazmalarini tanlashda uning ishlatish sharoiti, yuklanish miqdori va qaysi halqasi aylanishi aylanmasligi inobatga olinadi. Umumiy tamoyil sifatida shuni aytish joyizki, agar podshipnik halqasi aylanmasi, uning o'tqazmasi zazorliroq va halqa aylanuvchan bo'lsa, uning o'tqazmasini tarang qilib tanlash maqsadga muvofiq bo'ladi.

Rezbali tutashmalar, cheklama va o'tkazmalarning nazorati. Mashinasozlikda va barcha turdagi mexanizmlarda rezbali birikmalar keng tarqalgan (hozirgi mashina mexanizmlarning 60% dan ortiq detallari rezbali qilib tayyorlangan). Rezbalar ishlatilishi va ularga qo'yiladigan shartlarga qarab quyidagi turlarga bo'linadi.

a) mahkamlash uchun ishlatiladigan rezbalar metrik, duymli bo'lib, vazifasi birikmani uzoq vaqt davomida mahkam ushlab turishdir;

b) kinematik rezbalar – dastgohlarda (metall qirquvchi dastgohlar) qo'llaniladigan rezbalar bo'lib, asosan dastgoh stolini, supportini surishda va aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantiruvchi qurilmalarda va o'lchov vositalarida ham qo'llaniladi.

v) quvur rezbalari asosan barcha quvurlar va ularda ishlatiladigan turli xildagi jo'mrak rezbalarida qo'llaniladi. Bu rezbalar uchun talablarga germetiklikni ta'minlash sharti ham qo'shiladi.

Rezbaning asosiy parametrlariga quyidagilar kiradi: o'rta diametr d_2 (D_2); tashqi diametr d (D); rezba qadami P (ko'p kirimli rezbalar uchun P_n; $n-$kirimlar soni); shakl burchagi α; yarim shakl burchagi $\frac{\alpha}{2}$; boshlang'ich uchburchakning balandligi – N; shakldagi burchak tomonlari b va c; rezba ko'tarilish chizig'ining burchagi; o'ralish uzunligi ℓ; shaklning ishchi balandligi H_1 ichki rezba chuqurchasining nominal radiusi R va h.k.

Rezbalar uchun cheklama va o'tqazmalarning yagona tamoyillari tuzilgan bo'lib ular o'zaro almashinishni ta'minlaydi. Rezba ko'p parametrli bo'lgani sababli uning ayrim parametrlarining chetga chiqishi diametral to'ldiruvchilar orqali hisobga olinadi.

Qadam xatoliklarining diametral to'ldiruvchisi $f_p = ctg\left(\frac{\alpha}{2}\right)\Delta p_n$

bunda $\Delta p_n -$qadam xatoligi

$\alpha = 60^0$; bo'lsa $f_p = 1{,}732D$ va $\alpha = 50^0$, bo'lsa $f_p = 1{,}9221D$

Rezba (profilning) shaklining burchagi xatoligini tavsif qilishda ko'pincha $\frac{\alpha}{2}$ o'lchab quriladi.

$$\Delta\frac{\alpha}{2} = \frac{\left|\Delta\frac{\alpha}{2}\,унг + \Delta\frac{\alpha}{2}\,чап\right|}{2}$$

Bu tenglama chetga chiqishning absolyut qiymati.

Metrik $f_a = 0{,}36P\Delta\frac{\alpha}{2}$ va quvur rezbalari uchun $f_a = 0{,}35P\Delta\frac{\alpha}{2}$.

Rezbali detallar nazoratini osonlashtirish maqsadida va ular cheklamasini hisoblashni qulay qilish maqsadida keltirilgan o'rta diametr $d_2(D_2)$; f_p va f_a – lar ta'siri inobatga olinadi.

$$d_2kel = d_2ulch + f_p + f_a; \qquad D_2kel = D_2ulch - (f_p + f_a)$$

Rezbaning har bir parametri uchun cheklamasi belgilanmaydi va uning o'rta diametri uchun yig'ma cheklama belgilanadi - Td_2 va TD_2

$$Td_2(TD_2) = \Delta d_2(\Delta D_2) + f_p + f_a$$

Metrik rezbalar uchun 1 dan 600 *mm* diametrlar uchun cheklama va o'tkazmalar tuzib chiqilgan. O'tkazmalar zazorli, tarang va aralash bo'lishi mumkin.

Shponkali, shlitsali o'tkazmalar. Parametrlari va cheklamalari. Turli xildagi vtulkalar, shkivlar, muftalar va boshqa ko'rinishdagi detallarni valga shponka yordamida tutashmasi amalga oshiriladi. Shponkali tutashmalar yig'ilayotgan detallarning markazlashish aniqligiga yuqori talablar qo'yilmagan hollarda qo'llaniladi. Shponkalar o'lchamlari cheklama va o'tqazmalari unifikaiyalashtirilgan. Prizmatik shponkalar (eng ko'p tarqalgan) o'lchamlarini hosil qilish uchun, uning eni V; valdagi va vtulkadagi shponka xonalar eni uchun cheklama maydonlari GOST23360-73 talabiga binoan tuzib chiqilgan. Shponka eni b uchun cheklama maydoni $h9-$ qabul qilingan Bu cheklama shponkali tutashmalarning barcha turlari uchun saqlanadi va shponka yasalishini markazlashtirishga sharoit yaratadi. Shponkali bog'lanishlar uch turga bo'linadi: erkin, normal va zich.

Erkin bog'lanishda valdagi shponkaxonaning eni $b-H9$, vtulkadagi shponkaxonaning eni esa $D10$ qilib yasaladi va natijada zazorli yig'ilma hosil qilinadi:

Normal tutashmalarda, o'z navbati bilan, valda $-N9$, vtulkada $s9$ bilan yasaladi. Zich tutashmada valdagi va vtulkadagi shponkaxonalar enini $P9$- qilib yasalishi lozim. Shponkali tutashmalarning nazorati (eng ko'p tarqalgan) kalibrlar yordamida amalga oshiriladi.

Katta miqdorda burovchi momentlarni uzatishda shponkali tutashmalar bardosh berolmasdan, qisman ezilib ketishi va ayrim hollarda shponkaning qirqilish hodisasi ham ro'y berishi mumkin. Bularning ichida tish shaklli to'g'ri burchakli – prizmatik shlitsalar va evolvent shaklli shlitsalar keng tarqalgan hamda ular uchun

cheklama va o‘tkazmalar normalashtirilgan. Prizmatik shaklli shlitsalarda cheklama va o‘tkazmalar standart talablariga binoan amalga oshiriladi. Shlitsali tutashmaning markazlashtirish usullariga qarab cheklama belgilanadi. Shlitsali tutashmalarda markazlashtirish uch xil bo‘lishi mumkin: ichki diametr d bo‘yicha; tashqi diametr D va shlisha tishining eni b bo‘yicha.

Shlitsali tutashmani ichki diametri bo‘yicha markazlash asosan vtulka materiali ancha qattiq bo‘lgan hollarda (valga nisbatan) va ko‘pincha vtulka val bo‘ylab surilib harakatlanadigan hollarda qo‘llaniladi. Tashqi diametr bo‘yicha markazlash usulidan vtulka toblanmasa qo‘llaniladi va bu usul anchagina soddaroq hisoblanadi. Shlitsa tishining eni bo‘yicha markazlashtirish usulini qo‘llashga asosiy sabab bo‘lib shlitsali o‘tkazma ekspluatatsiya jarayonida harakatni uzatib turganda ya’ni reversiv mexanizmlarda qo‘llaniladi. Shlitsali o‘tkazmalarni belgilash asosan teshik tizimida olib boriladi va cheklama markazlovchi element hamda tish eni uchun belgilanadi.

O‘tkazmani belgilashda markazlashtirish usuli ham ko‘rsatiladi.

Masalan: d ychun $\frac{H7}{f7};\frac{H7}{g6};\frac{D9}{h9}$; b uchun $\frac{F10}{f9}$;

D uchun $\frac{P7}{17};\frac{H7}{g6}$ –lar va h.k.

Markazlashtirishda qatnashmaydigan o‘lcham uchun cheklama maydonini quyidagicha belgilash tavsiya qilinadi: agar markazlashtiirsh d,b bo‘yicha bo‘lsa, u holda Duchun cheklama maydoni val uchun $a11$, teshik uchun $H12$ va markazlashtirish D,b bo‘yicha bajarilsa d uchun vtulkaga $H11$ qilib belgilanadi.

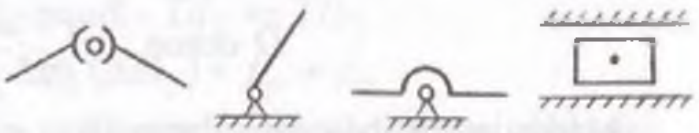
Nazorat savollari.

1. Mexanika fani nimani o‘rganadi?
2. Mexanika fanining amaliyligi nimada?
3. Nazariy mexanika fani nimani o‘rganadi?
4. Materiallar qarshiligi fanining vazifalarini aytib bering?
5. Mexanizm va mashinalar nazariyasi fani nimani o‘rganadi?
6. Mashina detallari fani nimani o‘rganadi?
7. Yuk ko‘tarish-tashish mashinalari fani nimani o‘rganadi?
8. Detalning ta’rifini ayting?
9. Mexanizm nima? Mexanizmning turlarini ayting?
10. Bo‘g‘in nima? Mashina nima? Yuritma nima?
11. Val nima? O‘q nima? Brus nima? Plastinka nima? Qobiq nima?
12. Mashina va inshoot qismiga qo‘yiladigan talablarni ayting?
13. Mexanizm va mashina detallarini tayyorlashda ishlatiladigan materallarni ayting?
14. O‘zaro almashinish nima? Cheklama va o‘tqazmani tushuntiring?

Mexanika asoslari eng muhim umummuhandislik fani bo‘lib hisoblanadi. U mashina va mexanizmlarni hamda inshootlarni loyihalash va ularni tadbiq etish bilan bog‘iik bo‘lgan eng umumiy savollarni o‘rganishda yordam beradi. Mexanika asoslari mexanizmlarning tuzilishini ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilishni o‘rgatadi.

Berilgan mexanimzlarning tuzilishi, kinematikasi va dinamikasini tekshirish mexanizmlarni **analiz** qilish deyiladi. Berilgan kinematik va dinamik parametrlar bo‘yicha yangi mexanizmlarni loyihalash mexanizmni **sintez** qilish deyiladi.

Mexanizmlar har bir mashinaning qismlariga kiradilar. Mexanizm bo‘g‘in va kinematik juftdan tashkil topgan. Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘almas birikmasi **bo‘g‘in** deyiladi. Qo‘zg‘almas bo‘g‘in tayanch deb ataladi. Yyetaklovchi va yyetaklanuvchi bo‘g‘inlar mavjud. Harakati berilgan bo‘g‘in yetaklovchi, qolganlari yetaklanuvchidir. Harakatlanuvchan bo‘g‘inlar aylanma, ilgarilanma va murakkab harakatlarni bajarishi mumkin. Bir-biriga nisbatan harakat qiladigan ikki bo‘g‘inning birikmasi **kinematik juft** deyiladi.

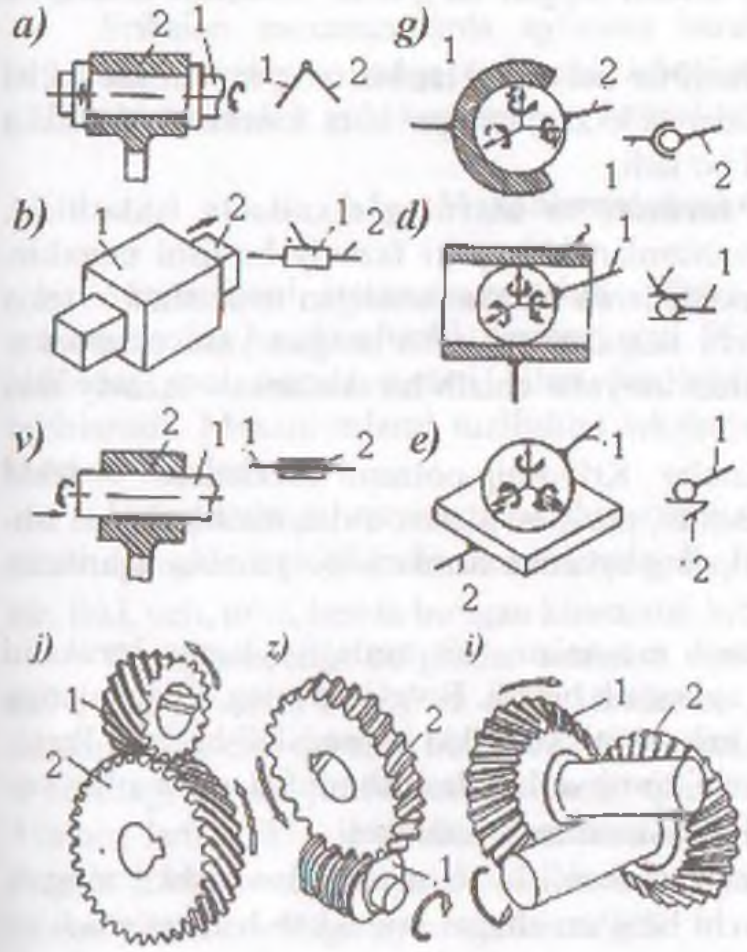


Quyi va oliy kinematik juftlar mavjud. Bo‘g‘inning o‘zaro tegishish yuzalari, chiziqlar va nuqtalari birgalikda kinematik juftning elementlari deyiladi. Bo‘g‘in boshqa bo‘g‘inlar bilan sirtlari bo‘yicha tegishib tursa – birikma quyi kinematik juft; chiziqlar yoki nuqtalar orqali tegishib tursa oliy kinematik juft hosil bo‘ladi (1.1-rasm). Kinematik juftlik mashinalarning ishga yaroqliligini va ishonchli ishlashini ta’minlaydi, chunki ular orqali bir bo‘g‘indan boshqasiga kuch uzatiladi, nisbiy harakat natijasida kinematik juftliklarda ishqalanish va yyeyilish sodir bo‘ladi. Shuning uchun kinematik juftlik turini, geometrik shaklini, o‘lchamlarini, konstruksion va moylovchi materiallarni to‘g‘ri tanlash mashinani loyihalashda katta ahamiyatga ega.

Harakatlanuvchanlik va bog‘lanish [10]. Harakatlanuvchanlik bo‘g‘in va mexanizmlarning asosiy xususiyatidir va mexanizmlarning tuzilishi unga asoslanadi. Mexanizm bo‘g‘inlarining fazoda qo‘zg‘ala olish xususiyati qo‘zg‘aluvchanlik deb tushuniladi. Har qanday qo‘zg‘alish jismning holatini xarakterlovchi ma’lum koordinata sistemasida koordinatalarning o‘zgarishi bilan aniqlanadi. Bu o‘zgaruvchan koordinatalar erkinlik darajasi, deb ataladi va bo‘g‘inni harakatlanuvchanlik o‘lchovi sifatida xizmat qiladi. O‘zgaruvchan koordinatalar soni bo‘g‘inning erkinlik darajasiga teng. Bo‘g‘inlarning harakatlanuvchanligini, ya’ni bir bo‘g‘inning ikkinchisiga nisbatan qabul qilingan koordinata sistemasi o‘qlari bo‘ylab va ular atrofida bir-biriga bog‘lanmagan oddiy harakatlar soni orqali aniqlashning kinematik usuli ham qo‘llaniladi. Bunday **bir-biriga bog‘lanmagan harakatlar soni erkinlik daraja**, deb ataladi.

Erkin bo‘g‘inlar bir-biri bilan kinematik juftlar orqali bog‘langanda ularning ba’zi harakatlariga chek qo‘yiladi. Bog‘lanishning ta’siri bog‘lanishlar sharti deb ataluvchi cheklanishlar soni bilan baholanadi. Har bir bog‘lanish sharti bitta erkinlikni yo‘qotish yoki oddiy harakatdan mahrum bo‘lishni bildiradi. Quyida kine-

matik juftliklarning tuzilishi, tasvirlanishi va shartli belgilanishiga misol keltirilgan (1.1-rasm).



1.1-rasm

Aylanma juftlik (1.1-rasm, a) - qo'zg'aluvchanligi bitta bo'lgan juftlik, bo'g'inlari o'z o'qi atrofida nisbiy aylanma harakat qiladi, geometrik yopiq quyi kinematik juft.

Ilgarilanma juftlik (1.1-rasm, b) - qo'zg'aluvchanligi bitta bo'lgan, bo'g'inlari faqat to'g'ri chiziqli nisbiy ilgarilanma harakat qiladigan geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Cilindrsimon juftlik (1.1-rasm, v) qo'zg'aluvchanligi ikkita bo'lgan, bo'g'inlari mustaqil ravishda aylanma va to'g'ri chiziqli ilgarilanma nisbiy harakatlar qiladigan, geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Sferik juftlik (1.1-rasm, g) - qo'zg'aluvchanligi uchta bo'lgan, bo'g'inlari X, Y, Z – o'qlari atrofida mustaqil ravishda uch marta nisbiy aylana oladigan, geometrik yopiq tarzdagi quyi kinematik juft.

Qo'zg'aluvchanligi to'rtta va beshta bo'lgan – oliy juftliklar (1.1-rasm, d, e) – chiziq yoki nuqta bo'yicha o'zaro tegishgan va yopiq tarzdagi juftlik.

Kinematik juftlar Dobrovolskiy usuli bo'yicha 5-ta sinfga bo'linadi va quyidagi formula bilan topiladi:

$$H = 6 - S$$

bu yerda: S- bog'lanishlar soni;

6 -kinematk juftni fazoda mumkin bo'lgan harakatlari soni;

H- mexanizmning erkinlik darajasi.

Mexanizmni erkinlik darajasi uni mumkin bo'lgan harakatlar soniga qarab beriladi. Masalan: bog'lanishlar soni 1 ga teng bo'lganda kinematik juft 1 sinfga kiradi va 5 ta erkinlik darajaga ega bo'ladi. Konstruksiya elementi mustaqil bitta aylanma va bitta ilgarilanma harakat bajarsa, ya'ni $S = 4$ va $H = 2$ - juft to'rtinchi sinfga mansub. Dobrovolskiy kinematik juftlar klassini bog'lanishlar soniga teng qilib olgan. Tekislikda harakatlanuvchi mexanizmlarning kinematik juftlari faqat 4 va 5 sinfga to'g'ri kelishi mumkin. $S = 0$ da juftlik bo'lmaydi, ya'ni ikkita jism

bir-biridan mustaqil harakatlanadi; $S = 6$ bo‘lganda kinematik juftlik detallarining bikr birikmasi hosil bo‘ladi, ya’ni bitta bo‘g‘inga aylanadi.

O‘zaro kinematik juftlikdan tashkil topgan bo‘g‘inlar sistemasi kinematik zanjir deyiladi.

Yopiq va ochiq kinematik zanjirlar mavjud. Har bir bo‘g‘in kamida ikkita kinematik juftlikka kirsa yopiq kinematik zanjir, agar bitta kinematik juftlikka kirsa – ochiq kinematik zanjir hosil bo‘ladi.

Mexanizmlarning turlari, tuzilishi va ularning texnikada ishlatilishi. Quyi va oliy kinematik juftli mexanizmlar tekis yoki fazoviy bo‘lishi mumkin. Barcha nuqtalari o‘zaro parallel tekisliklarda harakatlanadigan mexanizm – tekis mexanizm deyiladi. Harakatlanuvchi nuqtalari tekis bo‘lmagan yoki o‘zaro kesishuvchi tekislikda joylashuvchi traektoriyalar chizib harakatlansa - fazoviy mexanizmlar deyiladi.

Quyi juftlikli tekis mexanizmlar. Krivoship-polzunli mexanizm – ichki yonuv dvigatellari, kompressor, nasoslar, presslar, pichan o‘rish mashinalarida ishlatiladi. Bu mexanizmda – krivoshipning aylanma harakati polzunning ilgarilama qaytma harakatiga aylantiriladi.

Sharnirli to‘rt bo‘g‘inli richagli mexanizm bir turdagi aylanma harakatni boshqa turdagi aylanma harakatga aylantirib beradi. Bo‘g‘inlarining o‘lchamlariga ko‘ra krivoship – koromisloli, ikki krivoshipli yoki ikki koromisloli bo‘ladi. Presslar bolg‘alovchi mashina, tebranuvchi konveyerlar, ilashish muftalari, kranlar, suv nasoslari, xamir qorish mashinalari va hokazolarda ishlatiladi.

Mexanizm – krivoship, shatun, koromislo va tayanchdan tashkil topgan. Krivoship – 360^0 ga to‘la aylanuvchi bo‘g‘in; shatun murakkab harakatlanadi va koromislo tebranma harakat qiladi.

Kulitsali mexanizm – bir turdagi aylanma harakatni boshqa turdagi aylanma harakatga yoki uzluksiz aylanma harakatni ilgarilanma-qaytma harakatga o‘zgartirib beradi.

Kulitsali mexanizm – kulitsa, kulitsali tosh va tayanchdan tashkil topgan. Kulitsali mexanizmlar tikuv mashinalarida, randalash stanoklarida, to‘quv avtomatlarida, poligrafik mashinalarida, xamir qorish, jun tozalash, kartoshka kavlash mashinalarida, kompressorlarda ishlatiladi. Gidroyuritmalarda kulitsali tosh o‘rniga porshen va silindr o‘rnatiladi.

Quyi juftlikli fazoviy mexanizmlarga sanoat robotlarida tadbiq etiladigan mexanizmlar misol bo‘ladi. Sanoat robotlari yig‘ish, payvandlash, bo‘yash, yuklash kabi turli-tuman texnologik va yordamchi jarayonlarda ishlatiladi.

Oliy juftlikli tekis va fazoviy mexanizmlarga – tishli, (1.1-rasm, j, z), kulachokli , friksion va xrapovikli mexanizmlar misol bo‘ladi.

Tishli mexanizmlarni tashqi va reykali ilashmalari mavjud. Tishli mexanizmda shesternya va g‘ildirak (reyka g‘ildirakning xususiy holi) o‘qlarining joylashuviga ko‘ra parallel-silindrsimon va o‘qlari kesishuvchi-konussimon, o‘qlari ayqashadigan-kirmakli uzatmalarga bo‘linadi. Reduktorlar, planetar tishli mexanizmlar – ko‘p bo‘g‘inli tishli uzatmalarga misol bo‘ladi.

Turli mashinalar, stanoklar va asboblarda qo'llaniladigan – kulachokli tekis va fazoviy mexanizmlarda oliy juftlikli kulachok va itargich deb aylanuvchi bo'g'inlar mavjud. Kulachokni shakli itargichning harakat qonunini belgilaydi.

Friksion mexanizmlarda aylanma harakat oliy juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlar orasida vujudga keluvchi ishqalanish orqali uzatiladi. Aylanuvchi g'ildiraklar silindrik yoki konussimon ko'rinishda bo'ladi.

1.1. Mexanizmni strukturaviy tahlil qilish

Mexanizmni strukturaviy tahlil qilish – uni tuzilish formulalari, ya'ni mexanizmning harakatchanlik darajasi soni W ni undagi bo'g'inlar va kinematik juftliklar soni hamda turlari bilan bog'laydigan qonuniyatlarni o'rganishdan boshlanadi. Mexanizmlarni tuzilishini tekshirish uchun Malishev formulasi eng ko'p qo'llaniladi.

Uning xulosasi quyidagicha chiqariladi: m ta bo'g'indan tarkib topgan (tayanch ham hisobga olinadi) mexanizmda P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – qo'zg'aluvchanligi bir, ikki, uch, to'rt, beshta bo'lgan kinematik juftliklar soni bo'lsin.

Qo'zg'aluvchan bo'g'inlar sonini $n = m - 1$ bilan belgilaymiz. Agar hamma qo'zg'aluvchan bo'g'inlar erkin jismlar bo'lganida edi, erkinlik darajalarining umumiy soni $6n$ – ga teng bo'lar edi. Biroq bitta qo'zg'aluvchanlikka ega bo'lgan Y sinfdagi har bir juftlik juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlarning nisbiy harakatiga 5 ta bog'lanish, ikki qo'zg'aluvchanlikka ega bo'lgan IY sinfdagi har bir juftlik esa 4 ta bog'lanish qo'yadi va h.q. Unda 6 taga teng bo'lgan erkinlik darajaning umumiy soni quyidagi qiymatga kamayadi:

$$\sum_{i=1}^{i=5}(6-i)P_i = 5P_1 + 4P_2 + 3P_3 + 2P_4 + P_5$$

Bu yerda: $i = H$ - kinematik juftlikning qo'zg'aluvchanligi;

P_i - qo'zg'aluvchanligi i ga teng bo'lgan juftliklar soni.

Fazoviy mexanizmning harakatchanlik darajalari soni harakatlanuvchi kinematik zanjirning tayanchga nisbatan harakatchanlik darajalari soniga teng bo'lib, Malishevning quyidagi formulasidan topiladi:

$$W = 6n - 5P_1 - 4P_2 - 3P_3 - 2P_4 - P_5 \qquad (1.1)$$

Ushbu formulani 1869 yil P.L. Chebishev tekis richagli mexanizmlar uchun tadbiq etdi.

m ta bo'g'inga ega bo'lgan (tayanch hisoblanadi) mexanizmda $n = m - 1$ – qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni, P_k - quyi juftliklar soni, P_0 - oliy juftliklar soni bo'lsin. Hamma harakatlanuvchi bo'g'inlar tekis harakat qiladigan erkin jismlar bo'lganida edi., erkinlik darajalarining umumiy soni $3n$- ga teng bo'lar edi. Ammo har bir quyi juftlik juftlikni hosil qiluvchi bo'g'inlarning nisbiy harakatiga ikkita bog'lanish qo'yib, bitta erkinlik darajasini qoldiradi, har bir oliy juftlik esa

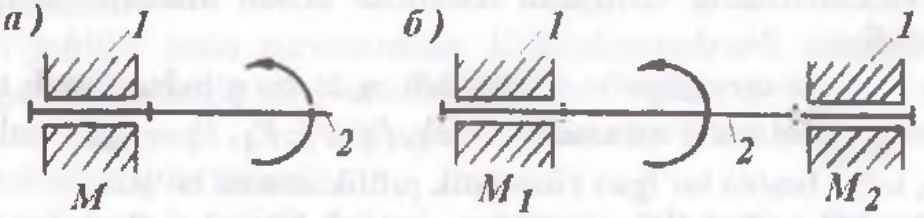
bitta bog'lanish qo'yib, ikkita erkinlik darajasini qoldiradi. Unda tekis mexanizmning erkinlik darajalari soni, ya'ni undagi harakatlanuvchi kinematik zanjirning tayanchga nisbatan harakatchanlik darajalari soni quyidagi Chebishev formulasiga asosan topiladi:

$$W = 3n - 2P_k - P_0 \qquad (1.2)$$

Qo'yilgan bog'lamalarning umumiy soniga qandaydir ortiqcha (takrorlanuvchi) bog'lamalar soni – q ham kirishi mumkin.

Dastlabki qo'yilgan bog'lanish shartlarini takrorlovchi bog'lanishlar ortiqcha bog'lanishlar, deb ataladi.

Ortiqcha bog'lanishi bo'lmagan oddiy Y sinf kinematik juftni ko'raylik (1.2-rasm, a). Bu juft beshta bog'lanishni qoldiradi.

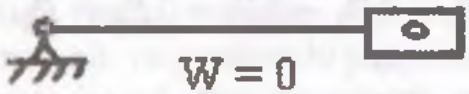


1.2-rasm.

Bunday sodda kinematik juftda ortiqcha bog'lanish yo'q, ya'ni $q = 0$.
Oddiy juftni valiga qo'shimcha harakat bog'lanishini qo'shsak (1.2-rasm,b) Y sinf murakkab kinematik juft hosil bo'ladi. Kinematik juftlardan biri M_1 yoki M_2 takrorlanuvchi bo'lib, 5 ta ortiqcha bog'lanishni hosil qiladi. Demak, murakkab kinematik juftlarda bog'lanish shartlari qo'shildi. $q = 0$ bo'lganda esa statik noaniq sistema bo'ladi.

Ortiqcha bog'lanishli murakkab kinematik juftni yo'qori aniqlikda tayyorlab, yigilishiga qaramay tasodifiy deformatsiyalar qo'shimcha kuchlanishlarni keltirib chiqarishi va valni yemirilishga olib kelishi mumkin. Demak, ortiqcha bog'lanishlar zararli va ularni yo'qotish zarur.

Tekis mexanizmlarni Assur-Artobolevskiy tasnifi. Har qanday mexanizm asosga o'rnatilgan bo'lib, bu asos shartli ravishda qo'zg'almas deb qaraladi. Qo'zg'almas bo'g'in va u bilan aylanma kinematik juft hosil qiluvchi boshlang'ich bo'g'indan tashkil topgan sistema boshlang'ich oddiy mexanizm deyiladi.



1.3 - rasm

Bunday mexanizmning harakatchanlik darajasi 1 ga teng,
ya'ni $W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$

L.V.Assur mexanizmlarni sintezida bo'g'inlarning statik aniq guruhlaridan foydalanish tamoyilini qo'lladi va quyi kinematik juftli mexanizmlarning ratsional klassifikatsiyasini tuzishga olib keldi.

Uning asosiy prinsipi shundan iboratki, mexanizm bir yoki bir nechta boshlang'ich bo'g'inga hamda stoykaga biriktiriladigan bo'g'inlarga nisbatan qo'zga-

luvchanligi nolga teng bo'lgan kinematik zanjirlarni (strukturaviy guruhlar) birlashtirish orqali hosil qilinadi. Shunday qilib, strukturaviy guruh shunday kinematik zanjirki, uning qo'shilishi natijasida mexanizmning harakatchanlik darajalari soni o'zgarmaydi.

Assur ishlab chiqqan strukturaviy guruhlari uchun Chebishev formulasiga muvofiq quyidagi tenglik o'rinlidir: $W = 3n - 2P_k = 0$.

Assurning g'oyasi asosida mexanizm qo'yidagi tartibda hosil qilinadi [5]:

1) mexanizmlarning asosi qilib oddiy ikki bo'g'inli harakatlanuvchi bo'g'in va stoykadan iborat I sinf 1-tartibli birlamchi mexanizm olinadi. Loyihalanayotgan mexanizmlarda birlamchi mexanizmlar bir nechta bo'lishi mumkin va ularning harakatlari yig'indisi sintez qilinayotgan mexanizmning W harakatchanlik darajasiga teng bo'ladi.

2) birlamchi mexanizmga uning bog'lanadigan bo'g'iniga nisbatan erkinligi nol bo'lgan statik aniq kinematik zanjirni biriktirish orqali murakkab mexanizmlar hosil bo'ladi. Harakatchanlik darajasi nol bo'lgan kinematik zanjirlar strukturaviy guruhlari deyiladi.

Demak, murakkabrok mexanizmlar boshlang'ich mexanizmga kinematik zanjirlarni qo'shish yo'li bilan hosil qilinadi. Ko'p bo'g'inlardan tashkil topgan mexanizmlarning harakatchanlik darajasi boshlang'ich mexanizmning harakatchanlik darajasiga teng bo'lib qolishi uchun qo'shiladigan kinematik zanjirning qo'zg'almas bo'g'in bilan hosil qiladigan yopiq zanjirining harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lishi kerak. Bunday kinematik zanjirlar Assur guruhlari deyiladi. Assur guruhlari faqat quyi kinematik juftlarga ega. Unda $W = 3n - 2P_\kappa = 0$ ifodadan $P_\kappa = \frac{3}{2}n$ topiladi. Assur guruhlaridagi bo'g'inlarning mos keladigan kinematik juftlarning soni quyidagi qiymatlardan biriga ega bo'ladi. N =2,4,6,8, P_k =3,6,9,12. Demak, n va P_k -ga tegishli sonlardan iborat strukturali guruhi Assur guruhi deyiladi. Assur guruhlari I.I. Artobolevskiy taklif etgan klassifikatsiya bo'yicha quyidagi sinflarga bo'linadi

I – sinf. (1.4- rasm,a) Krivoship-1 biriktirilgan qo'zg'almas *0* nuqtadan tashkil topgan guruhning harakatchanlik darajasi:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$$

II–sinf. (1.4- rasm,b) Ikki bo'g'indan tashkil topgan strukturaviy guruh bo'lib, uchta kinematik juftga ega, ulardan ikkitasi tashqi kinematik juftdir.

III – sinf. (1.4 -rasm,v). Tarkibida 3 tomoni yopiq va ochiq konturli bo'lgan strukturaviy guruh. Guruhdagi asosiy bo'g'in o'zining uchta nuqtasi bilan kinematik juft hosil qiladi.

Asosiy bo'g'in uchburchak shaklida yoki richag ko'rinishida bo'ladi.

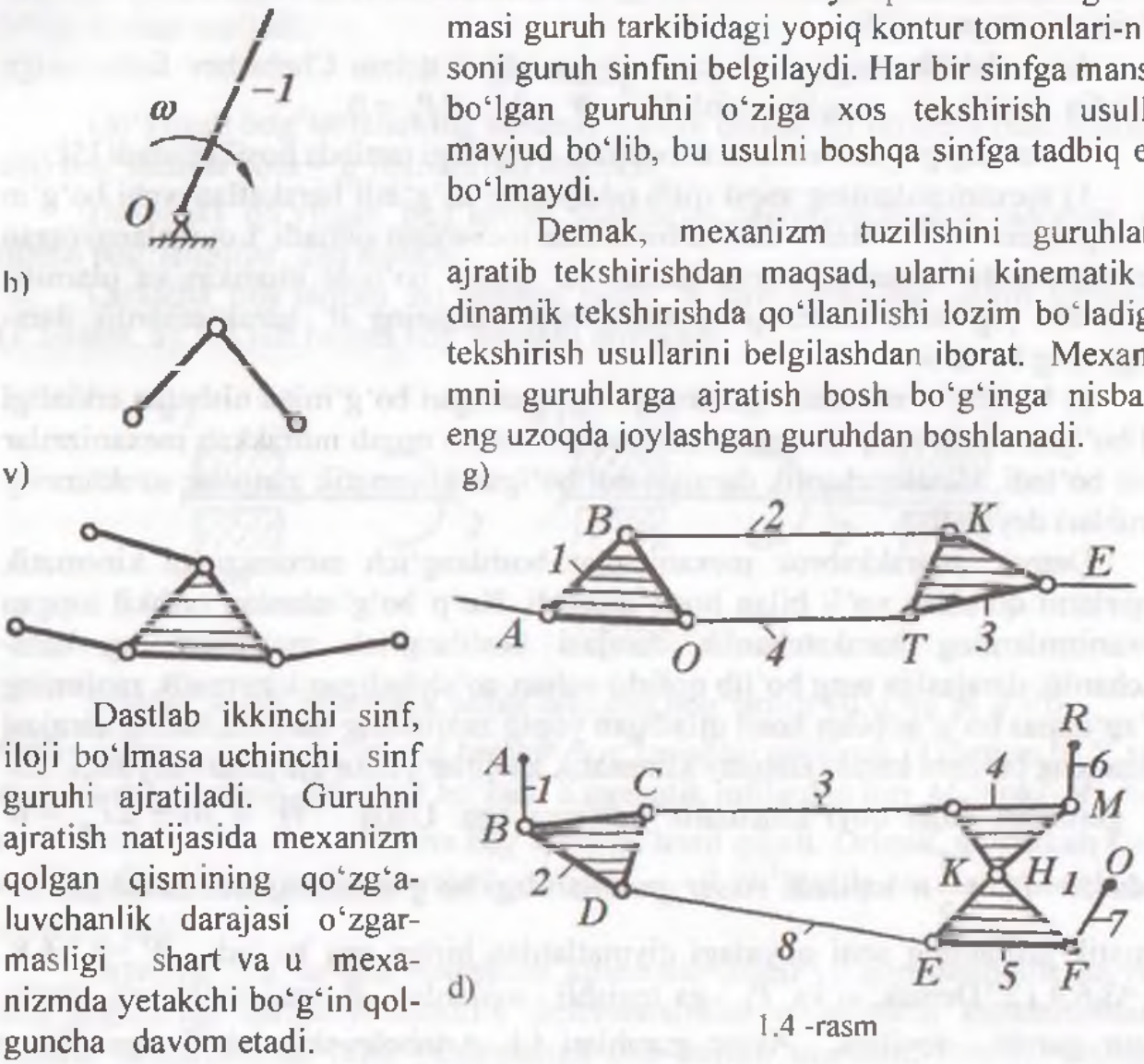
IV – sinf. (1.4-rasm,g). Tarkibida 4 tomoni yopiq konturli bo'lgan strukturaviy guruh.

V – sinf. (1.4 – rasm,d). Tarkibida 5 tomoni yopiq konturli bo'lgan strukturaviy guruh.

III sinfdan boshlab yo‘qori tartibli sinfga mansub guruhlar uchun undagi bo‘g‘inlar soni guruh sinfini belgilamaydi, balki sinf turlarini belgilaydi.

IV sinfdan boshlab yo‘qori sinflarning hammasi guruh tarkibidagi yopiq kontur tomonlari-ning soni guruh sinfini belgilaydi. Har bir sinfga mansub bo‘lgan guruhni o‘ziga xos tekshirish usullari mavjud bo‘lib, bu usulni boshqa sinfga tadbiq etib bo‘lmaydi.

Demak, mexanizm tuzilishini guruhlarga ajratib tekshirishdan maqsad, ularni kinematik va dinamik tekshirishda qo‘llanilishi lozim bo‘ladigan tekshirish usullarini belgilashdan iborat. Mexanizmni guruhlarga ajratish bosh bo‘g‘inga nisbatan eng uzoqda joylashgan guruhdan boshlanadi.



1.4 -rasm

Dastlab ikkinchi sinf, iloji bo‘lmasa uchinchi sinf guruhi ajratiladi. Guruhni ajratish natijasida mexanizm qolgan qismining qo‘zg‘aluvchanlik darajasi o‘zgarmasligi shart va u mexanizmda yetakchi bo‘g‘in qolguncha davom etadi.

Mexanizmlarning ratsional klassifikatsiyasiga nisbatan qo‘yilgan talablar [16]

Mexanizm va mashinalar nazariyasi taraqqiyotining dastlabki davrlarida mexanizmlarning tuzilishi va klassifikatsiyasi sohasida ko‘pgina olimlar ishladi. XVIII asrning oxirlarida fransuz olimlaridan Gaspar Monj mexanizmlarni harakat uzatish turiga ko‘ra klassifikatsiya qilishga urindi. XIX asrning birinchi yarmida (1841 yilda) amerikalik olim Villis o‘zining mexanizmlar nazariyasiga bag‘ishlangan asarida mexanizmlarni uzatiluvchi tezliklar nisbati prinsipiga asoslanib klassifikatsiya qilmoqchi bo‘ldi.

XIX asrning ikkinchi yarmida (1875 yilda) nemis olimlaridan Relo o‘zining kinematik juftlar va kinematik zanjirlar to‘g‘risidagi ta’limotida mavjud mexanizmlar orasida tuzilish jihatidan o‘xshashlik borligini ko‘rsatib o‘tdi.

1869 yilda mashhur rus matematigi va mexanigi P.L. Chebishev bog‘lanish shartlari soni va harakatchanlik darajasiga asoslangan kinematik zanjirlarning

tuzilish formulasini jahonda birinchi bo‘lib chiqardi. Keyinroq, xuddi shunday tuzilish formulasini nemis olimi O. Mor va fransuz olimi Levi ham isbot etdilar. Burmistr mexanizmlarning o‘zida, oniy aylanish markazidan foydalanib, tezlik va tezlanishlar planlarini tuzgan bo‘lsa, Mor tezlik va tezlanish planlarini tuzishni ishlab chiqdi. Mexanizmlar nazariyasida bu metodlarning har ikkalasi ham mexanizmning turiga qarab qo‘llanilishi mumkin.

Bu sohada rus olimlaridan Somovning ishlari diqqatga sazovordir. Uning 1888 yilda yozgan «Kinematik zanjirlarning erkinlik darajasi to‘g‘risida» degan kitobi mexanizmlar nazariyasini yoritishda katta o‘rin tutdi.

1914-1918 yillarda rus olimi L.V. Assur mexanizmlarning klassifikatsiyasiga oid yangi va chuqur mazmunli kitob yozdi. Petrograd politexnika institutining professori L.V. Assur tuzgan klassifikatsiyalar eng ma’qulidir. Bu klassifikatsiyadan foydalanib, yangi mexanizmlar yaratish mumkin bo‘ldi. Assur klassifikatsiyasi mexanizmlarni kinematik va kineostatik tekshirish metodlari bilan juda bog‘likdir. Assur o‘zi barhayot vaqtda faqat quyi juftlardan tuzilgan, tekislikda harakatlanadigan mexanizmlar klassifikatsiyasini yarata oldi, xolos. L.V.Assurning 1912-1918 yillarda yozilgan «Tekislikda harakat qiluvchi sterjenli mexanizm-larni ularning tuzilish va klassfikatsiyasi nuqtai nazaridan tekshirish» degan kitobi mexanizmlar klassifikatsiyasiga asos bo‘ldi.

Mexanizmlar klassifikatsiyasi shu mexanizmlarning vazifalariga (funksional belgilariga) ko‘ra tuzilsa ham bo‘lar edi, ammo bunday klassifikatsiya mavjud barcha mexanizmlarni o‘z ichiga ololmas edi, chunki asosi bir bo‘lgan va hozirgi zamon texnikasida eng ko‘p tarqalgan mexanizmlardan – krivoship-shatunli, to‘rt zvenoli planetar, differensial va boshqa mexanizmlar texnikaning turli tarmoqlarida turlicha texnologik jarayonlarda ishlatiladi. Masalan, krivoship-shatunli mexanizm avtomobilsozlikda, aviatsiya sanoatida, traktorsozlikda va sanoatning boshqa tarmoqlarida ichki yonuv mashinasining asosiy mexanizmidir. Yana bir misol: to‘rt zvenoli shamirli (tekislikda harakat qiluvchi) mexanizm to‘qimachilik sanoatida hozirgi zamon to‘quv avtomatlarining asosiy mexanizmi bo‘lib, har xil gazlamalar to‘qishda asosiy vazifani bajaradi (bu mexanizm to‘qimachilik sanoatida batanli mexanizm deb ataladi); xuddi shu mexanizmning o‘zi yuk ko‘tarish kranlarida va texnikaning boshqa tarmoqlarida turli vazifalarni o‘taydi. Shuning uchun, mexanizmlarning funksional klassifikatsiyasi asosi bir xil bo‘lgan mexanizmlarning har sohada takrorlanishga olib borar edi. Bunday klassifikatsiya konstruktorlik ishidagina ba’zi qulayliklar to‘g‘dirishi mumkin.

Assur klassifikatsiyasi ilmiy ravishda asoslangan klassifikatsiyadir. Bu klassifikatsiyaga muvofiq, mexanizmlar har birining ma’lum tekshirish metodi bo‘lgan gruppalarga bo‘linadi. L.V. Assurning mexanizmlar klassifikatsiyasi nazariyasi sohasida qilgan bu ishlari mexanizm va mashinalar nazariyasi fanining rivoji uchun katta yo‘l ochib berdi.

Rus olimlaridan I.I. Artobolevskiy va V.V. Dobrovolskiylar L.V. Assur g‘oyalarini rivojlantirib, barcha mexanizmlarning to‘la klassifikatsiyasini yaratdilar. Ularning klassifikatsiyalariga muvofiq, barcha mexanizmlar asosan beshta gruppaga bo‘linadi. V.V. Dobrovlskiy bu gruppa mexanizmlarni besh turkumga ajratgan bo‘lsa, I.I. Artobolevskiy besh guruhga bo‘ldi. Mexanizmlarning ana shu

gruppalari ular tarkibiga kinematik juftlar orqali qo‘shilmagan zvenolarning harakatiga qo‘yilgan umumiy bog‘lanishlar soniga qarab belgilanadi.

Agar mexanizm zvenolariga hech qanday umumiy boglanish qo‘yilmagan bo‘lsa, bunday mexanizm nolinchi guruhga (V.V. Dobrovolskiy bo‘yicha beshinchi turkumga) taalluqli bo‘ladi; agar mexanizmning barcha zvenolariga bitta umumiy bog‘lanish qo‘yilgan bo‘lsa, bunday mexanizm birinchi guruhga (V.V.Dobrovolskiy bo‘yicha to‘rtinchi turkumga) kiradi; ikkita umumiy bog‘lanish qo‘yilsa, mexanizm ikkinchi guruhga, uchta umumiy bog‘lanish qo‘yilsa, uchinchi guruhga taalluqli bo‘ladi va hokazo. Bayon etilganlardan ma’lumki, mexanizmalr guruhining tartib raqami mexanizmlar zvenolari kine-matik juftlarga kirmagan hollarda ularga qo‘yilgan umumiy bog‘lanishlar soni bilan turkumlarning tartib rakami esa qolgan erkinlik darajasi soni bilan belgilanadi. Tekislikda harakat qiluvchi mexanizmalr I.I. Artobolevskiyning klassifikatsiyasiga binoan uchinchi guruhga kiradi. Bunday mexanizmlardagi aylanma kinematik juftlarning o‘qlari bir – biriga paralleldir (sharnirli to‘rt zvenoli mexanizmga qarang). Aylanma kinematik juftlarining o‘qlari bir nuqtada kesishgan mexanizmlar *sferik mexanizmalar* deb ataladi. Sferik mexanizmlarning sharnir nuqtalari faqat sferada (shar sirtida) harakat qiladi; ular ham mexanizmlarning uchinchi guruhiga kiradi. Sferik mexanizmlarning tuzilish formulasi P.L. Chebishev formulasining xuddi o‘zidir.

L.V. Assur g‘oyalarini tekislikda harakat qiluvchi oliy juftli mexanizmlar va fazoda harakat qiluvchi mexanizmlar uchun tatbiq etib rivojlantirgan olimlar V.V.Dobrovolkiy, I.I. Artobolevskiy, N.G. Brsuevich va G.G. Baranovdir. I.I.Artolevskiy sferik mexanizmlarni tekshirish va har xil klass kinematik juftlarni faqat V klass quyi juft bilan almashtirish metodlarini rivojlantirdi. V.V. Dobrovolskiy sferik mexanizmlar nazariyasi va ilgarilanma kinematik juftlardagina tuzilgan mexanizmlar nazariyasi bilan shug‘ullandi. N.G. Brsuevich passiv bog‘lanishlarning mavjudlik belgilarini aniqlab berdi.

Texnikada uchraydigan barcha mexanizmlarni ularning erkinlik darajalari soniga qarab asosan uchta klassga bo‘lish mumkin.

1. I sinf mexanizmlar. Bu klassga erkinlik darajasi 1 ga teng bo‘lgan mexanizmlar kiradi. Bu mexanizmlar texnikada juda ko‘p tarqalgan. Masalan, to‘quv avtomat stanoklari tarkibidagi asosiy mexanizmlardan batan mexanizmi, tikuv mashinalarining asosiy mexanizmi. Barcha planetar mexanizmlar, barcha kulachokli mexanizmlar shular jumlasidandir.

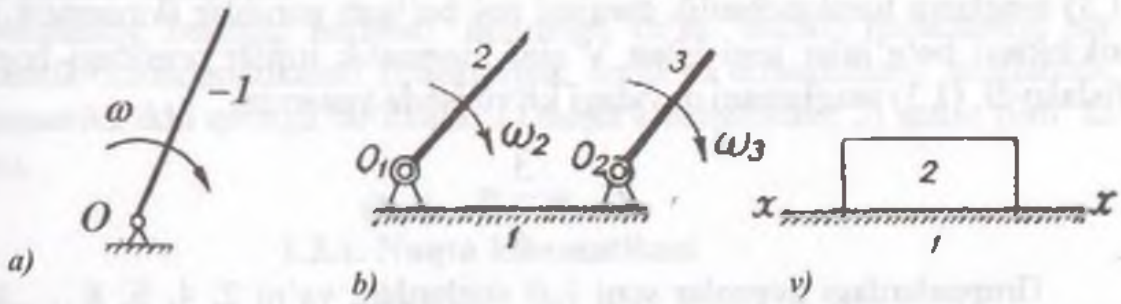
2. II sinf mexanizmlar. Bu klassga erkinlik darajasi 2 ga teng bo‘lgan mexanizmlar kiradi. Ular texnikada juda ko‘p tarqalgan bo‘lib, bularga – differensial mexanizmlari, besh zvenoli mexanizmlar va shunga o‘xshash mexanizmlar kiradi.

3. III sinf mexanizmlar. Bunday mexanizmlar gruppasiga erkinlik darajasi 3 ta va undan ham ortiq bo‘lgan mexanizmlar kiradi.

Mexanizmlarning hosil qilinishiga oid asosiy prinsipni L.V. Assur birinchi marta ishlab chiqdi; uni quyidagicha ta’riflash mumkin:

Har qanday mexanizm yetaklovchi bo‘g‘in bilan (yoki yetaklovchi bo‘g‘in bilan) qo‘zg‘almas bo‘g‘inga (stoykaga) harakatchanlik darajasi nolga teng bo‘lgan kinematik zanjirlarni (gruppalarni) ketma-ket qo‘sha borib hosil qilinishi mumkin.

L.V. Assur qo'zgalmas bo'g'in bilan V klass kinematik juft hosil qiluvchi, ya'ni yetaklovchi bo'g'in bilan qo'zgalmas bo'g'inni (stoykani) shartli ravishda I sinf I-tartibli mexanizm deb atadi.



a – shaklda 2 bo'g'in qo'zgalmas bo'g'in 1 ga nisbatan ω burchak tezligi bilan aylanmoqda. 1 bo'g'in bilan 2 bo'g'in birga qo'shilib, *O* nuqtaga V sinf aylanma kinematik juft hosil qiladi.

b – shaklda 2 va 3 bo'g'inlar qo'zgalmas bo'g'in 1 bilan 0_1 va 0_2 nuqtalarda V sinf kinematik juft hosil qiladi. 2 bo'g'in o'z o'qi 0_1 atrofida ω_2, 3 bo'g'in esa o'z o'qi 0_2 atrofida ω_3 burchak tezliklari bilan aylanadi.

v – shaklda 2 bo'g'in 1 bo'g'inga nisbatan faqat ilgarilanma – qaytarma harakat qila oladi. 1 va 2 bo'g'inlar o'zaro V sinf ilgarilama juft hosil qiladi.

a, b, v - shakllarda uch xil I klass mexanizmlari ko'rsatilgan. shakldagi har bir mexanizmlar harakatchanlik darajasini aniqlab olamiz; *a* – shakldagi mexanizm qo'zg'almas bo'g'in (1) bilan yetaklovchi bo'g'in (2) dan iborat, demak, Chebishev formulasiga binoan:

$$W = 2n - [2P_5 = 3] \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$$

bo'ladi. Binobarin, bu sistema yetaklovchi bo'g'ini bitta bo'lgan mexanizm ekan (uning harakatchanlik darajasi birga teng); *b* - shakldagi mexanizm qo'zg'almas bo'g'in (1) bilan 2 va 3 yetaklovchi (qo'zg'aluvchi) bo'g'inlardan tuzilgan, uning harakatchanlik darajasi:

$$W = 3 \cdot n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 = 2$$

bo'ladi. Demak, bu yetaklovchi bo'g'in ikkita bo'lgan mexanizm ekan (uning harakatchanlik darajasi ikkiga teng); *v* - shakldagi mexanizm polzun (2) bilan qo'zg'almas yo'naltiruvchi (1) dan iboratdir, uning harakatchanlik darajasi quyidagicha bo'ladi: $W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$

L.V. Assurning mexanizmlar hosil qilinishi to'grisidagi ta'limotiga binoan, yangi mexanizmlar a, b, v - shakllarda ko'rsatilgan I sinf mexanizmlarning yetaklovchi bo'g'inlariga harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lgan guruhlar (yoki kinematik zanjirlar) qo'shilishi yo'li bilan hosil qilinadi. Demak, harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lgan tekis kinematik zanjirlarning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$W_{zp} = 3n - 2P_5 - P_4 = 0$$

L.V. Assur tarkibiga faqat quyi kinematik juftlar kirgan guruhlarni tekshirib chiqdi, u holda bunday gruppalarning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$3n - 2P_5 = 0 \quad (1.3)$$

(1.3) tenglama harakatchanlik darajasi nol bo‘lgan guruhlar (kinematik zanjirlar) tarkibidagi bo‘g‘inlar soni bilan V sinf kinematik juftlar orasidagi bog‘lanishni ifodalaydi. (1.3) tenglamani quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (1.4)$$

Gruppalardagi zvenolar soni juft sonlardan, ya’ni 2, 4, 6, 8.....lardan, V sinf kinematik juftlar soni esa, tegishlicha. 3, 6, 9, 12, 15.....lardan iborat ekanligi (1.4) formuladan ko‘rinib turibdi.

Nazorat savollari.

1. Mexanizm va mashinalarning analizi nima?
2. Mexanizm va mashinalarning sintezi nima?
3. Kinematik juftning ta’sirini ayting?
4. Quyi kinematik juft nima?
5. Oliy kinematik juft nima?
6. Mexanizmning erkinlik darajasi nima?
7. Kinematik juftlarning sinflarini tushuntiring?
8. Yetakchi va yetaklanuvchi bo‘g‘inlar nima?
9. Assur guruhi nima? Assur guruhi sinflarini tushuntiring?

1.2. KINEMATIKA

Ko‘pincha texnolgik jarayonni bajarishda harakatlanayotgan bo‘g‘inni ma’lum vaqt ichida biror vaziyatda turishi va uning ayrim nuqtalari berilgan egri chiziq bo‘yicha harakatlanishi talab qilinadi.

Mexanizmni kinematikaviy tekshirish uchun uning barcha bug‘inlarining o‘lchamlari, kinematikaviy sxemasi va yetakchi bo‘g‘inning harakat qonuni berilgan bo‘lishi kerak. Yetakchi bo‘g‘inning harakat qonuni vaqtning funksiyasi tarzida beriladi. Bu harakat qonuniga binoan, yetakchi bo‘g‘inning vaziyati aniqlanadi. Yetakchi bo‘g‘lnning har bir vaziyatida unga ulangan Assur guruhlarining kinematikasi tekshiriladi. Mexanizmni kinematikaviy tekshirishda avval uning vaziyati, so‘ngra tezlik va tezlanishlari aniqlanadi.Tekis mexanizmlarni kinematikaviy tekshirishda grafikaviy, grafo-analitikaviy va analitikaviy usullar qo‘llaniladi. Mexanizmni kinematikasi juda katta aniqlik bilan hisoblash talab qilinganda analitikaviy usuldan foydalaniladi. Muhandislik hisoblash amaliyotida, asosan qutbiy plan va kinematikaviy diagramma usullari keng qo‘llaniladi. Umuman mexanizmlarni kinematikasini tekshirish nazariy mexanika qonuniyatiga asoslangan. Nazariy mexanikada jismlarning mexanik harakati geometrik nuqtai nazardan o‘rganiladi.

Kinematikada quyidagi ikki masala echiladi:

1. Berilgan sanok sistemasiga nisbatan nuqta yoki jismning harakatini matematik usulda aniqlash .

2. Nuqtaning berilgan harakati qonuniga ko‘ra mazkur harakatning barcha kinematik xarakteristikalari (traektoriya, tezlik va tezlanishlari) aniqlanadi.

Kinematika ikki qismga bo‘linadi: 1) nuqta kinematikasi; 2) qattiq jism kinematikasi.

1.2.1. Nuqta kinematikasi

Moddiy nuqta deganda, harakati yoki muvozanatini tekshirishda o‘lchamlari va shaklining ahamiyati bo‘lmagan, massasi bir nuqtada joylashgan deb tasavvur qilinadigan jism tushuniladi. Kuch ta’siridagi jismning ixtiyoriy ikkita nuqtasi orasidagi masofa doimo o‘zgarmasdan qolsa, bunday jism absolyut qattiq jism deyiladi. Absolyut qattiq jism moddiy nuqtalarning o‘zgarmas sistemasidir.

Tabiatda absolyut qattiq jism yo‘q, har qanday jism ham oz bo‘lsada deformatsiyalanadi – shakli o‘zgaradi. Agar bu o‘zgarish jismning o‘lchamlariga nisbatan juda kichik bo‘lsa, mexanik harakatni o‘rganishda mazkur o‘zgarishni e’tiborga olmaymiz.

Nuqta harakatini berilish usullari. Nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan istalgan vaqtdagi holatini aniqlash usuli ma’lum bo‘lsa, uning harakati aniqlangan yoki berilgan deyiladi. Nuqtaning harakatini aniqlovchi ifoda uning harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi. Nuqtaning harakati asosan quyidagi uchta: 1) vektor; 2) koordinatalar; 3) tabiiy usulda beriladi.

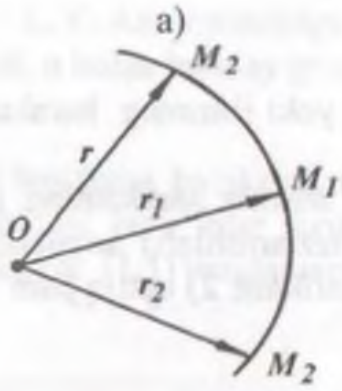
1) nuqta harakatining vektor usulda berilishi. Harakatlanayotgan M nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning $\bar{r}$ radius vektori bilan aniqlash mumkin (1.5-rasm, a). Agar M nuqta harakatda bo‘lsa, vaqt o‘tishi bilan uning $\bar{r}$ radius vektori o‘zining uzunligini va yo‘nalishini o‘zgartirib boradi. Demak, radius-vektor vaqtning funksiyasidir,

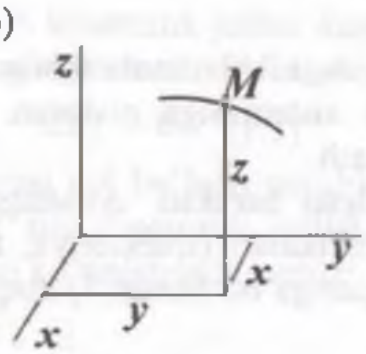
$$\text{ya’ni} \qquad \bar{r} = \bar{r}(t) \qquad (1.5)\,.$$

Bu tenglama nuqta harakatining vektor ko‘rinishidagi tenglamasi deyiladi. $\bar{r}$ vektor uchining chizgan chizig‘iga nuqtaning traektoriyasi deyiladi. Nuqta traektoriyasi deb, harakat vaqtida uning fazoda qoldirgan iziga aytiladi. Traektoriya uzluksiz chiziqdir.

2) nuqta harakatining koordinatalar usulida berilishi (1.5-rasm,b). Fazoda harakat qilayotgan M nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta X, U, Z dekart koordinatalari bilan aniqlash mumkin.

Nuqta harakatlanganda vaqt o‘tishi bilan uning koordinatlari o‘zgara boradi, ya’ni X, U, Z koordinatalar vaqtning bir qiymatli ikki marta differenciyalanuvchi funksiyasidan iborat bo‘ladi.





$$\left.\begin{aligned} x &= f_1(t) \\ y &= f_2(t) \\ z &= f_3(t) \end{aligned}\right\} \quad (1.6)$$

1.5-rasm

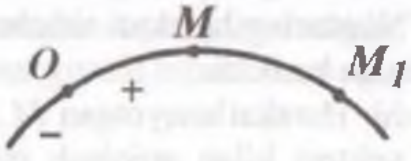
(1.6) tenglamalarga nuqta harakatining to'g'ri burchakli Dekart koordinatalaridagi tenglamalari deyiladi. Agar (1.6) tenglamalar berilgan bo'lsa, nuqtaning istalgan vaqtdagi holatini aniqlash mumkin.

Agar M nuqta OXU tekisligida harakatlansa, uning harakati quyidagi tenglamalar bilan aniqlanadi.

$$x = f_1(t), \quad y = f_2(t) \qquad (1.7)$$

(1.6) yoki (1.7) tenglamalarga nuqta traektoriyasining parametrik tenglamalari deyiladi. Bu tenglamalardagi t vaqt parametr vazifasini bajaradi. Ulardan t vaqtni chiqarib, traektoriyaning nuqta koordinatalari bo'yicha ifodalangan tenglamasini hosil qilish mumkin.

3) nuqta harakatining tabiiy usulda berilishi (1.6-rasm).



1.6 – rasm

Harakatlanayotgan M nuqtaning traektoriyasi avvaldan berilgan bo'lsin. Uning shu traektoriyadagi har bir vaqtdagi holatini aniqlaymiz. Buning uchun treaktoriyadan qo'zgalmas biror O nuqtani sanoq boshi deb olib, musbat va manfiy yo'nalishlarni tanlaylik.

Nuqtaning sanoq boshiga nisbatan holati $S = O\bar{M}$ yoy koordinata bilan aniqlanadi. M nuqtaning traektoriyadagi har bir vaqtdagi holatini aniqlash uchun quyidagi bog'lanishni bilish kerak:

$$S = f(t) \qquad (1.8)$$

(1.8) tenglamaga nuqtaning traektoriya bo'ylab harakat qonuni deyiladi. Bunda S miqdor harakat qilayotgan M nuqtaning holatini aniqlaydigan yoy, lekin uning yurgan yo'li emas.

Nuqtaning tezligi. Nuqta harakatini xarakterlovchi muhim kattaliklardan biri uning tezligidir. Tezlik vektor kattalik bo'lib nuqtaning tez yoki sekin va qaysi tomonga qarab harakat qilayotganligini ko'rsatadi. Nuqtani harakati uchta usulda berilganda uning tezligini topamiz.

Agar nuqtaning harakati vektor usulda berilgan bo'lsa, uning tezligi quyidagi formula bilan topiladi:

$$\bar{v} = \frac{d\bar{r}}{dt} \qquad (1.9)$$

Demak, nuqtaning tezligini aniqlash uchun uning holatini aniqlovchi $\bar{r}$ radius-vektordan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosila olish kerak. Tezlik vektori traektoriyaga urinma bo'yicha harakat sodir bo'ladigan tomonga yo'naladi.

Nuqta harakati koordinata usulida berilsa, uning tezligi Dekart koordinata o'qlaridagi proeksiyalari bo'yicha aniqlanadi:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \dot{x}; \quad v_y = \frac{dy}{dt} = \dot{y}; \quad v_z = \frac{dz}{dt} = \dot{z}; \qquad (1.10)$$

bu yerda $v_x, v_y, v_z - v$ tezlikning X, U, Z o'qlardagi proeksiyalari.

Nuqta tezligining qo'zgalmas Dekart koordinatalar o'qidagi proeksiyasini aniqlash uchun uning tegishli koordinatalaridan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosila olish kerak.

Nuqta tezligining miqdori (moduli) $v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}$

yo'nalishi esa $\cos\alpha = \frac{v_x}{v}$, $\cos\beta = \frac{v_y}{v}$, $\cos\gamma = \frac{v_z}{v}$; formulalar yordamida topiladi. Bunda $\alpha, \beta, \gamma - v$ tezlikning mos ravishda X, U, Z o'qlari bilan tashkil etgan burchaklari.

3) Nuqta harakati tabiiy usulda berilsa, uning tezligi quyidagi formula bilan topiladi $v = \left|\frac{dS}{dt}\right|$ (1.11).

Demak, nuqtaning tezligini aniqlash uchun uning holatini aniqlovchi S yoy koordinatasidan vaqt bo'yicha birinchi tartibli hosila olish kerak. (1.11) formula bilan nuqta tezligining moduli topiladi.

Nuqtaning tezlanishi. Nuqta tezligining moduli va yo'nalishi jihatidan o'zgarishini xarakterlovchi kattalikka tezlanish deyiladi. Nuqta tezlanishini $\bar{a}$ yoki ω harflar bilan belgilanadi. Tezlanish vektor kattalikdir. Nuqta harakati uchta usul bilan berilganda uning tezlanishini aniqlaymiz.

1) Nuqta harakati vektor usulda berilsa uning tezlanishi quyidagi formula bilan topiladi:

$$\bar{a} = \frac{d\bar{v}}{dt} \quad \text{yoki} \quad \bar{a} = \frac{d}{dt}\left(\frac{d\bar{r}}{dt}\right) = \frac{d^2\bar{r}}{dt^2} \qquad (1.12)$$

Demak, nuqtaning tezlanishi uning tezligidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga yoki radius-vektoridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng. Tezlanish vektori urinma tekislikda yotadi va traektoriyaning botiq tomoniga yo'naladi. SI birliklar sistemasida tezlanish $\frac{m}{s^2}$ da o'lchanadi.

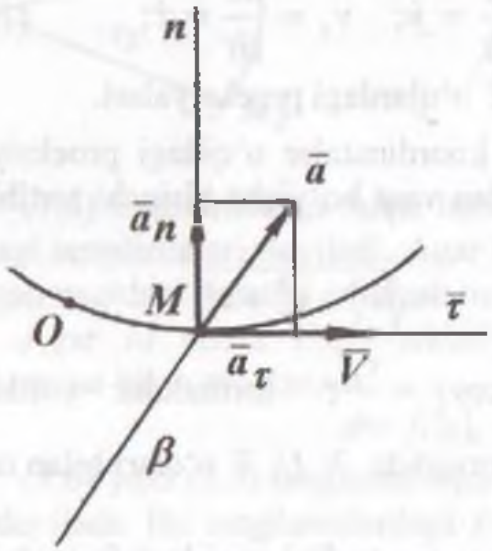
2) Nuqta harakati koordinata usulda berilsa, uning tezlanishi dekart koordinata o'qlaridagi proeksiyalari bo'yicha aniqlanadi:

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x}, \quad a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = \ddot{y}, \quad a_z = \frac{d^2z}{dt^2} = \ddot{z} \qquad (1.13)$$

bu yerda a_x, a_y, a_z - $\bar{a}$ tezlanishining X, U, Z o'qlardagi proeksiyalari.

Demak, nuqta tezlanishining biror qo'zgalmas Dekart koordinatalar o'qidagi proeksiyasi uning mos koordinatalaridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng bo'ladi. Nuqta tezlanishining moduli quyidagi formuladan topiladi.

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$$



1.7 -rasm

3) Nuqta harakati tabiiy usulda beril-ganda uning tezlanishi tabiiy o'qlaridagi proeksiyalari bo'yicha aniqlanadi. Traektoriyada yotgan M nuqtadan o'zaro perpendikulyar bo'lgan M_τ, M_n, M_β to'g'ri chiziqlarni o'tkazish mumkin .

M_τ, M_n, M_β -mos ravishda urinma, bosh normal va binormal (1.7-rasm). Urinma nuqta harakat qilayotgan tomonga qarab, bosh normal esa traektoriyaning botiq tomoniga qarab yo'nalgan bo'ladi. M nuqtadan o'tkazilgan urinma, bosh normal va binormalga tabiiy o'qlar deyiladi.

Tabiiy o'qlardan tashkil topgan koordinatalar sistemasi tabiiy koordinatlar sistemasi deyiladi. Nuqtaning tezlanishini urinma va bosh normal bo'ylab yo'nalgan ikkita tashkil etuvchiga ajratish mumkin:

$$\bar{a} = \bar{a}_\tau + \bar{a}_n \qquad (1.14)$$

Tezlanishning urinma bo'ylab $\bar{a}_\tau$ tashkil etuvchisiga urinma tezlanish deyiladi. Urinma tezlanishning moduli quyidagi formula bilan topiladi.

$$\bar{a}_\tau = \frac{dv}{dt} \qquad (1.15)$$

Tezlanishning bosh normal bo'ylab yo'nalgan $\bar{a}_n$ tashkil etuvchisiga normal tezlanish deyiladi. Normal tezlanishning moduli quyidagi formula bilan topiladi

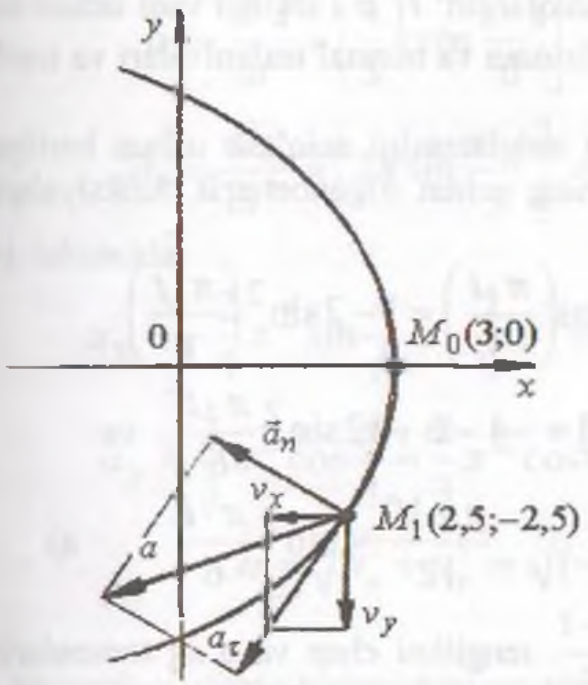
$$\bar{a}_n = \frac{v^2}{\rho} \qquad (1.16).$$

To'la tezlanishning miqdori $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2}$ (1.17)

yo'nalishi esa $tg\alpha = \frac{a_\tau}{a_n}$. Bu yerda a - normal bilan to'la tezlanish orasidagi burchak. Urinma va normal tezlanishlar o'zaro perpendikulyar bo'ladi, ya'ni $\bar{a}_\tau \perp \bar{a}_n$.

misol - 1. Nuqta harakati berilganda uning tezlik va tezlanishi hamda nuqta traektoriyasining egrilik radiusi aniqlansin (1.8-rasm).

Berilgan: $x = -2t^2 + 3$, $y = -5t$, $t = \frac{1}{2}$ sek.



1.8 - rasm

Yechish: 1. Nuqta traektoriyasining tenglamasini aniqlaymiz. Buning uchun nuqta harakat tenglamasidan

t -ni yo'qotamiz. $t = \frac{y}{-5}$ va

$$x = -2\frac{y^2}{25} + 3 = -\frac{2}{25}y^2 + 3$$

Hosil bo'lgan tenglama parabola tenglamasi. Demak nuqtaning harakati davomida qoldirgan izi, ya'ni traektoriyasi parabola ekan.

2. Nuqtaning tezligini aniqlaymiz: $V_x = -4t$; $V_y = -5$

$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{16 \cdot t^2 + 25}$ va

$V_x = -2\frac{M}{s}$ $V_y = -5\frac{M}{s}$ $V = 5{,}6\frac{M}{s}$

3. Nuqtaning tezlanishini aniqlaymiz: $a_x = -4\frac{M}{s^2}$; $a_y = 0$

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = -4\frac{M}{s^2}$$

4. Nuqtaning urinma tezlanishini aniqlaymiz:

$$a_\tau = \left|\frac{dV}{dt}\right| = \frac{V_x a_x + V a_y}{V} = \frac{(-2)(-4) + (-5)\cdot 0}{5{,}6} \approx 1{,}4 \quad \frac{M}{s^2}$$

5. Nuqtaning normal tezlanishini aniqlaymiz.

$$a_n = \sqrt{a^2 - a_\tau^2} = \sqrt{16 - 1{,}96} \approx 3{,}8 \quad \frac{M}{s^2}$$

6. Nuqtaning egrilik radiusini aniqlaymiz. $\rho = \frac{V^2}{a_n} = \frac{29}{3{,}8} \approx 7{,}5\ m$

7. Nuqtaning $t = 0$ va $t = \frac{1}{2}$ sekundlar davomidagi traektoriyadagi o'rnini aniqlaymiz: $t = 0$ bo'lganda $x_0 = 3$ $y_0 = 0$ $M_0(x_0 y_0) = M_0(3:0)$

$t = \frac{1}{2}$ bo'lganda $x_1 = 2{,}5$ $y_1 = -2{,}5$ $M_1(x_1 y_1) = M_1(2{,}5;-2{,}5)$

misol - 2. Nuqta harakati Dekart koordinatalarida quyidagi tenglamalar bilan berilgan: $X = 8\sin(\frac{\pi \cdot t}{6}) - 2$; $y = -4 - 6\cos(\frac{\pi \cdot t}{3})$

Bu yerda X, Y - santimetrlar hisobida, t - sekundlar hisobida).

Nuqta traektoriyasining tenglamasi aniqlansin: $t_1 = 1$ sekund vaqt uchun nuqtaning tezligi va tezlanishi, hamda uning urinma va normal tezlanishlari va traektoriyasining egrilik radiusi topilsin.

Yechish. 1) Nuqta traektoriyasining tenglamasini aniqlash uchun berilgan tenglamalaridan t vaqtni chiqaramiz. Buning uchun trigonometrik funksiyalarni bir xil argumentga keltiramiz.

$$\cos 2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha, \qquad \cos\left(\frac{\pi \cdot t}{3}\right) = 1 - 2\sin^2\left(\frac{\pi \cdot t}{6}\right)$$

unda $y = -4 - 6[1 - 2\sin^2\frac{\pi \cdot t}{6}] = -4 - 6 + 12\sin^2\frac{\pi \cdot t}{6}$ va

$y = -10 + 12\sin^2\frac{\pi \cdot t}{6}$ bu yerdan $\frac{y+10}{12} = \sin^2\frac{\pi \cdot t}{6}$ a)

$X + 2 = 8\sin\frac{\pi \cdot t}{6}$ yoki $\frac{x+2}{8} = \sin\frac{\pi \cdot t}{6}$ tenglikni chap va o‘ng tomonlarini kvadratga ko‘taramiz $\frac{(X+2)^2}{64} = \sin^2\frac{\pi \cdot t}{6}$ b)

a) va b) tenglamalarni o‘ng tomonlarini tenglashtirib $\frac{(X+2)^2}{64} = \frac{y+10}{12}$; hosil bo‘lgan tenglikni umumiy maxrajga keltirib va 4 ga qisqartirib y ni topamiz.

$y = \frac{3}{16}(X+2)^2 - 10$ Bu tenglik nuqta traektoriyasining tenglamasidir. Demak, nuqtaning traektoriyasi paraboladan iborat ekan.

2) Tezlikni aniqlash. Nuqtaning tezligini koordinata o‘qlaridagi proeksiyalari bo‘yicha aniqlaymiz.:

$$V_x = \frac{dX}{dt} = 8\cos(\frac{\pi \cdot t}{6})\frac{\pi}{6} = \frac{4}{3}\pi\cos(\frac{\pi \cdot t}{6})$$

$$V_y = \frac{dy}{dt} = 6\sin(\frac{\pi \cdot t}{3})\frac{\pi}{3} = 2\pi\sin(\frac{\pi \cdot t}{3})$$

t=1 sekundda $V_x = \frac{4}{3}\pi\cos(\frac{\pi}{6}) = \frac{4}{3} \cdot 3{,}14 \cdot 0{,}85 = 3{,}6$ $\frac{sm}{s}$

$$V_y = 2\pi\sin(\frac{\pi}{3}) = 2\pi 0{,}85 = 5{,}3 \quad \frac{sm}{s}$$

Nuqta tezligining moduli: $V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} = \sqrt{3{,}6^2 + 5{,}3^2} = 6{,}4$ $\frac{sm}{s}$

3) Tezlanishni aniqlash. Nuqtaning to‘la tezlanishini koordinata o‘qlaridagi proeksiyalari bo‘yicha aniqlaymiz:

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = \left[\frac{4}{3}\pi\cos\frac{\pi\cdot t}{6}\right] = -\frac{4}{3}\pi\sin(\frac{\pi\cdot t}{6})\frac{\pi}{6} = -\frac{2}{9}\pi^2\sin\frac{\pi\cdot t}{6}$$

$$a_y = \frac{d^2y}{dt^2} = \left[2\pi\sin\frac{\pi\cdot t}{3}\right]' = 2\pi\cos(\frac{\pi\cdot t}{3})\frac{\pi}{3} = \frac{2}{3}\pi^2\cos\frac{\pi\cdot t}{3}$$

t=1 sekundda

$$a_x = -\frac{2}{9}\pi^2\sin\frac{\pi}{6} = -\frac{2}{9}\pi^2\sin 30^0 = -\frac{2}{9}\pi^2\cdot\frac{1}{2} = -1{,}1 \quad \frac{sm}{s^2}$$

$$a_y = \frac{2}{3}\pi^2\cos\frac{\pi}{3} = \frac{2}{3}\pi^2\cos 60^0 = \frac{2}{3}\pi^2\cdot\frac{1}{2} = \frac{\pi^2}{3} = 3{,}3 \quad \frac{sm}{s^2}$$

$$a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2} = \sqrt{(-1{,}1)^2 + (3{,}3)^2} = 9{,}5 \quad \frac{sm}{s^2}$$

Nuqtaning urinma tezlanishini quyidagi formula bilan aniqlaymiz:

$$a_\tau = \frac{V_x a_x + V_y a_y}{V} = \frac{3{,}6(-1{,}1) + 5{,}3\cdot 3{,}3}{6{,}4} = 2{,}1 \quad \frac{sm}{s^2}$$

Nuqtaning normal tezlanishini to'la va tezlanishlar bo'yicha aniqlaymiz:

$$a_n = \sqrt{a^2 + a_\tau^2} = \sqrt{(12{,}1) + (2{,}1)^2} = 2{,}6 \quad \frac{sm}{s^2}$$

Nuqta traektoriyasining egrilik radiusini $a_n = \frac{V^2}{\rho}$ formuladan

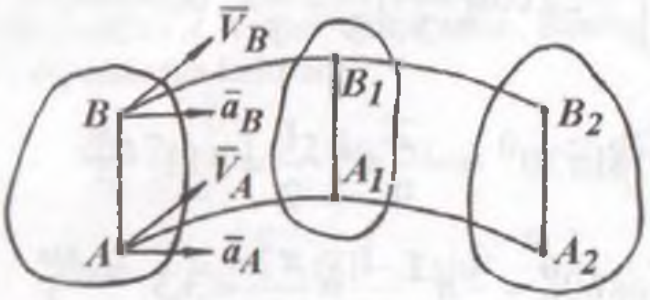
aniqlaymiz: $$\rho = \frac{V^2}{a_n} = \frac{41{,}05}{2{,}6} = 16, \quad sm$$

Nazorat savollari.

1. Nuqta harakati necha xil usulda beriladi?
2. Nuqta harakati vektor usulda berilishini tushuntiring?
3. Nuqta harakatini koordinata usulda berilishini tushuntiring?
4. Nuqta harakatini tabiiy usulda berilishini tushuntiring?
5. Nuqtaning tezligi nima?
6. Nuqta harakatining berilish usullariga bog'liq ravishda uning tezligini aniqlang?
7. Nuqtaning tezlanishi nima?
8. Nuqta harakatining turli berilish usullarida uning tezlanishini aniqlang?
9. Normal tezlanish formulasini yozing?
10. Urinma tezlanish formulasini yozing?

1.2.2. Qattiq jism kinematikasi

Mexanizm qattiq jismlar sistemasidir. Qattiq jismning ilgarilanma va qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatlari oddiy harakatdir.



1.9-rasm

Ta'rif. Jismdan olingan har qanday kesma jism harakatlanganda hamma vaqt o'z-o'ziga parallel qolsa, jismning bunday harakati ilgarilanma harakat deyiladi.

Ilgarilanma harakat qilayotgan qattiq jism berilgan bo'lsin (1.9-rasm).

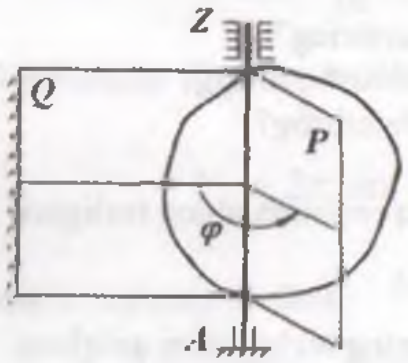
Jismdan olingan AV, A_1V_1 va A_2V_2 kesmalar, jism harakatlanganda bir-biriga parallel bo'lib qoladi. Bu kesmalar jismga qattiq qilib biriktirilgan. Ilgarilanma harakatdagi qattiq jism nuqtalarining traektoriyalari istalgan ko'rinishda, to'g'ri yoki egri chiziq bo'lishi mumkin.

Teorema. Ilgarilanma harakatdagi qattiq jismning hamma nuqtalari bir xil va parallel joylashgan traektoriyalar chizadi va har bir vaqtda ularning tezligi hamda tezlanishi teng bo'ladi.

Ilgarilanma harakat qilayotgan qattiq jismdan ixtiyoriy 2ta A va V nuqtalarni olamiz. Teoremaga asosan: $\bar{V}_A = \bar{V}_B$, $\bar{a}_A = \bar{a}_B$

Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati. Jism harakatlanganda uning ixtiyoriy ikki nuqtasi hamma vaqt qo'zg'almasdan qolsa, jismning bunday harakatiga qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat deyiladi. Qo'zg'almas nuqtalardan o'tuvchi o'qqa jismning aylanish o'qi deyiladi. Aylanma harakatdagi jism nuqtalari aylanish o'qiga perpendikulyar tekisliklarda harakatlanib, ular traektoriyalari aylanalardan iborat bo'ladi. (1.10- rasm).

Jismning holatini aniqlash uchun aylanish o'qidan o'tgan ikkita R va Q yarim tekisliklarini olamiz. Bunda Q qo'zg'almas tekislik, R - qo'zg'aluvchi tekislik. R tekisligi jismga qattiq qilib biriktirilgan va u bilan birga aylanadi. Jismning holati tekisliklar orasidagi φ burchagi bilan aniqlanadi va radianlarda o'lchanadi. Aylanma harakatni xarakterlash uchun burchak tezlik va burchak tezlanish tushunchalari kiritiladi.



1.10-rasm

Jismning burchak tezligi uning aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} \qquad (1.18)$$

Jismning burchak tezlanishi uning burchak tezligidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli yoki aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilaga teng:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} = \ddot{\varphi}$$

Burchak tezligi aylanish burchagining, burchak tezlanishi esa burchak tezligining o‘zgarishini xarakterlaydi. Burchak tezligining o‘lchov birligi *rad/ s*, burchak tezlanishining o‘lchov birligi *rad/ s²*. Radianning o‘lchov birligi yo‘q. Shuning uchun burchak tezligining va burchak tezlanishining o‘lchov birliklari mos ravishda $1/s = s^{-1}$ va $1/s^2 = s^{-2}$ bo‘ladi. Agar jism tekis harakatda bo‘lsa, uning burchak tezligi ω o‘zgarmas bo‘ladi. (1.18)-formulani integrallab tekis aylanma harakat tenglamasini topamiz:

$$\varphi = \varphi_0 + \omega t \quad (1.19)$$

bu yerda φ_0 - boshlang‘ich vaqtdagi aylanish burchagi.

Tekis aylanma harakat qilayotgan jismning burchak tezligi texnikada uning bir minutdagi aylanish soni *n* orqali ifodalanadi. $\omega = \frac{\pi n}{30}$.

(1.19) tenglamani integrallab tekis o‘zgaruvchan aylanma harakatining burchak tezligi bilan harakat tenglamasini topamiz:

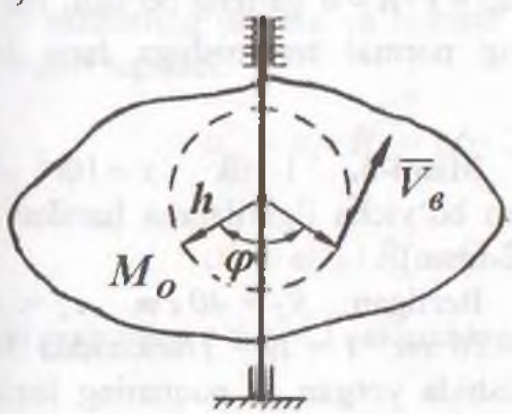
$$\omega = \omega_0 + \varepsilon t \qquad \varphi = \varphi_0 + \omega t + \frac{\varepsilon t^2}{2}$$

bu yerda ω_0 - jismning boshlang‘ich vaqtdagi burchak tezligi.

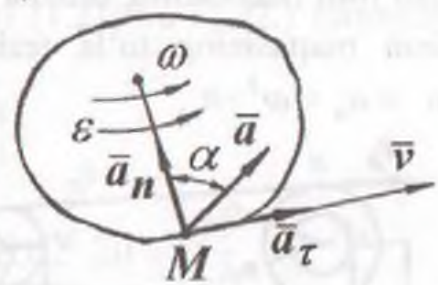
Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanuvchi qattiq jism nuqtasining tezligi va tezlanishi. Biror jism qo‘zg‘almas *Z* o‘qi atrofida aylanayotgan bo‘lsin. (1.11-rasm, a). Uning ixtiyoriy *M* nuqtasining tezligi va tezlanishini aniqlaymiz.

Jism aylanganda *M* nuqta radiusi *h* ga teng bo‘lgan aylana chizadi. Aylana tekisligi aylanish o‘qiga perpendikulyar bo‘ladi va uning markazi o‘qda yotadi. Jism φ burchakga aylanganda *M* nuqta traektoriya bo‘ylab $S = M\breve{M}$ yo‘lni bosib o‘tadi. $S = \varphi h$

a)



b)



1.11 - rasm

M nuqtaning tezligi: $V = \frac{dS}{dt} = \frac{d}{dt}(\varphi h) = h\frac{d\varphi}{dt} = h \cdot \omega = \omega \cdot h$ (1.20)

(1.20) – formula bilan qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanuvchi qattiq jism ixtiyoriy nuqtasining tezligi topiladi. Demak, jism nuqtasining tezligi jismning burchak tezligi bilan shu nuqtadan aylanish o‘qigacha bo‘lgan masofaning ko‘paytmasiga teng. V –tezlik vektori M nuqtadan h ga perpendikulyar bo‘lib jism aylanayotgan tomonga qarab yo‘nalgan bo‘ladi.

M nuqtaning urinma tezlanishi

$$a_t = \frac{dV}{dt} = \frac{d}{dt}(\omega h) = h\frac{d\omega}{dt} = h \cdot \varepsilon = \varepsilon \cdot h \qquad (1.21)$$

$$a_t = \varepsilon \cdot h$$

va normal tezlanishi $$a_n = \frac{V^2}{\rho} = \frac{(\omega h)^2}{h} = \frac{\omega^2 \cdot h^2}{h} = \omega^2 \cdot h \qquad (1.22)$$

$$a_n = \omega \cdot^2 h$$

va to‘la tezlanishi $a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}$ yoki $a = h\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$ (1.23)

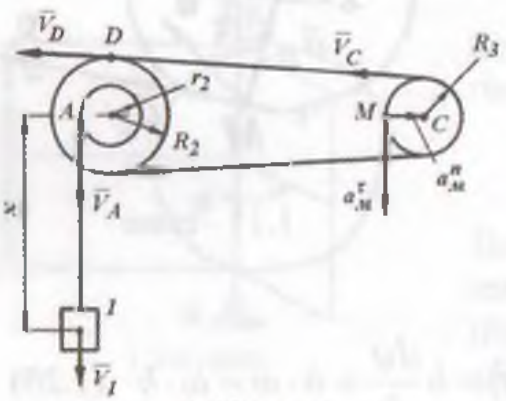
Demak, (1.21), (1.22) va (1.23) – formulalar bilan qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanuvchi qattiq jism nuqtasining mos ravishda urinma, normal va to‘la tezlanishi topiladi.

Urinma tezlanish $\bar{a}_\tau$ traektoriyaga o‘tkazilgan urinma bo‘ylab (agar harakat tezlanuvchan bo‘lsa harakat yo‘nalishida, sekinlanuvchan harakatda esa unga teskari) yo‘naladi. Urinma tezlanishning yo‘nalishi burchak tezlanishning yo‘nalishiga bog‘liq bo‘ladi. Normal tezlanish $\bar{a}_n$ esa h bo‘ylab aylanish o‘qi tomon yo‘nalgan bo‘ladi.

To‘la tezlanishning yo‘nalishi quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$tg\alpha = \frac{a_t}{a_n} = \frac{\varepsilon h}{\omega^2 h} = \frac{\varepsilon}{\omega^2}; \quad tg\alpha = \frac{\varepsilon}{\omega^2}; \qquad (1.24)$$

Agar jism tekis aylanma harakatda bo‘lsa, uning burchak tezlanishi nolga teng bo‘ladi. Chunki $\omega = cons$, $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = 0$; tekis aylanma harakat qilayotgan jism nuqtasining urinma tezlanishi $a_\tau = \varepsilon \cdot h = 0$ ga teng bo‘ladi. Bu holda jism nuqtasining to‘la tezlanishi uning normal tezlanishiga teng bo‘ladi $a = a_n = \omega^2 \cdot h$.



1.12-rasm

Misol-3. 1-yuk $x = 10t^2 + 8t + 9$ qonun bo‘yicha ilgarilanma harakat qiladi (1.12-rasm).

Berilgan: $R_2 = 40\ cm$, $r_2 = 25\ sm$, $R_3 = 20\ sm$. $t = t_1 = 1$ sekundda 3-shkiv gardishida yotgan M nuqtaning tezligi va tezlanishi aniqlansin. Bu yerda X- santimetrlarda, t- sekundlar hisobida.

Yechish: Yukning harakat tenglama-

masidan vaqt bo'yicha hosila olib, 1-yukning tezligini aniqlaymiz:

$$V_1 = \frac{dx}{dt} = 20t + 8\frac{sm}{s}$$

1-yuk biriktirilgan arqonning osilgan qismi ilgarilanma harakat qilgani uchun $V_A = V_1$; ikkinchi tomondan A nuqta qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi 2-shkivga tegishli bo'lgani uchun (1.20) formulaga binoan:

$$V_A = \omega_2 \cdot r_2, \text{ bu tenglikdan: } \omega_2 = \frac{V_A}{r_2} = \frac{20t + 8}{r_2} c^{-1};$$

SD tros ilgarilanma harakat qilgani uchun, unda yotgan S va D nuqtalarning tezliklari teng bo'ladi: $V_C = V_D$.

Ikkinchi tomondan bu nuqtalar, mos ravishda 2 va 3 shkivlarga tegishli bo'lib, ular bilan birga qo'zg'almas o'qlar atrofida aylanganligi uchun

$$V_D = \omega_2 \cdot R_2 \quad V_C = \omega_3 \cdot R_3$$

Demak, $\omega_2 \cdot R_2 = \omega_3 \cdot R_3$ *ёки* $\omega_3 = \frac{R_2}{R_3} \cdot \omega_2$ hosil bo'ladi: bunga R_2, R_3, r_2, qiymat qo'yib 3-shkiv burchak tezligining o'zgarish qonunini aniqlaymiz.

$$\omega_3 = 0{,}08(20t + 8)c^{-1}$$

uchinchi shkiv burchak tezlanishi:

$$\varepsilon_3 = 0{,}08 \cdot 20 = 1{,}6c^{-2}$$

M nuqta tezligini aniqlaymiz. $V_M = \omega_3 \cdot R_3 = 1{,}6 \cdot (20t + 8) \quad \frac{m}{s}$

$t = t_1 = 1$ sekundda $V_M = 1{,}6 \cdot 28 = 44{,}8\frac{m}{s}$

$\bar{V}_M$ vektori 3-shkiv aylanishi yo'nalishiga mos ravishda M nuqta traekoriyasiga o'tkazilgan urinma bo'yicha yo'nalgan.

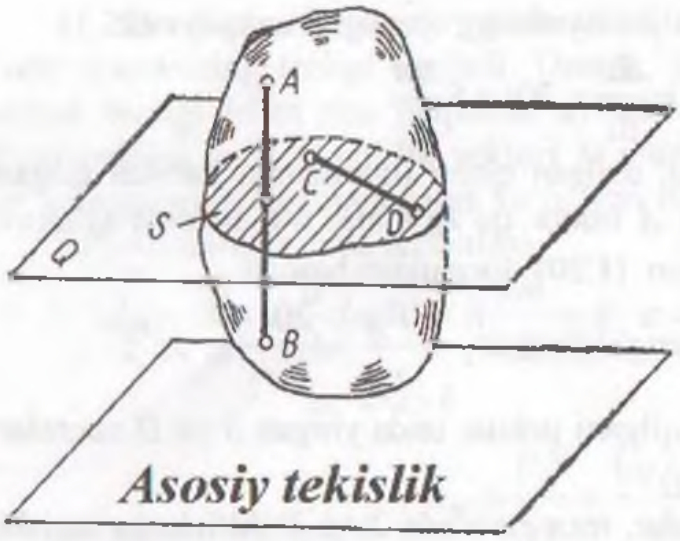
M nuqtaning urinma va normal tezlanishlari (1.21) va (1.22.) formulalarga binoan topiladi:

$$a_M^{\tau} = \varepsilon_3 \cdot R_3 = 1{,}6 \cdot 20 = 0{,}32\frac{m}{s^2}$$

$$a_M^{n} = \omega^2{}_3 \cdot R_3 = (2.24)^2 \cdot 20 = 5{,}02 \cdot 20 = 1\frac{m}{s^2}$$

M nuqtaning $t = t_1 = 1$ sekunddagi to'la tezlanishini aniqlaymiz.

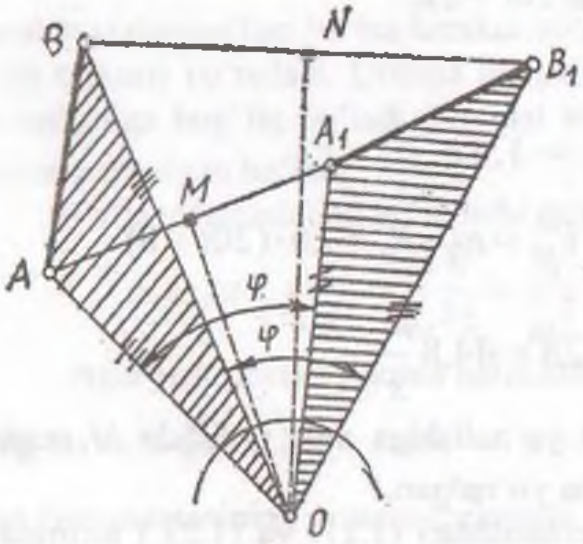
$$a = \sqrt{(a_M^{\tau})^2 + (a_M^{n})^2} = \sqrt{(0{,}32)^2 + 1} = 1{,}05\frac{m}{s^2}$$



1.13-rasm

Tekis parallel harakat to‘g‘risida tushuncha. Qattiq jismning tekis parallel harakati deb, jismning barcha nuqtalari asosiy tekislik deb atalgan biron tekislikka parallel bo‘lgan tekisliklarda siljiydigan harakatlarga aytiladi.

G‘ildirakni yo‘lning to‘g‘ri chiziqli oraliqidagi harakati, krivoship polzunli mexanizm shatunining harakati tekis parallel harakatlarga misol bo‘ladi. Asosiy tekislikka tik bo‘lgan AV chiziq tekis parallel harakatda bo‘lishi uchun, (1.13-rasm) AV chiziq o‘qiga perpendikulyar va asosiy tekislikka parallel joylashgan tekislikdagi SD kesma tekis harakatda bo‘lishi shart. Shunday qilib, jismning tekis parallel harakati to‘g‘risidagi masala to‘g‘ri chiziq kesmasining asosiy tekislikka parallel bo‘lgan tekislikdagi harakati masalasiga keltiriladi.



1.14-rasm

Tezliklarning oniy markazi [12]

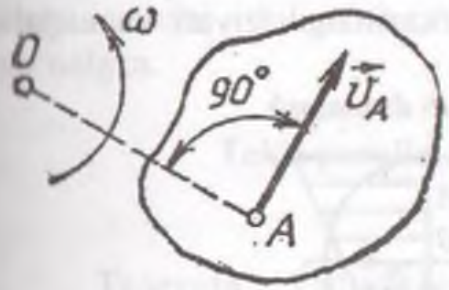
Qattiq jismning har qanday tekis parallel ko‘chishiga uni asosiy tekislikka perpendikulyar bo‘lgan o‘q atrofida bir marta aylantirib erishish mumkin. Jismning tekis parallel harakatini belgilovchi kesma ma’lum vaqt oralig‘ida AV vaziyatdan A^1V^1 vaziyatga ko‘chgan bo‘lsin (1.14-rasm). AOV uchburchakni O nuqta atrofida φ burchakka aylantirib $A^1V^1O^1$ uchburchakni hosil qilish mumkin. O nuqta asosiy tekislikka perpendikulyar bo‘lgan U aylanish o‘qining izidir va u aylanish markazi deyiladi. Shunday qilib jismning tekis parallel harakatini aniqlovchi AV kesma istalgan yangi vaziyatga aylanish o‘qi atrofida bir marta aylantirish yo‘li bilan ko‘chiriladi. Aylanish o‘qi U aylanish oniy o‘qi deyiladi. Aylanish oniy o‘qining shakl tekisligidagi izi tezliklarning oniy markazi deb ataladi. Ayni vaqtda tezliklarning oniy markazi hisoblangan nuqtaning tezligi nolga teng bo‘ladi. Oniy aylanishning burchak tezligi ω oniy burchak tezlik deb ataladi. Qo‘zg‘almas tekislikning vaqtning ayni paytida tekis shakl tezliklarining oniy markaziga to‘g‘ri keladigan nuqtasi oniy aylanish markazi deb ataladi.

Shunday qilib, jismning tekis parallel harakatini oniy aylanish o‘qlari atrofida ketma-ket uzluksiz oniy burishlar yo‘li bilan amalga oshirish mumkin. Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanayotgan qattiq jism nuqtalari tezliklarining taqsimlanish qonunidan foydalanib, tezliklar oniy markazlarining uchta xossasini belgilaymiz: 1) oniy markaz tezligi nolga teng; 2) oniy markaz nuqtadan uning tezligi yo‘nalishiga o‘tkazilgan perpendikulyarda yotadi; 3) nuqta tezligi oniy burchak tezlik bilan nuqtadan tezliklar oniy markazigacha bo‘lgan masofaning ko‘paytmasiga teng, ya’ni

$$v_A = \omega \cdot OA \quad \text{(1.15-rasm)}$$

Jismning tekis parallel harakatini aniqlovchi tekis shakl tezliklari oniy markazining vaziyati aniqlaydigan beshta usul:

Tekis shakl A nuqtasining oniy burchak tezligi ω va tezligi v ma’lum. Bunday holda tezliklarning oniy markazi O tezlik vektori v_A ga A nuqtadan chiqarilgan perpendikulyar ustida $OA = \frac{v_A}{\omega}$ masofada yotadi.



1.15 - rasm

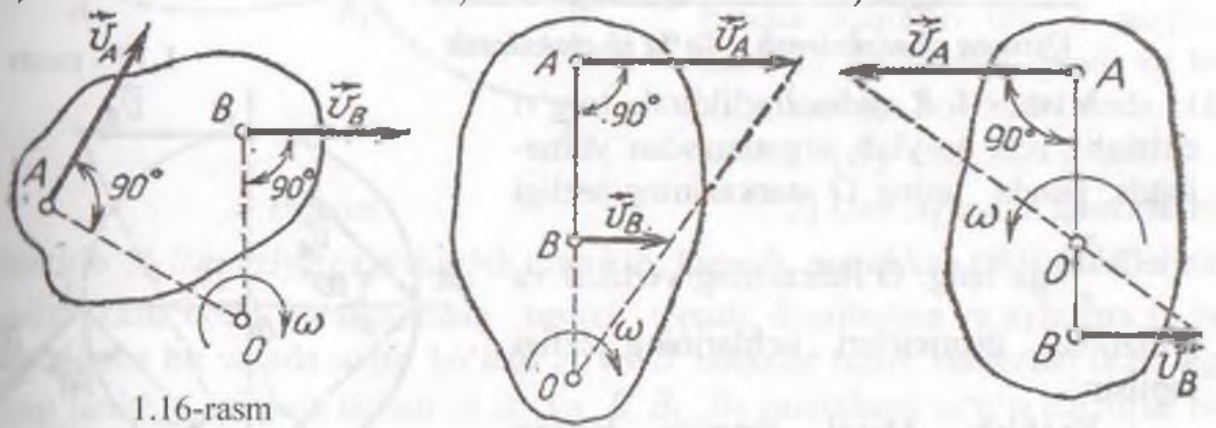
2. Tekis shakl ikkita A va V nuqtalari tezliklarinng yo‘nalishi ma’lum. Bunday holda (1.16-rasm, a), oniy markaz O berilgan A va V nuqtalardan ularning tezliklari yo‘nalishiga chiqarilgan perpendikulyarlar kesishadigan nuqtada yotadi, bunda

$$\frac{v_A}{v_B} = \frac{\omega \cdot OA}{\omega \cdot OB} = \frac{OA}{OB},$$

ya’ni tekis shakl nuqtalarining tezliklari ulardan tezliklar oniy markazigacha bo‘lgan masofalarga to‘g‘ri proporsional.

3. Tekis shaklning ikkita A va V nuqtasining tezligi bir-biriga parallel AV kesmaga perpendikulyar ravishda bir tomonga yo‘nalgan, lekin moduli jihatdan teng emas (1.16–rasm,b). Bunday holda tezliklarning oniy markazi v_A va v_B vektorlarning boshini hamda oxirini tutashtiruvchi to‘g‘ri chiziqlar kesishadigan nuqtada yotadi.

a) b) v)



1.16-rasm

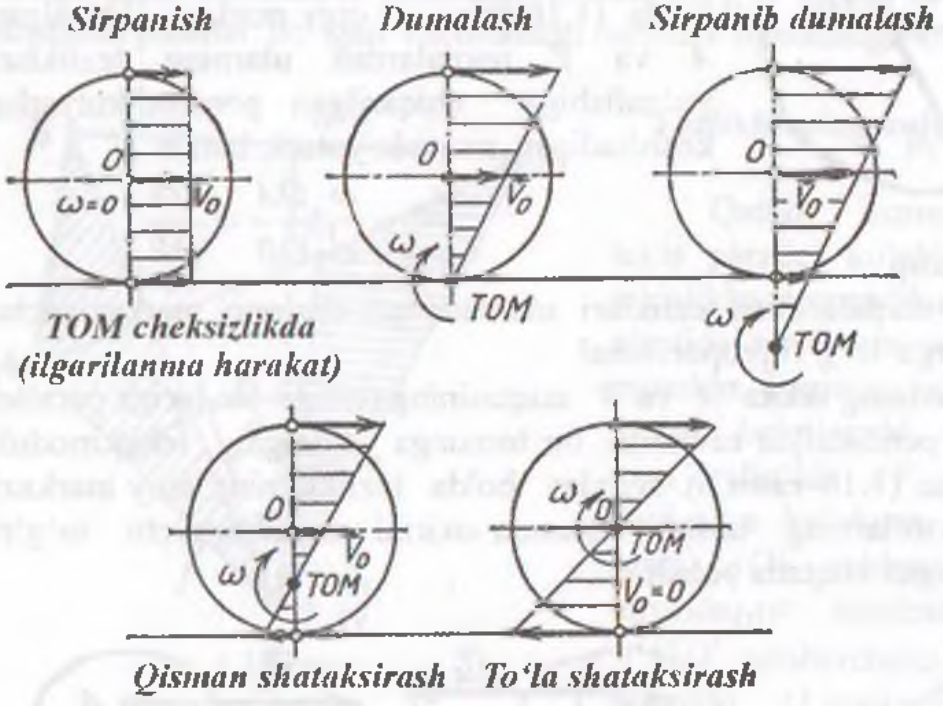
Agar A va V nuqtalar tezligining vektorlari o‘zaro teng bo‘lsa, u holda tezliklarning ayni paytdagi oniy markazi cheksizlikda yotadi, oniy burchak tezligi nolga teng, tekis shakl barcha nuqtalarining tezligi bir xil bo‘lib, harakat oniy ilgarilanma harakat bo‘ladi.

4. Tekis shaklning ikkita A va B nuqtasining tezligi bir-biriga parallel A V kesmaga perpendikulyar ravishda qarama-qarshi tomonga yo‘nalgan (1.16-rasm, b). Bunday holda tezliklarning oniy markazi v_A va v_B vektorlarning oxirini tutashtiruvchi to‘g‘ri chiziq bilan AB kesma kesishadigan nuqtada yotadi.

5. Tekis shakl qo‘zg‘almas egri chiziq bo‘ylab sirpanmasdan yumalaydi.

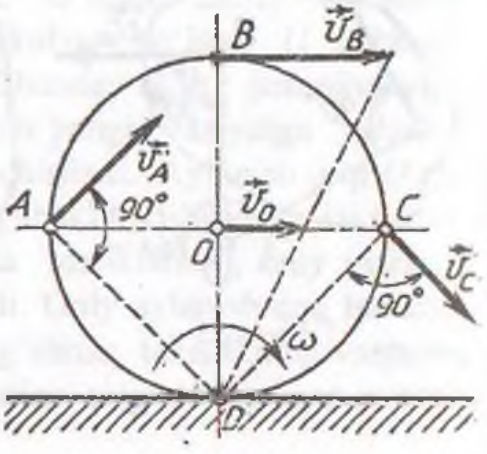
Bunday holda tezliklarning oniy markazi O shaklning egri chiziqqa tegib turgan nuqtasida yotadi, chunki shakl bu nuqtasining tezligi nolga teng. Pirovardida ishqalanish sharoitlari turlicha bo‘lgan g‘ildirakning to‘g‘ri chiziqli relsda dumalashini ko‘rib turibmiz.

1.17-rasmda g‘ildirak sirpanib ishqalanadigan, dumalab ishqalanadigan, sirpanib dumalab ishqalanadigan, qisman va to‘la shataksiragan hollarda vertikal diametr nuqtalarining tezliklari oniy markazining vaziyati va nuqtalar tezligining grafigi ko‘rsatilgan.



1.17 - rasm

Misol - 4. R radiusli g‘ildirak to‘g‘ri chiziqli rels bo‘ylab sirpanmasdan yumaloqda, bunda uning O markazining tezligi $v = 2\frac{M}{s}$ ga teng. G‘ildirakning vertikal va gorizontal diametrlari uchlarining tezligi topilsin.



Yechish. Misol shartiga binoan g‘ildirak sirpanmasdan yumalaydi, shuning uchun g‘ildirakning relsga tegib turgan D

nuqtasining tezligi nolga teng, binobarin, D nuqta g'ildirak tezliklarining oniy markazi bo'ladi. O nuqta tezligidna g'ildirakning burchak tezligini topamiz:

$$\omega = \frac{v_o}{OD} = \frac{v_o}{R}$$

Tezliklar oniy markazining xossalari asosida g'ildirak A, V va S nuqtalari tezliklarining modullarini topamiz.

$$v_A = \omega \cdot AD = \frac{v_O}{R} \cdot R\sqrt{2} = 2\sqrt{2} = 2{,}83\frac{M}{S}$$

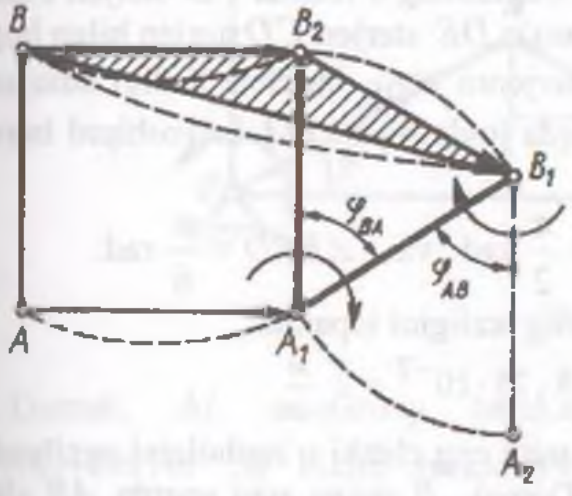
$$v_B = \omega \cdot BD = \frac{v_O}{R} \cdot 2R = 2 \cdot 2 = 4\frac{M}{S}$$

$$v_C = \omega \cdot CD = \frac{v_O}{R} \cdot R\sqrt{2} = 2\sqrt{2} = 2{,}83\frac{M}{S}$$

A, V va S nuqtalar tezliklarining vektorlari bu nuqtalarni tezliklarining oniy markazi bilan tutashtiruvchi to'g'ri chiziqlarga perpendikulyar yo'nalgan.

Tekis parallel harakatni ilgarilanma va aylanma harakatlarga ajratish

Teorema : Qattiq jismni har qanday tekis parallel harakati bitta ilgarilanma va bitta aylanma harakatlardan tashkil topishi mumkin.



1.18-rasm

AV kesma Δt vaqt oralig'ida tekis parallel harakat qilib A_1B_1 vaziyatga ko'chsin (1.18-rasm). Bu ko'chishni ilgarilanma va aylanma harakatlar yig'indisidan tashkil topgan deb qarash mumkin.

1) Faraz qilaylik, kesmani barcha nuqtalari uni A nuqtasi kabi bir xil harakat qiladi va bir xil masofaga ko'chadi. Unda AB kesma A_1B_2 vaziyatga o'tadi.

2) Uni A_1 nuqta atrofida aylantirib A_1B_1 vaziyatga o'tkazish mumkin Demak, murakkab tekis parallel harakat ikkita oddiy harakatlardan tashkil topadi: ilgarilanma va aylanma va bu harakatlar bir vaqtda sodir bo'ladi. A va B nuqtalar tezlik vektorlari orasidagi bog'lanishni aniqlash uchun A, A_1 va B, B_1, B_2 nuqtalarni to'g'ri chiziqlar bilan tutashtiramiz. Natijada B nuqta harakatining vektorlari orasidagi quyidagi

bog'lanishni yozamiz (1.18-rasm): $BB_1 = BB_2 + B_2B_1$. Bu yerda $BB_2 = AA_1$ va $BB_1 = AA_1 + B_2B_1$. Tenglikni barcha hadlarini Δt ga bo'lamiz:

$$\lim_{\Delta t \to 0} \frac{BB_1}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{AA_1}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \to 0} \frac{B_2B_1}{\Delta t} \text{ bu yerdan } \overline{V}_A = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA} \quad (a)$$

Bu yerda:

$\overline{V}_B$ - B nuqta absolyut tezligining vektori;

$\overline{V}_A$ - A nuqta absolyut tezligining vektori;

$\overline{V}_{BA}$ - AB kesmani A nuqtaga nisbatan uning atrofida aylanishida B nuqta tezligining vektori. $\overline{V}_{BA}$ - tezlik vektori AB kesmaga perpendikulyar yo'naladi.

Demak, B nuqta absolyut tezligining vektori A nuqta absolyut tezligining vektori bilan AB kesmani A nuqtaga nisbatan uning atrofida aylanishidagi B nuqta tezligi vektorining yig'indisiga teng.

Aylanish markazni polyus deb qabul qilamiz va (a) – tezlikni vektor tenglamasi quyidagicha yoziladi:

$$\overline{V}_A = \overline{V}_B + \overline{V}_{AB} \quad (b)$$

(a) va (b) tengliklarni o'zaro tenglashtirib $\overline{V}_{BA} = \overline{V}_{AB}$ - ni hosil qilamiz, ya'ni nisbiy tezliklar modul jihatdan o'zaro teng. 1.18-rasmdan $\varphi_{BA} = \varphi_{AB}$, ya'ni AB kesmani nisbiy aylanishi polyusga bog'liq emas. (b) tenglikni vaqt bo'yicha differensiallab $\frac{d\varphi_{BA}}{dt} = \frac{d\varphi_{AB}}{dt}$ yoki $\omega_{BA} = \omega_{AB}$ (v) hosil qilamiz.

Misol-5. Krivoshipli mexanizm shatunning o'rtasida CD sterjen bilan C sharnir vositasida bog'langan (1.19-rasm). DE sterjen CD sterjen bilan bog'liq va E nuqta atrofida aylanadi. DE sterjenni ω_{DE} burchak tezligi aniqlansin. B va E nuqtalar bitta vertikal chiziqda joylashgan. OA krivoshipni burchak tezligi $\omega = 8$ rad/s; $OA = 25$ sm;

$$DE = 100 \text{ } sm; \quad \angle CDE = \frac{\pi}{2} \text{ rad} \quad \text{va} \quad \angle BED = \frac{\pi}{6} \text{ rad}.$$

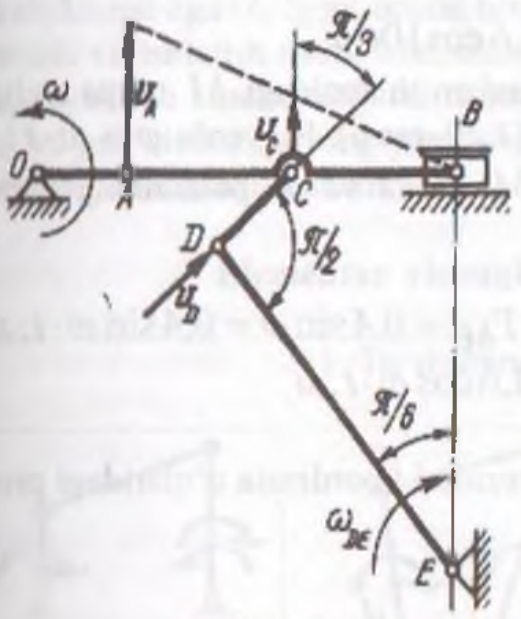
Yechish. Krivoship A nuqtasining tezligini topamiz:

$$\overline{V}_A = \omega \cdot OA = 8 \cdot 25 \cdot 10^{-2} = 2 \ \frac{M}{c}$$

Mexanizmni bu vaziyatida B nuqta eng chetki o'ng holatni egallaydi va bu vaqtda uning tezligi nolga teng. Demak, B nuqta ayni vaqtda AB shatun tezligining oniy markazi. Shatun nuqtalarining tezliklari ularning tezliklar oniy markazi bilan hosil qilgan masofalarini proporsional bo'lganligi uchun $\frac{\overline{V}_C}{\overline{V}_A} = \frac{CB}{AB}$ proporsiyadan $\overline{V}_C = \overline{V}_A \frac{CB}{AB} = 2 \cdot 0{,}5 = 1 \ \frac{M}{s}$.

$\overline{V}_C$ - tezlik vektori AB shatunga perpendikulyar. D nuqta tezligining vektori DE sterjenga perpendikulyar, ya'ni DC sterjen bo'ylab yo'nalgan D nuqta tezligini (a) tenglama asosida yozamiz: $\overline{V}_D = \overline{V}_C + V_{DC}$

V_{DC} nisbiy tezlik vektori DC bo'g'ingi perpendikulyar. Vektor tenglikni DC yo'nalishga proeksiyalab $\bar{V}_D = \bar{V}_C \cdot \cos\frac{\pi}{3} = 1 \cdot 0{,}5 = 0{,}5\ \frac{м}{s}$ hosil qilamiz.



1.19-rasm

D nuqta tezligini DE sterjenning burchak tezligi orqali ifodalaymiz $\bar{V}_D = \omega_{DE} \cdot DE$, unda

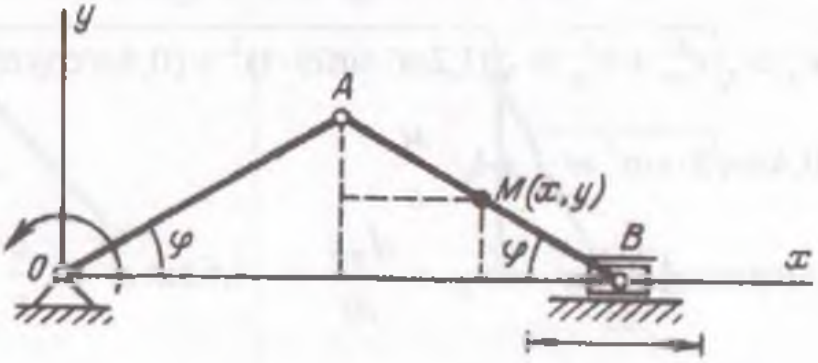
$$\omega_{DE} = \frac{\bar{V}_D}{DE} = 0{,}5\frac{rad}{s}$$

Misol-6. Krivoship OA qo'zg'almas o'q atrofida $\varphi = 10t$ burchakga ayla-nadi. $OA = AB = 0{,}8м$. (1.20-rasm). Agar boshlang'ich vaziyatda polzun chetki nuqtada bo'lsa shatundagi M nuqta va polzundagi B nuqta harakatining va traektoriyasining tenglamasi tuzilsin.

Yechish: φ burchakga bog'liq ravishda M nuqta koordinatalarini topamiz:

$$X_M = OA\cos\varphi + AM\cos\varphi = 0{,}8\cos\varphi + 0{,}4\cos\varphi = 1{,}2\cos\varphi$$

$$Y_M = MB\sin\varphi = 0{,}4\sin\varphi$$



1.20-rasm

Demak, M nuqtaning harakat tenglamasi $X_M = 1{,}2\cos 10t$ $Y_M = 0{,}4\sin 10t$ M nuqta traektoriya tenglamasini tuzish uchun harakat tenglamasidan vaqtni chiqaramiz. Harakat tenglamalarini o'zgartirib, kvadratga ko'taramiz: $\frac{X_M^2}{(1{,}2)^2} = \cos^2 10t$ va $\frac{Y_M^2}{(1{,}4)^2} = \sin^2 10t$

Hosil bo'lgan tengliklarni chap va o'ng qismlarini qo'shsak M nuqtaning traektoriya tenglamasi hosil bo'ladi. $\frac{X_M^2}{(1{,}2)^2} + \frac{Y_M^2}{(1{,}4)^2} = 1$

M nuqta uzunligi 1,2 va 0,4 m bo'lgan yarim o'qli ellips bo'ylab harakat qiladi. Polzun- B- gorizontal X uqi bo'ylab harakat qilganligi uchun, $Y_B = 0$. Unda polzunning harakat tenglamasi.

$$X_B = OA\cos\varphi + AB\cos\varphi = 0{,}8\cos\varphi + 0{,}8\sin\varphi = 1{,}6\cos\varphi$$

va $$X_B = 1{,}6\cos 10t \ m$$

Misol-7. Krivoship – polzunli mexanizm shatunidagi M nuqta tezligini moduli va B nuqtaning tezligini aniqlang (1.20- rasm). Bu yerda $\varphi = \omega \cdot t$

Yechish. Misolni yechish uchun M nuqta va B polzunning harakat tenglamalaridan foydalanamiz:

$$X_M = 1{,}2\cos\varphi = 1{,}2\cos\omega \cdot t, м \qquad Y_M = 0{,}4\sin\varphi = 0{,}4\sin\omega \cdot t, м$$

$$X_B = 1{,}6\cos\varphi = 1{,}6\cos\omega \cdot t, м$$

M nuqta tezligini aniqlash uchun tezlikni koordinata o'qlaridagi proeksiyalaridan foydalanamiz:

$$v_{Mx} = \frac{d_{xM}}{dt} = -1{,}2\omega\sin\omega \cdot t \qquad v_{My} = \frac{d_{yM}}{dt} = 0{,}4\omega\cos\omega \cdot t$$

M nuqta tezligining modulini topamiz:

$$v_M = \sqrt{v_{Mx}^2 + v_{My}^2} = \sqrt{(1{,}2\omega \cdot \sin\omega \cdot t)^2 + (0{,}4\omega\cos\omega \cdot t)^2} =$$

$$0{,}4\omega\sqrt{8 \cdot \sin^2\omega \cdot t} + 1, \ \frac{м}{s}$$

B nuqtaning tezligi $$v_B = \frac{d_{xb}}{dt} = -1{,}6\sin\omega \cdot t \ \frac{м}{s}$$

Nazorat savollari.

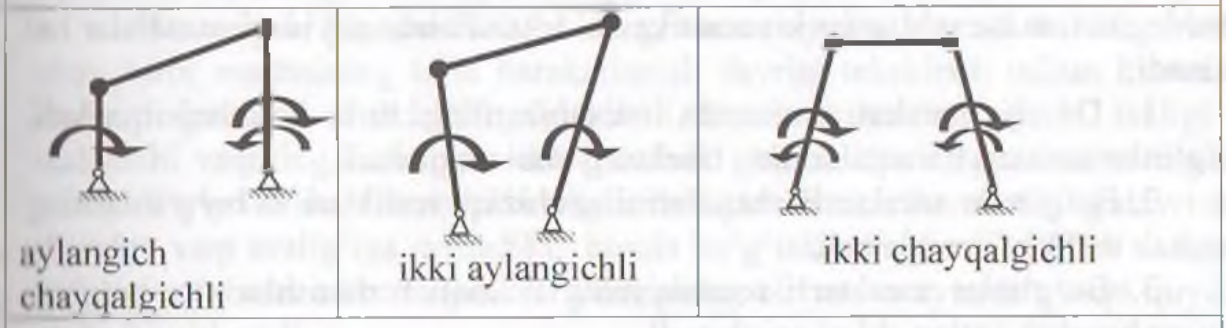
1. Jism ilgarilanma harakatini ta'riflang?
2. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakatini tushuntiring?
3. Jismning burchak tezlik va burchak tezlanish formulalarini yozing?
4. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi qattiq jism nuqtasining tezligi va tezlanishini tushuntiring?
5. Jismning ilgarilanma harakatini ikki xil harakatga ajratishni tushuntiring?

1.2.3. Richagli mexanizmlar kinematikasi

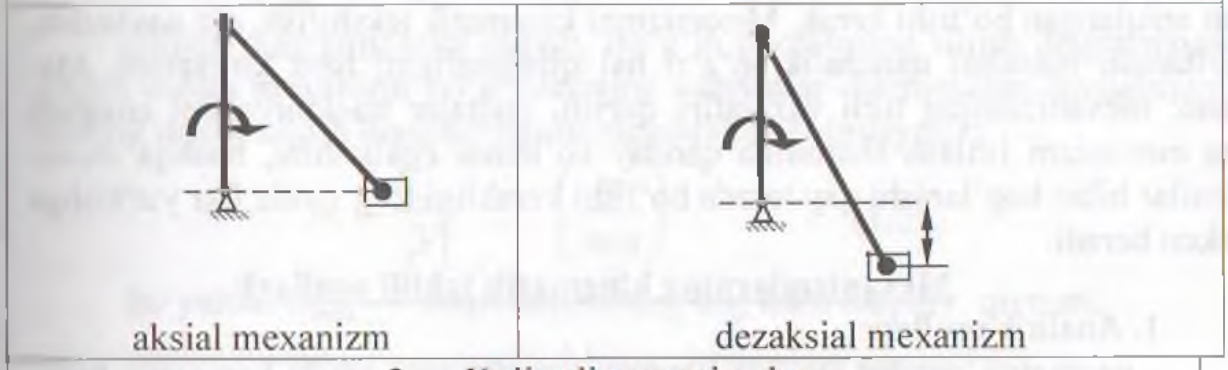
Richagli mexanizmlar bir-biri bilan Y sinf quyi kinematik juftlar bilan bog'langan richaglardan yoki sterjenlardan iborat. Richagli mexanizmlar qator afzalliklarga ega bo'lgani uchun texnikada keng qo'llaniladi, chunki ularni tayyorlash va ishlatish oson, ishonchiligi yo'qori va katta kuchlarni uzatish mumkin. Aylanma kinematik juftli richagli mexanizmlarda ishqalanishining kichikligi va juft elementlarning yeyilishga chidamliligi yo'qori bo'lgani uchun foydali ish koeffitsienti kattadir.

Elementar richagli mexanizmlarning turlari.

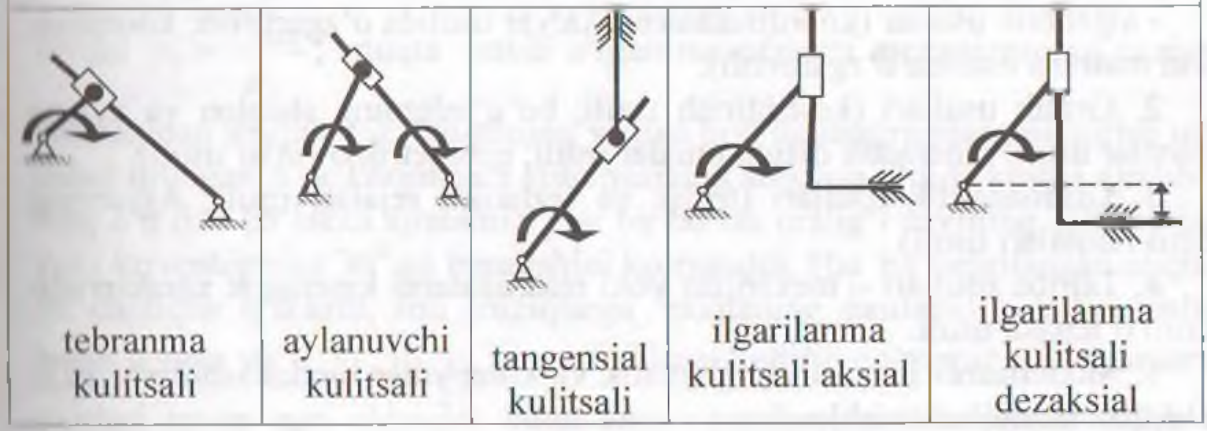
1. To'rt sharnirli mexanizmlar.



2. Aylangich-sudralgichli mexanizmlar.



2. Kulitsali mexanizmlar.



Richagli mexanizm bo‘g‘inlaridan talab qilingan harakat qonunlarini, ayniqsa, to‘xtab harakat qilishni doimo amalga oshirib bo‘lmaydi.

Richagli mexanizmlar Assur klassifikatsiyasiga asosan sinflar va tartiblarga bo‘linadi. Mexanizmlarning kinematik tahlili harakatning bitta kinematik sikli uchun bajariladi, ya’ni shunday davr uchunki, uning tugashi bilan harakatning kinematik xarakteristikalari yana takrorlanishi kerak. Har qanday mexanizmlarning kinematik tahlili bo‘lish tartibiga mos holda bajariladi. Dastlab boshlang‘ich bo‘g‘inni, so‘ngra Assur guruhlarining ketma-ket 1-sinf 1-tartibli birlamchi mexanizmga qo‘shilishi tartibida nuqtalarining va bo‘g‘inlarining kinematik xarakteristikalari aniqlanadi.

Mexanizmning asosiy vazifasi uning kinematik xususiyatlari bilan tavsiflanuvchi zarur harakatlarni bajarishdan iborat. Bu xususiyatlarga mexanizm nuqtalarining traektoriyalari, nuqtalari va bo‘g‘inlarining koordinatalari hamda uning umumlashgan koordinatalari, harakatlari, tezlik va tezlanishlari kiradi. Shuning uchun mexanizmlar kinematikasini tekshirishda quyidagi masalalar hal qilinadi:

1. Davriy harakat davomida mexanizmning turli holatlari quriladi, bo‘g‘inlar xarakterli nuqtalarining traektoriyalari aniqlanadi.

2. Bo‘g‘inlar xarakterli nuqtalarining chiziqli tezliklari va bo‘g‘inlarning burchak tezliklari aniqlanadi.

3. Bo‘g‘inlar xarakterli nuqtalarining chiziqli tezlanishlari va bo‘g‘inlarning burchak tezlanishlari aniqlanadi.

Mexanizm harakatini kinematik tekshirish uchun mexanizm bo‘g‘inlarining hakikiy o‘lchamlari va yetaklovchi bo‘g‘inlarning harakat qonunlari oldindan aniqlangan bo‘lishi kerak. Mexanizmni kinematik tekshirish, o‘z navbatida, loyihalash masalasi qanchalik to‘g‘ri hal qilinganligini ham ko‘rsatadi. Masalan: mexanizmning turli vaziyatini qurish, nuqtalar traektoriyasini aniqlash shu mexanizm ishlash sharoitida qanday ko‘lamni egallashini, boshqa mexanizmlar bilan bog‘lanishi qay tarzda bo‘lishi kerakligi to‘g‘risida fikr yuritishga imkon beradi.

Mexanizmlarning kinematik tahlili usullari:

1. Analitik usullari:

- geometrik usullar (vektor konturlari usuli; vint usuli; kompleks funksiyalar va boshqalar);
- algebraik usullar (koordinatalarni skalyar usulida o‘zgartirish; koordinatalarni matritsa usulida o‘zgartirish).

2. Grafik usullari (kesishtirish usuli; bo‘g‘inlarning shablon va aylana shablonlar usuli; kinematik diagrammalar usuli; geometrik o‘rinlar usuli).

3. Grafoanalitik usullari (tezlik va tezlanish rejalari usuli; Assurning maxsus nuqtalari usuli).

4. Tajriba usullari – mexanizm yoki mashinalarni kinematik xarakteristikalarini o‘lchash usuli.

5. Modellashtirish usuli (matematik va kompyuter modellashtirish; fizik va elektron modellashtirish).

Mexanizmning kinematik sxemasini chizish. Mexanizm bo‘g‘inlarining vaziyatini chizish uchun uzunlik masshtabidan foydalanib, bo‘g‘inlarning chizmadagi uzunliklari aniqlanadi. Mexanizm va mashinalar nazariyasida berilgan o‘lchamlarning qiymatlari 1 *мм*. kesma qanchaga tengligi bilan ifodalanadi. Uzunlik masshtabi koeffitsienti quyidagi nisbatga ko‘ra olinadi.

$$\mu_\ell = \frac{\ell}{(\ell)} = \frac{haqiqiy\ o'lcham}{chizmadagi\ uzunlik} \quad \left(\frac{m}{mm}\right)$$

Bo‘g‘in nuqtalarining traektoriyasini chizishda har bir nuqtaning chizig‘ini oldindan bilish kerak. Masalan, bir bo‘g‘in qo‘zg‘almas ustun atrofida aylanma harakat qilsa, uning istalgan nuqtasi ma’lum yoy yoki aylana traektoriya chizadi. Agar bo‘g‘in qo‘zg‘almas yo‘naltiruvchi bo‘ylab harakatlansa, uning traektoriyasi to‘g‘ri chiziqdan iborat bo‘ladi.

Mexanizm kinematikasini diagrammaviy usulda tekshirish. Mexanizm biror nuqtasining to‘la harakatlanish davrini tekshirish uchun kinematikaviy diagramma usulidan foydalaniladi. Bunda nuqtaning siljishi, tezligi va tezlanishi vaqtning funksiyasi deb qaraladi. Mexanizm diagrammalar usulida uning davriy harakati davomida tekshiriladi. Mexanizm harakatining davri deb shunday vaqt oralig‘iga aytiladiki, bunda bo‘g‘inlarning boshlang‘ich vaziyati, tezligi, tezlanishi takrorlanadi. Krivoshipning bir marta aylanish vaqti quyidagicha hisoblanadi.

$$T = \frac{60}{n} \text{ sek} \quad \text{bu yerda: } n \text{ - bo‘g‘inning aylanishlar soni}$$

Siljish diagrammasini qurish. Bo‘g‘in nuqtasining siljish diagrammasini qurish uchun mexanizm bo‘g‘inlarining vaziyatlar chizmasidan foydalanamiz. Buning uchun siljish diagrammasini masshtabini belgilaymiz:

$$\mu_s = \frac{S_{\max}}{|y|} \quad \left(\frac{m}{mm}\right) \qquad (1.25)$$

bu yerda: $S_{\max}$ – nuqta siljishining eng katta haqiqiy qiymati;

$|y|$ – nuqta siljishining chizmadagi qiymati

Belgilangan masshtab asosida krivoshipning har bir vaziyatiga to‘g‘ri keluvchi $y_1 = \frac{y_{\max}}{\mu_S}$; nuqta bosib o‘tgan masofalarni mexanizmning vaziyatlar sxemasidan aniqlaymiz. Nuqtaning vaqtga bog‘liq diagrammasini qurish uchun qabul qilingan $s-t$ koordinata sistemasining abscissa o‘qida kesma ajratib, uni teng o‘n ikki bo‘lakka ajratamiz. Har bir bo‘lak oralig‘i davrning 1/12 bo‘lagini yoki krivoshipning 30^0 ga buralishini ko‘rsatatdi. Har bir belgilangan nuqtadan tik chiziqlar o‘tkazib, shu chiziqlarga nuqtaning dastlabki holatiga nisbatan bosib o‘tgan yo‘li $y_1, y_2, y_3, \ldots$ masofalarni keltirib qo‘yamiz. O‘lchamlarning oxirlari ravon egri chiziqlar bilan lekalo yordamida tutashtirilib siljish diagrammasi hosil bo‘ladi.

Siljish diagrammasini differensiallab, **tezlik diagrammasi**ni quyidagi tartibda chizamiz.

1. Siljish grafigida 0-1, 1-2, 2-3, ... vatar chiziqlar o'tkazamiz.
2. $V-t$ koordinatalar boshining chap tomonida π nuqtani belgilaymiz.
3. π nuqtadan ordinatalar o'qi bilan kesishguncha 0-1, 1-2, 2-2,.... vatar chiziqlarga parallel chiziqlar o'tkazamiz.
4. Ordinatalar o'qidagi kesishuv nuqtasidan abssissalar o'qiga parallel qilib 0-1, 1-2, 2-3,...oraliqlarning o'rtasigacha gorizontal chiziqlar o'tkazamiz.
5. Belgilangan 1 ,2 ,3 ,...nuqtalarni birlashtirib, tezlik grafigining egri chizig'ini hosil qilamiz.

6. Grafikning tezlik masshtabi $\mu_V = \dfrac{\mu_S}{H \cdot \mu_t}$ $\dfrac{m/s}{mm}$ (1.26)

bu yerda $\mu_t = \dfrac{T}{|\ell|}$ - vaqt masshtabi. $\ell = mm$ koordinata o'qidagi masofa.

Tezlanish grafigini chizish uchun Tezlik grafigini yo'qoridagi tartibda differensiallash kifoya. Tezlanish grafigining masshtabi:

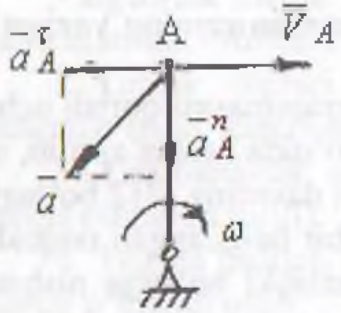
$$\mu_a = \frac{\mu_V}{\pi \cdot \mu_t} \quad \frac{m/s^2}{mm} \qquad (1.27)$$

Qutb oralig'i qancha katta bo'lsa, tezlanish grafigining ordinatasi shuncha oshadi. Shuning uchun grafikning eng tik bo'lgan vatar chizig'iga parallel chiziq o'tkazib, grafikning maksimal ordinatasini belgilaymiz va qutb oralig'i $\pi_1 O$ ni tanlaymiz.

Mexanizm kinematikasini tezlik va tezlanish planlari yordamida tekshirish. Mexanizm kinematikasini tekshirishda quyidagi hollarga e'tibor beramiz:

1. Harakatdagi nuqtaning qo'zg'almas bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi va tezlanishi absolyut va harakatdagi nuqtaga nisbatan esa nisbiy deyiladi.

2. Ilgarilanma harakatlanuvchi bo'g'indagi nuqtalar tezliklarining yo'nalishlari o'zaro parallel bo'lib, qiymatlari bir xil bo'ladi. Bu hol tezlanishga ham taalluqli.



1.21-rasm

3. Qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qiluvchi bo'g'inga tegishli A nuqtaning absolyut tezligi shu nuqtani aylanish o'qi bilan tutashtiruvchi to'g'ri chiziqqa tik yo'nalgan bo'ladi $V_A = \omega \cdot \ell_{OA}$, $\frac{M}{c}$

ω - bo'g'inning burchak tezligi;

ℓ_{OA} - krivoshipning A nuqtasidan aylanish

markazigacha bo'lgan masofa. A nuqtaning tezlanishi esa normal va tangensial tashkil etuvchilardan iborat; $a_A = a_A^n + a_A^\tau$. Bo'g'inga tegishli nuqtaning normal tezlanishi aylanish markaziga yo'nalgan u quyidagicha aniqlanadi:

$$a_A^n = \omega^2 \cdot \ell_{OA} = \frac{V_A^2}{\ell_{OA}}, \quad \frac{m}{s^2}$$

Bo'g'inga tegishli A nuqtaning tangensial tezlanishi esa burchak tezlanish (ε) yo'nalishi tomonga, shu nuqtani aylanish o'qi bilan tutashtiruvchi to'g'ri chiziqqa tik yo'naladi: $a_A^\tau = \varepsilon \cdot \ell_{OA}, \quad \frac{m}{s^2}$.

Tezlanishning absolyut qiymati: $a_A = \ell_{OA}\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \quad \frac{m}{s^2}$

4. Bo'g'inga tegishli biror A nuqtaning absolyut tezligi yoki tezlanishining vektorlari qiymat va yo'nalishlari bo'yicha ma'lum bo'lsa, B nuqtaning absolyut tezligi va tezlanishi vektorlari quyidagi vektor tenglamalardan foydalanib qutbiy tezlik va qutbiy tezlanish planlarini qurish yo'li bilan aniqlanadi.

$$\begin{cases} \overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}} \\ \overline{V_B} = \overline{V_{02}} + \overline{V_{B02}} \end{cases} \quad (1.28) \qquad \begin{cases} \overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^n \\ \overline{a_B} = \overline{a_{0,}} + \overline{a_{BO,}} \end{cases} \quad (1.29)$$

Bu yerda:

V_{BA} – mexanizm B nuqtasining A nuqtaga nisbatan tezligi, uning yo'nalishi AB bug'inga tik joylashadi;

V_{o2} – qo'zg'almas O_2 nuqtaning tezlik vektori, uning qiymati nolga teng;

V_{BO2} – mexanizm B nuqtasini qo'zg'almas O_2 nuqtaga nisbiy tezlik vektori, uning yo'nalishi O_2B bug'inga tik joylashadi;

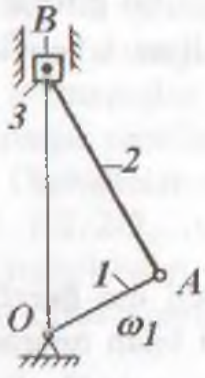
$a_{BA}^n \quad a_{BA}^\tau$ – mexanizm B nuqtasini A nuqtaga nisbatan, tegishlicha normal va urinma tezlanishlari

$\overline{a}_{02}$ – qo'zg'almas O_2 nuqtaning tezalanish vektori, uning qiymati nolga teng

$\overline{a}_{B02}$ – mexanizm B nuqtasining qo'zg'almas O_2 nuqtaga nisbatan tezlanishi

Misol -1. Krivoship-polzunli mexanizmni kinematik tekshirish. (1.22-rasm)

$n_1 = 150 \frac{ayl}{\min}$ $\ell_{OA} = 0{,}1\ m$ $\ell_{AB} = 0{,}3\ m$



1.22-rasm.

Mexanizmni strukturaviy analiz qilish:

Mexanizmni harakatchanlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4,$$

bu yerda: n - qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni;

P_5 - V sinf quyi kinematik juftlar soni;

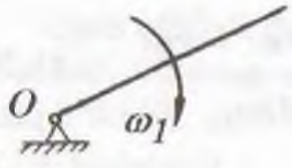
P_4 - IV sinf oliy kinematik juftlar soni

Mexanizmni Assur guruhlariga (1.23-rasm, b) va 1-sinfga kiradigan yetakchi bo'g'inga ajratamiz. (1.23-rasm, a)

a)



b)



1.23-rasm.

Harakatchanlik darajasi nolga teng bo'lgan strukturaviy guruh yoki kinematik zanjir Assur guruhi deb aytiladi. Unga 3-ta kinematik juftdan va ikkita bo'g'indan tashkil topgan oddiy strukturaviy guruh (II sinf) kiradi.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

Yetakchi bugin I sinfga kiradi va harakatchanlik darajasi (1.23-rasm, b)

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$$

Mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha yoziladi

$$I(0;1) \rightarrow II(2,3).$$

Krivoship polzunli mexanimzning tezlik va tezlanish grafiklarini qurish usuli yordamida kinematikaviy tekshirish uchun uzunlik masshtabini tanlab mexanizm kinematik sxemasi va 12 vaziyatini quramiz (1.24-rasm). Chizmaning uzunlik masshtabi quyidagicha aniqlanadi. $\mu_\ell = \frac{\ell_{OA}}{OA}, \quad \frac{m}{mm}$

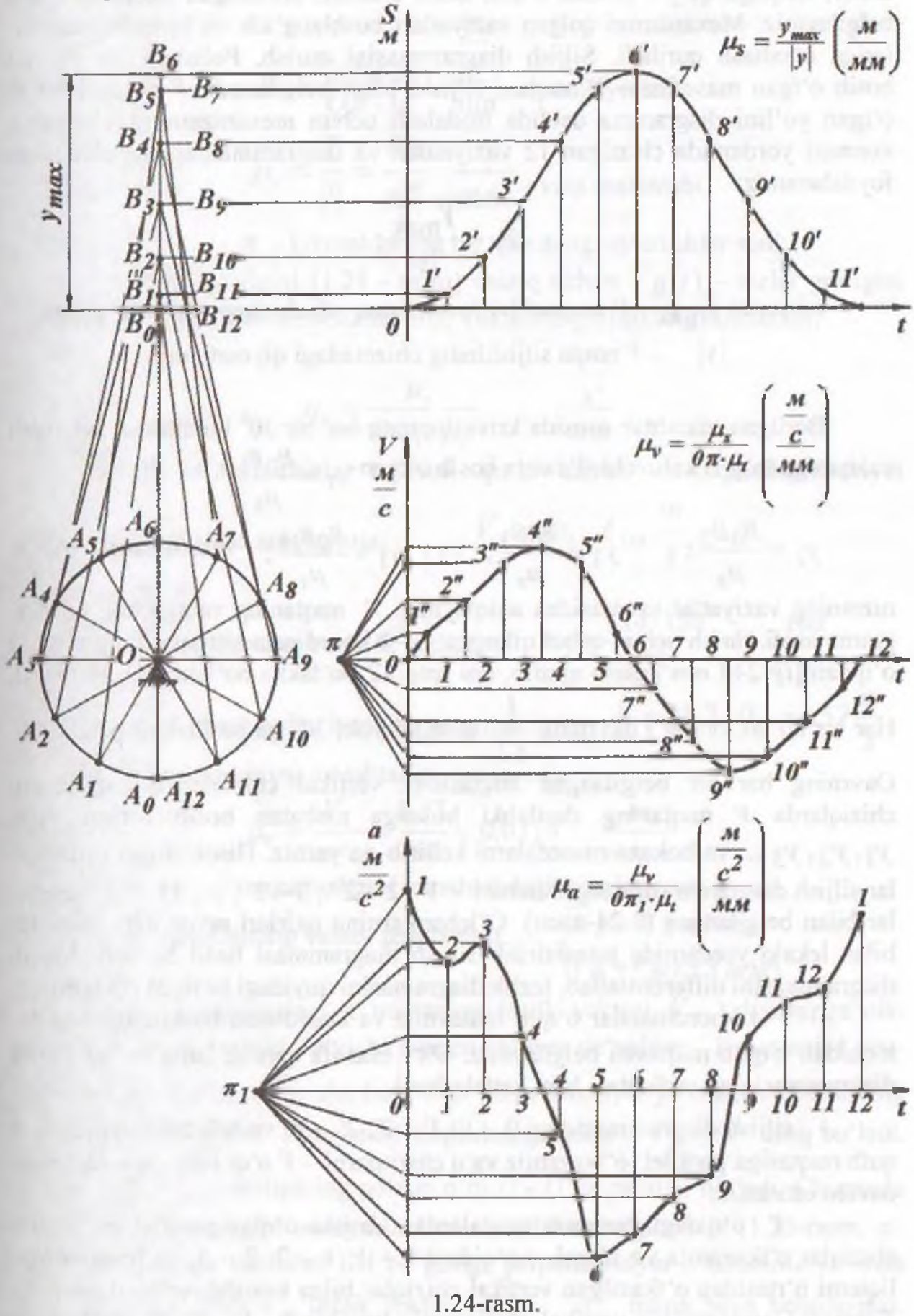
bu yerda: ℓ_{OA} - krivashipni berilgan uzunligi, OA - chizmadagi uzunlik.

Mexanizm bug'inlarining chizmadagi uzunliklarini aniqlaymiz:

$$\mu_\ell = \frac{0{,}1}{25} = 0{,}004 \frac{m}{mm} \qquad AB = \frac{\ell_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}3}{0{,}004} = 75\ mm$$

Topilgan bo'g'inlarning uzunligi bilan mexanizmning 12 vaziyatini qurish uchun polzun harakatining yo'nalishini belgilaymiz va mexanizmning boshlang'ich vaziyatini quramiz. Buning uchun O nuqtadan $OA = R_1$ radiusi bilan aylana chizamiz va aylanani pastki tomonida A_o nuqtani belgilaymiz. $OA + AV = R_2$ radius bilan A_o nuqtadan polzun o'qini kesib o'tamiz. Kesishgan nuqtani V_o deb belgilaymiz. A_o nuqtadan boshlab, burchak tezlikning yo'nalishi

bo‘yicha aylanani 12-ta teng bo‘lakka bo‘lib chiqamiz va $A_1, A_2, A_3 \ldots A_{12}$ nuqtalarni topamiz.



1.24-rasm.

Birinchi vaziyatni qurish uchun A_oB_o masofani o'lchab sirkulni uchinchi A_1 nuqtaga qo'yib polzun o'qini kesib o'tamiz. Kesishgan nuqtani V_1 deb belgilaymiz. Mexanizmni qolgan vaziyatlari boshlang'ich va birinchi vaziyatlariga o'xshash quriladi. Siljish diagrammasini qurish. Polzunni bir davrda bosib o'tgan masofasi – V nuqtani siljishi bilan belgilanadi. V nuqtani bosib o'tgan yo'lini diagramma usulida ifodalash uchun mexanizmning kinematik sxemasi yordamida chizilgan 12 vaziyatdan va diagrammaning masshtabidan foydalanamiz:

$$\mu_S = \frac{Y_{\max}}{|y|};$$

bu yerda $Y_{\max}$ - V nuqtani bir tomonlama siljishining eng katta qiymati,

$|y|$ - V nuqta siljishining chizmadagi qiymati, *mm*.

Berilgan masshtab asosida krivashipning har bir 30^0 burchakka aylangan vaziyatiga to'g'ri keluvchi V nuqta bosib o'tgan $y_1 = \frac{B_0B_1}{\mu_S}$;

$y_2 = \frac{B_0B_2}{\mu_S}$; $y_3 = \frac{B_0B_3}{\mu_S}$; $\cdots y_{11} = \frac{B_0B_{11}}{\mu_S}$; masofalarni mexanizmning vaziyatlar sxemasidan aniqlaymiz. V nuqtaning vaqtga bog'liq diagrammasini qurish uchun qabul qilingan $S - t$ koordinata sistemasining absissa o'qidan $[t]$=240 *mm* kesma ajratib, uni teng 12 bo'lakka bo'lamiz (1.24-rasm). Har bir bo'lak oralig'i davrning $\frac{1}{12}$ qismini yoki 30^0 ga burilishini belgilaydi. Davrning har bir belgilangan nuqtasidan vertikal chiziqlar o'tkazib, shu chiziqlarda V nuqtaning dastlabki holatiga nisbatan bosib o'tgan yo'li $y_1, y_2, y_3 \ldots$ va hokazo masofalarni keltirib qo'yamiz. Hisoblangan ordinatalar siljish diagrammasida tegishlicha 1 – 1' ; 2 – 2 ' ; 3 – 3' ; ..., 11 – 11' kesmalar bilan belgilangan (1.24-rasm). O'lchamlarning oxirlari ravon egri chiziqlar bilan lekalo yordamida tutashtirilib siljish diagrammasi hosil bo'ladi. Siljish diagrammasini differensiallab, tezlik diagramasini quyidagi tartibda chizamiz:

- $V - t$ koordinatalar o'qini tanlaymiz va koordinata boshining chap tomonidan π qutb nuqtasini belgilaymiz. $O\pi$ - masofa qancha katta bo'lsa, tezlik diagrammasining ordinatasi ham kattalashadi.

- siljish diagrammasidagi 0 – 1'; 1' – 2'; 2' – 3' va hokazo chiziqlarni π qutb nuqtasiga parallel o'tkazamiz va u chiziqlarni – V o'qi bilan kesishguncha davom ettiramiz.

- V o'qidagi kesishuv nuqtalardan absissa o'qiga parallel gorizontal chiziqlar o'tkazamiz va ularni t o'qidagi 0 – 1; 1 – 2; 2 – 3; va hokazo oraliqlarni o'rtasidan o'tkazilgan vertikal chiziqlar bilan kesishguncha davom ettiramiz. Gorizontal va vertikal chiziqlarni tutashtirib 1"; 2"; 3"; va hokazo nuqtalarni hosil qilamiz. Belgilangan 1"; 2"; 3"; va hokazo nuqtalarni bir-

lashtirib, tezlik grafigini hosil qilamiz (1.24-rasm). Tezlik diagrammasining masshtabini

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{O\pi \cdot \mu_t} \quad \frac{\frac{\text{m}}{\text{s}}}{\text{mm}}$$ tanlaymiz.

bu yerda: $\mu_t = \frac{T}{|l|} = \frac{60}{n|l|} \quad \frac{s}{\text{mm}}$ - vaqt masshtabi.

n - krivoshipning bir minutdagi aylanishlar soni;

Tezlanish grafigini (1.24 - rasm) chiziq uchun $\overline{V}_B(t)$ - tezlik grafigini yo'qoridagi tartibda differensiallaymiz. Tezlanish grafigining masshtabi:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{O_1\pi_1 \cdot \mu_t} \quad \frac{\frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{\text{mm}}$$

Tezlik va tezlanishlar rejasini qurish uchun A nuqtaning absolyut tezligini quyidagicha aniqlaymiz: $V_A = \omega_1 \cdot \ell_{OA} \frac{m}{s}$

Bu yerda:

ω_1 – krivoshipning burchak tezligi, $\omega_1 = \frac{3{,}14 \cdot 150}{30} = 15{,}7 \frac{rad}{s}$

ℓ_{OA} - krivoshipning berilgan uzunligi, m $V = 15{,}7 \cdot 0{,}1 = 1{,}57 \frac{m}{s}$

Tezliklar rejasining masshtabini tanlaymiz

$$\mu_V = \frac{V_A}{\pi \cdot a} = \frac{1{,}57}{50} = 0{,}0314 \quad \frac{m}{s \cdot mm}$$

bu yerda: $\pi \cdot a$ -A nuqta tezligini masshtabdagi uzunligi, mm

B nuqta tezligining vektor tenglamasi: $\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA} \\ V_B = V_{BO} + V_{BOB3} \end{cases}$

Vektor tenglamadagi A nuqtaning tezlik vektori $\overline{V}_A$ krivoshipga nisbatan ω_1 –ni yo'nalishi bo'yicha perpendikulyar yo'nalgan. V nuqtani A nuqtaga nisbatan tezligi V_{BA} shu bo'g'inga perpendikulyar yo'nalgan. Polzunning yo'naltiruvchisi, ya'ni V_o tayanch nuqtasining tezligi $V_{Bo} = 0$ teng bo'ladi. Polzunning V_{BoB3} tezligining polzun o'qi U - U ga parallel bo'ladi. Chizmada ixtiyoriy qutb nuqtasini tanlaymiz. Uni «π» bilan belgilaymiz (1.25-rasm, *a)*. Qutbdan V_1 tezlik vektorini OA bo'g'inga perpendikulyar o'tkazamiz va unda $\pi \cdot a$ masofa bilan V_A tezlik vektor oxirini "a" nuqta bilan belgilaymiz. "a" nuqtadan AV bo'g'inga perpendikulyar tekislikda $\overline{V}_{BA}$ tezlik vektorini

o'tkazamiz. Qutbdan $U-U$ o'qiga parallel o'tkazilgan chiziq $\bar{V}_{BA}$ tezlik chiziqi bilan kesishadi. Kesishgan nuqtani "b" deb belgilaymiz.

Tezlanish rejasini qurish uchun A nuqtani absolyut tezlanishini topamiz:

$$a_A = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = 15{,}7^2 \cdot 0{,}1 = 24{,}649 \frac{M}{s^2}$$

Tezlanish rejasining masshtabi

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi_1 a_1} = \frac{24{,}649}{50} = 0{,}493, \qquad \frac{m}{s^2 \cdot mm},$$

Bu yerda. $\pi_1 a_1$ - A nuqta absolyut tezlanishi masshtabdagi qiymati, mm.

V nuqta tezlanishining vektor tenglamasi:

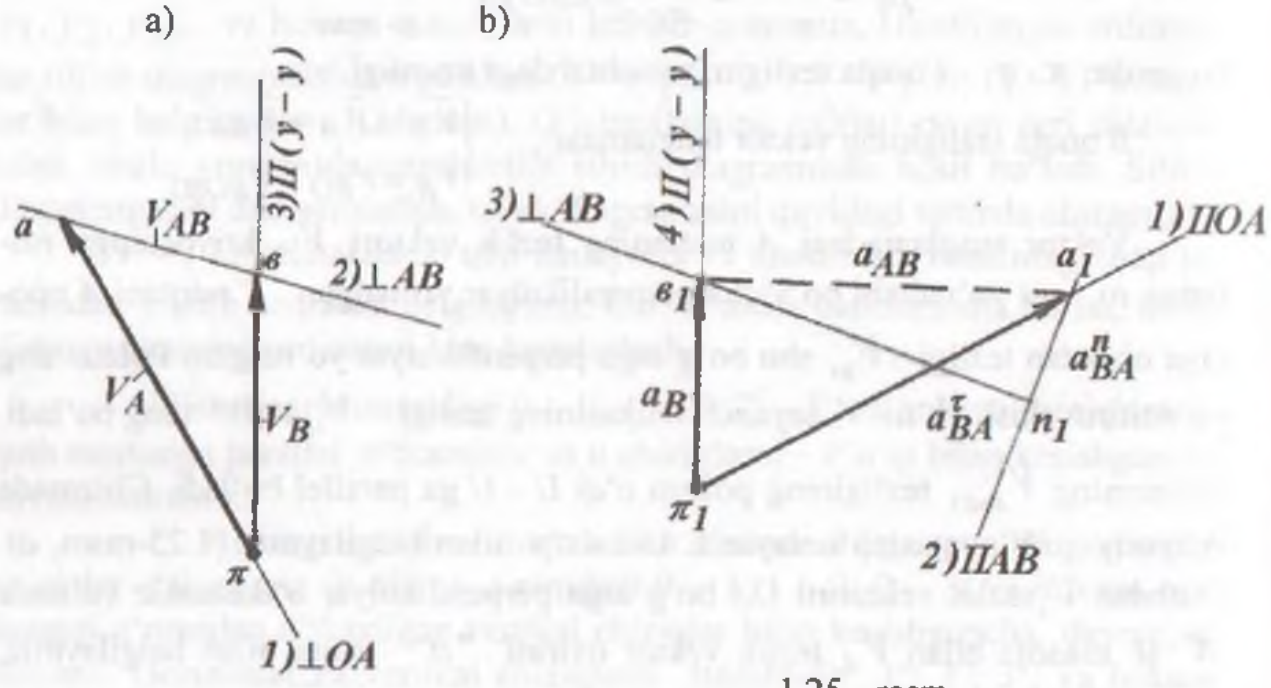
$$\begin{cases} a_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA} + \bar{a}_{BA} \\ a_B = a_{BO} + a_{BOB3} \end{cases}$$

Vektor tenglamadagi A nuqtaning tezlanish vektori $\bar{a}_A$ krivoship o'qi bo'ylab A nuqtadan O nuqta tomoniga yo'naladi. Shatun murakkab harakat qilgani uchun uning tezlanishi normal va tangensial tezlanishlarga bo'linadi. $\bar{a}^n_{BA}$ normal tezlanish vektori AV bo'g'inning o'qiga paralel, tezlanishi noma'lum nuqtadan boshlab tezlanishi ma'lum nuqta tomonga

yo'nalgan. $an_1 = n_{ab} = \frac{a^n_{BA}}{\mu_a} = \frac{\ell_{AB}}{\mu_a} = \frac{V^2_{BA}}{0{,}493} = \frac{1{,}3816^2}{0{,}3} = 12{,}9 мм$

V nuqtaning A nuqtaga nisbatan tezligi tezliklar rejasidan topiladi.

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_V = 44 \cdot 0{,}0314 = 1{,}3816 \frac{M}{s}$$



1.25 - rasm.

$\bar{a}^{\tau}_{BA}$ tangensial tezlanish vektori AV bo'ginning tomoniga perpendikulyar yo'nalgan. Tayanch V_o no'ktasining tezlanishi $a_{Bo}=0$. Polzunning tezlanish a_{BoB3} vektori uning «$U-U$» o'qiga parallel yo'nalgan. Tezlanish rejasini qurish uchun ixtiyoriy qutb tanlaymiz (1.25-rasm,*b*). Uni π_1 deb belgilaymiz. Qutbdan OA bo'g'inga parallel to'g'ri chiziq o'tkazamiz va $\pi_1 a_1$ masofani o'lchab bilan nuqtani "a_1" deb belgilaymiz. "a_1"nuqtadan AV bo'g'inga parallel chiziq o'tkazamiz va unga normal $n_{aB}=12{,}9мм$ kesmani o'lchab qo'yamiz. Hosil bo'lgan nuqtani "n_1" deb belgilaymiz. Shu nuqtadan AV bo'g'inga nisbatan perpendikulyar o'tkazamiz. Qutbdan «$U-U$» o'qiga parallel o'tkazamiz. Kesishgan nuqtani "b_1" deb belgilaymiz. Sungra tezlik va tezlanish rejalaridan absolyut nisbiy va burchak tezlik, tezlanishlarini aniqlaymiz.

$$V_B=\pi_1 b_1\cdot\mu_V=31\cdot 0{,}0314=0{,}9734\frac{м}{s},$$

$$V_{BA}=a_1b_1\cdot\mu_V=43\cdot 0{,}0314=212\frac{м}{s},\quad \bar{a}^{\tau}_{BA}=n_1b\cdot\mu_a=18\cdot 0{,}493=8{,}874\frac{м}{s^2}$$

$$a_{BA}=a_1b_1\cdot\mu_a=22\cdot 0{,}493=10{,}846\frac{м}{s^2}$$

$$\omega_2=\frac{V_{BA}}{\ell_{BA}}=\frac{212}{0{,}3}=706{,}66\frac{p}{s};\quad \varepsilon=\frac{a_{BA}}{\ell_{BA}}=\frac{10{,}846}{0{,}3}=36{,}15\frac{p}{s^2}.$$

Misol-2. Tebranuvchi konveyer mexanizmining strukturaviy va kinematikaviy tahlili

Berilgan:

$\ell_{o1A}=80мм,$

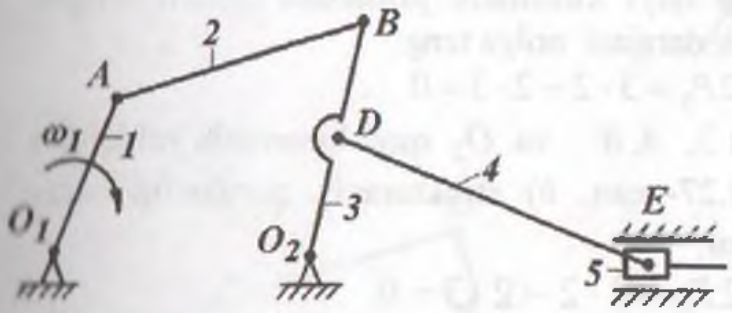
$\ell_{o2B}=120мм,$

$\ell_{AB}=160мм$

$\ell_{o1o2}=140мм,$

$\ell_{o2D}=60мм,$

$\ell_{DCC}=180мм$



1.26 – rasm

1- krivoship; 2 - shatun; 3 - koromislo;
4 - shatun; 5 - polzun

Yechish. 1. Mexanizmning strukturaviy tuzilishi tahlili.

Mexanizm yetaklovchi bo'g'inlarining sonini aniqlash uchun Chebishev formulasidan foydalanamiz

$$W = 3n - 2P_5 - P_4$$

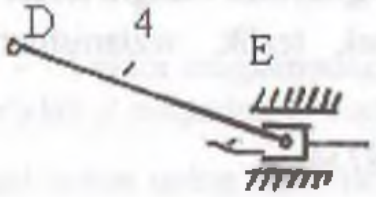
Bu yerda: $n = 5$ qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni;

$P_5 = 7(O_1; A; B; C, O_2; E)$ quyi kinematik juftlar soni;

oliy kinematik juftlar soni $P_4 = 0$

U holda $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$. Demak, mexanizmning yagona bosh bo'g'ini bor. O'z o'qi atrofida to'la aylana oladigan 1 bo'g'in (krivoship)ni bosh bo'g'in deb hisoblaymiz.

a) Assur guruhi.

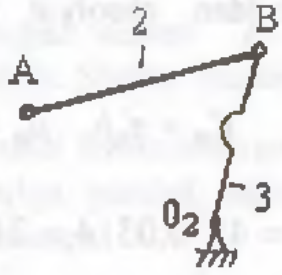


II-sinf, 2-tartibli, 1-tur

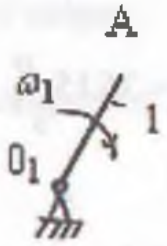
$n = 2$; $P_5 = 3$

b) Assur guruhi. $n = 2$; $P_5 = 3$

II-cinf, 2-tartibli, 1-tur



v)



I.27-rasm

Mexanizmning tuzilish formulasini aniqlash uchun uni Assur guruhlariga ajratamiz. U 4 va 5 bo'g'inlardan (1.27 – rasm, *a)* hamda 2 va 3 (1.27-rasm,*b*) bo'g'inlardan tashkil topgan ikkita ikkinchi sinf guruhga va 1 (1.27-rasm, *v*) bo'g'indan tashkil topgan I sinf mexanizmga ajraladi. Mexanizmning tuzilish formulasi:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$$

Harakatchanlik darajasi nolga teng ($W = 0$) bo'lgan Assur guruhlarini ajratamiz (1.27-rasm). Ikkita harakatlanuvchan 4 va 5 bo'g'inlardan va uchta (D va E nuqtalar va qo'zg'almas tayanch) quyi kinematik juftlardan tashkil topgan strukturaviy guruhni harakatchanlik darajasi nolga teng:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Harakatlanuvchan bo'g'inlar 2 va 3, A, B va O_2 quyi kinematik juftlardan ($n = 2; P_5 = 3$) tashkil topgan (1.27-rasm, *b*) strukturaviy guruhning harakatchanlik darajasi nolga teng, ya'ni:

$$W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

I-sinf, I-tartibli bitta harakatlanuvchan – 1-bo'g'in (krivoship) va O_1 - quyi kinematik juftdan tashkil topgan guruhning harakatchanlik darajasi $W = 3n - 2P_5 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$. Demak, bu guruh Assur guruhi emas, u yetaklovchi bo'g'in – boshlang'ich mexanizm deyiladi. (1.27-rasm, *v*).

2. **Mexanizmning kinematik sxemasini chizish.** Chizma ko'lamini hisobga olib uzunlik masshtab koeffitsientini belgilaymiz:

$$\mu_\ell = \frac{\ell_{AB}}{AB} = \frac{0{,}16}{40} = 0{,}004 \quad \frac{м}{мм}$$

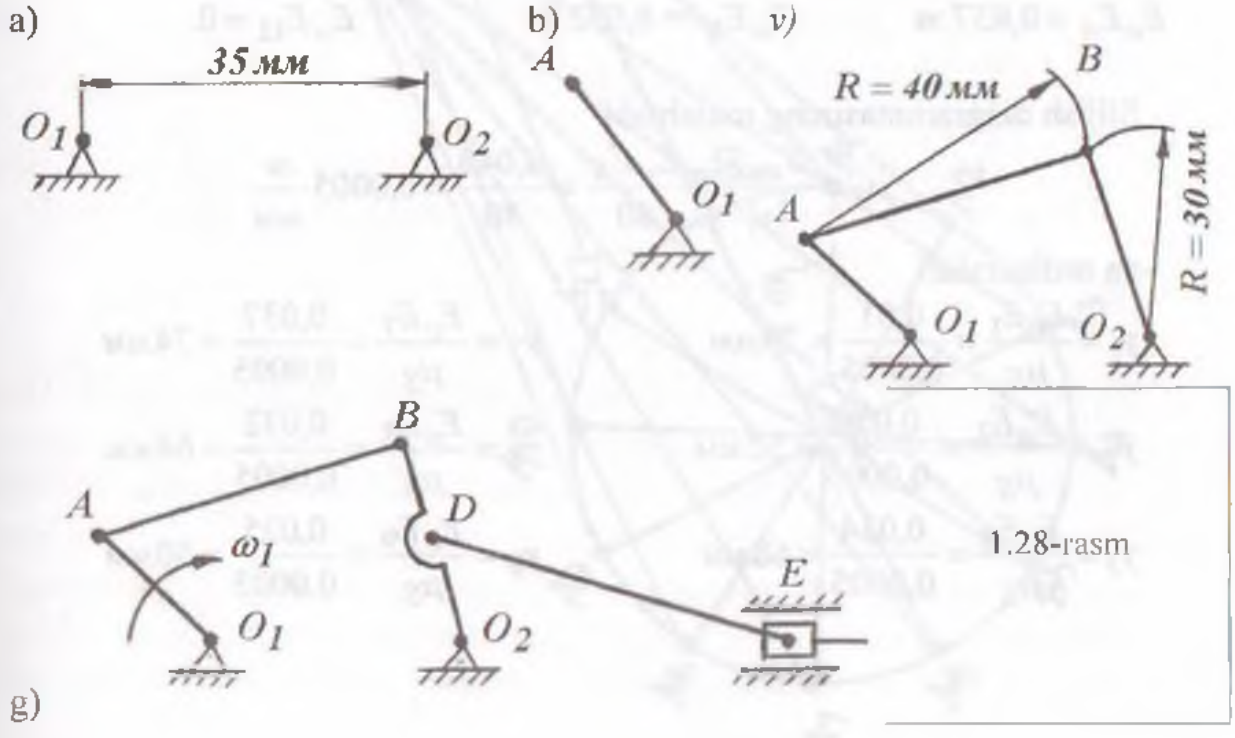
Bo'g'inlarning chizma o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$O_1A = \frac{\ell_{o1A}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}08}{0{,}004} = 20мм; \quad O_2B = \frac{\ell_{o2B}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}12}{0{,}004} = 30мм$$

$$O_2D = \frac{\ell_{o2D}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}06}{0{,}004} = 15мм; \quad DE = \frac{\ell_{DE}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}18}{0{,}004} = 45мм$$

$$O_1O_2 = \frac{\ell_{O_1O_2}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}14}{0{,}004} = 35\,mm; \quad AB = \frac{\ell_{AB}}{\mu_\ell} = \frac{0{,}16}{0{,}004} = 40\,mm$$

Hisoblangan bo'g'inlar uzunligi bilan mexanizmning xohlagan vaziyatdagi kinematik sxemasini chizish mumkin. Masalan, krivoship (1-bo'g'in) qo'zg'almas O_1 nuqtaga nisbatan chap tomonda φ burchakda joylashgan vaziyatini tasvirlaymiz. Buning uchun, dastlab gorizontal chiziqda yotgan O_1 va O_2 tayanchlar belgilanadi (1.28-rasm, *a*). O_1 nuqtadan φ burchak ostida $O_1A = 20мм$ masofa bilan A nuqtaning vaziyati belgilanadi, O_1 va A nuqtalarni to'g'ri chiziq bilan tutashtirib krivoship hosil qilinadi (1.28-rasm, *b*). Mexanizmning 2 (shatun) va 3 (koromislo) bo'g'inlarini tasvirlash uchun A nuqtadan $AB = R = 40мм$ va O_2 nuqtadan $O_2B = R = 30мм$ radiuslar bilan yoylar chizamiz. Yoylarni kesishgan nuqtasida B nuqtaning vaziyati aniqlanadi. A va B hamda O_2 va B nuqtalarni tutashtirib 2 va 3 bo'g'inlar hosil qilinadi. (1.28-rasm, *v*). D nuqtani hosil qilish uchun O_2B chiziq ustida O_2 nuqtadan boshlab $O_2D = R = 15мм$ - radius bilan yoy chizamiz.



1.28-rasm

Mexanizmning hosil bo'lgan va tugallanmagan shakliga unga ulanuvchan keyingi 4 va 5 bo'g'inlardan tashkil topgan Assur guruhini qo'shamiz. Buning uchun D nuqtadan $ДЕ = R = 45мм$ - radius bilan chizilayotgan yoyni X-X o'qi bilan kesishguncha davom etdiramiz va E nuqtani hosil qilamiz (1.28-rasm, *g)*. D va E nuqtalar tutashtirilib 4-bo'g'in va E nuqtada 5-bo'g'in tasvirlanadi.

Mexanizmni turli vaziyatlarini tasvirlash qo'yidagicha bajariladi:

- O_1 nuqtadan $R_1 = O_1A + AB = 20 + 40 = 60мм$ - radius bilan sirkul yordamida yoy chizamiz; O_2 nuqtadan $R_2 = O_2B = 30мм$ - radius bilan yoy o'tkazamiz; ikkita yoyni kesishgan nuqtasini mexanizmning - B_0 nuqtasi deb belgilaymiz va uni O_1 va O_2 nuqtalar bilan tutashtiramiz. Natijada O_1, A va B_0 nuqtalar bir to'g'ri chiziq ustida joylashadi. Demak, 1 va 2 bo'g'inlar, ya'ni krivoship va shatun bir chiziqda joylashadi.

- O_1 nuqtadan $R_3 = O_1A = 20мм$ radius bilan to'liq aylana chizamiz, u O_1B_0 chiziqni A_0 nuqtada kesib o'tadi. Shu nuqtadan boshlab aylanani krivoship burchak tezligining yo'nalishi bo'yicha 12-ta teng bo'lakka bo'lib chiqamiz va nuqtalarni $A_0, A_1, A_2, ...A_{12}$ deb qabul qilamiz.

- mexanizmning nolinchi holati $O_1A_0B_0$ chiziq bilan ifodalanadi va unga mos ravishda $Д_0E_0$ chiziq bilan tasvirlangan. $A_1, A_2, A_3...A_{12}$ nuqtalarga tegishli $B_1, B_2, B_3...B_{12}; Д_1, Д_2, Д_3...Д_{12}$ va $E_1, E_2, E_3...E_{12}$ nuqtalarni vaziyatlari 1.29–rasm usuli asosida belgilanadi.

$E_oE_1 = 0{,}01\ m$ $E_oE_5 = 0{,}039\ m$ $E_oE_9 = 0{,}025\ m$

$E_oE_2 = 0{,}026\ m$ $E_oE_6 = 0{,}04\ m$ $E_oE_{10} = 0{,}015\ m$

$E_oE_3 = 0{,}034\ m$ $E_oE_7 = 0{,}037\ m$ $E_oE_{11} = 0{,}006\ m$

$E_oE_4 = 0{,}037\ m$ $E_oE_8 = 0{,}032\ m$ $E_oE_{12} = 0.$

Siljish diagrammasining masshtabi

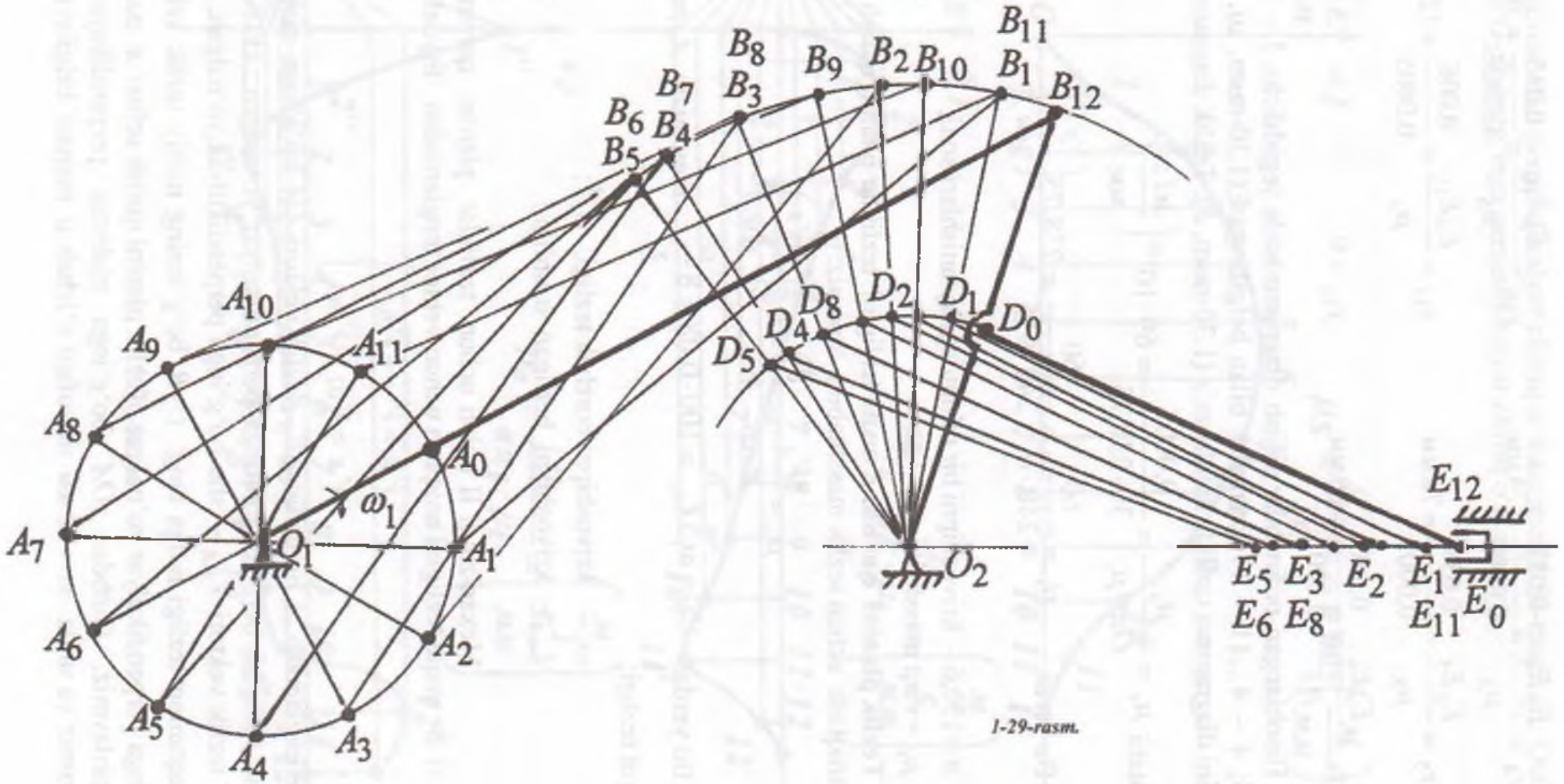
$$\mu_3 = \frac{S_{max}}{|y|} = \frac{E_oE_6}{80} = \frac{0{,}040}{80} = 0{,}0005\ \frac{м}{мм}$$

va ordinatalari

$$y_1 = \frac{E_oE_1}{\mu_S} = \frac{0{,}01}{0{,}0005} = 20мм \qquad y_7 = \frac{E_oE_7}{\mu_S} = \frac{0{,}037}{0{,}0005} = 74мм$$

$$y_2 = \frac{E_oE_2}{\mu_S} = \frac{0{,}026}{0{,}0005} = 52мм \qquad y_8 = \frac{E_oE_8}{\mu_S} = \frac{0{,}032}{0{,}0005} = 64мм$$

$$y_3 = \frac{E_oE_3}{\mu_S} = \frac{0{,}034}{0{,}0005} = 68мм \qquad y_9 = \frac{E_oE_9}{\mu_S} = \frac{0{,}025}{0{,}0005} = 50мм$$


B_{11}
B_8
B_9
B_2
B_{10}
B_1
B_{12}
B_7
B_3
B_6
B_4
B_5
A_{10}
A_9
A_{11}
A_8
A_0
ω_1
A_7
O_1
A_1
A_6
A_2
A_5
A_4
A_3
D_8
D_2
D_1
D_4
D_0
D_5
O_2
E_{12}
E_5 E_3 E_2 E_1
E_6 E_8 E_{11} E_0

1-29-rasm.

$$y_4 = \frac{E_o E_4}{\mu_S} = \frac{0{,}037}{0{,}0005} = 74мм \qquad y_{10} = \frac{E_o E_{10}}{\mu_S} = \frac{0{,}015}{0{,}0005} = 30мм$$

$$y_5 = \frac{E_o E_5}{\mu_S} = \frac{0{,}039}{0{,}0005} = 78мм \qquad y_{11} = \frac{E_o E_{11}}{\mu_S} = \frac{0{,}006}{0{,}0005} = 12мм$$

$$y_6 = \frac{E_o E_6}{\mu_S} = \frac{0{,}040}{0{,}0005} = 80мм \qquad y_{12} = 0.$$

Hisoblangan ordinatalar siljish diagrammasida tegishlicha 1 – 1; 2 – 2; 3 – 3; 4 – 4...11 – 11 kesmalar bilan belgilangan (1.30-rasm, *a*). *E* nuqta tezligini diagramma usulida aniqlaymiz (1.30-rasm, *b*). Tezlik diagrammasining masshtabi $\mu_v = \frac{\mu_S}{O\pi \cdot \mu_t} = \frac{0{,}0005}{30 \cdot 238{,}75} = 69 \cdot 10^{-10}\left(\frac{м/s}{мм}\right)$

Bu yerda $\mu_t = \frac{60}{240 \cdot n} = \frac{60}{240 \cdot 955} = 238{,}75\left(\frac{s}{мм}\right)$

$n = 150{,}6$ – krivoshipni bir minutdagi aylanishlari soni;

μ_t – vaqt masshtabi.

Tezlik planini qurish. *E* nuqta tezligini tezliklar planini qurish usuli bilan aniqlash uchun tezlik masshtabini topamiz:

$$\mu_v = \frac{V_A}{\pi \cdot a} = \frac{8}{40} = 0{,}2\left(\frac{м/s}{мм}\right)$$

Bu yerda: $V_A = \omega_1 \cdot \ell_{oA} = 100 \cdot 0{,}08 = 8\frac{м}{s}$ – mexanizm *A* nuqtasining absolyut tezligi;

ω_1 – krivoshipni burchak tezligi, S^{-1};

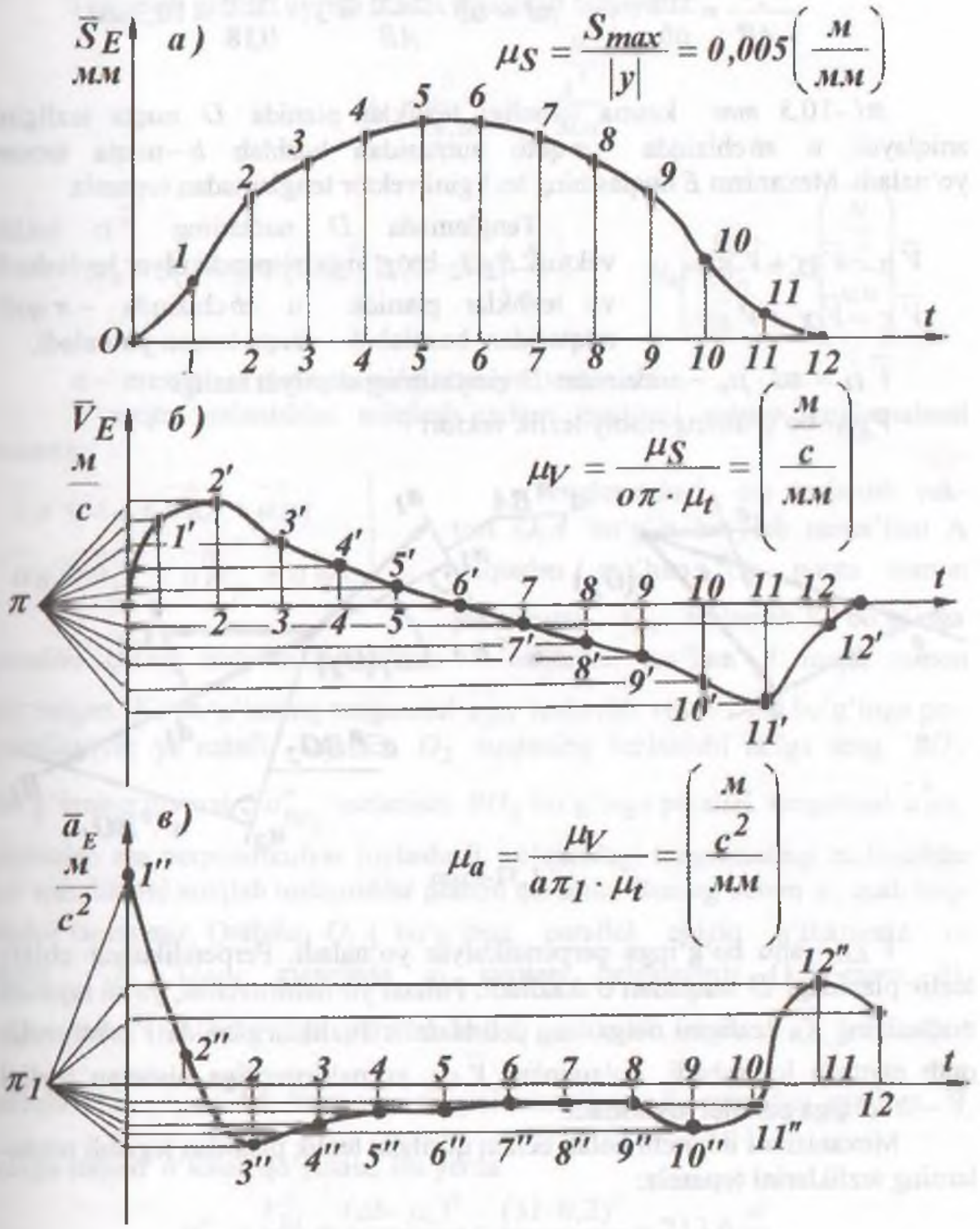
ℓ_{oA} – krivoshipni berilgan uzunligi.

Mexanizmni II holati uchun tezliklar planini quramiz (1.31-rasm, *a*) *B* nuqta tezligini aniqlash uchun vektor tenglamadan foydalanamiz:

$$\left.\begin{aligned} \overline{V}_B &= \overline{V}_A + \overline{V}_{BA} \\ \overline{V}_B &= \overline{V}_{02} + \overline{V}_{BO_2} \end{aligned}\right\}$$

Tenglamada *A* nuqtaning V_A tezlik vektori *OA* bo'g'inga nisbatan ω_1 burchak tezligini berilgan tomonga perpendikulyar yo'nalgan. *AV* bo'g'ining nisbiy tezlik vektori V_{BA} – shu bo'g'inga perpendikulyar yo'nalgan. Tayanch O_2 nuqtaning tezligi nolga teng. O_2B bo'g'inning nisbiy tezlik vektori shu bo'g'inga perpendikulyar yo'nalgan. Tezlik planini qurish uchun π qutb nuqtasini tanlaymiz. Qutbdan *OA* bo'g'inga nisbatan perpendikuyar chiziq o'tkazamiz va unda $\pi a = 40мм$ masofani o'lchab *a* nuqtani belgilaymiz. *AB*

bo'g'inga nisbatan perpendikulyar chiziq o'tkazamiz (1.31-rasm, *a*). Qutb $-\pi$ nuqtadan O_2B bo'g'inga perpendikulyar chiziq o'tkazamiz.



1.30-rasm

AB va O_2B bo'g'inlarga o'tkazilgan perpendikulyarlar kesishgan nuqtani $-b$ harfi bilan belgilaymiz. D nuqtaning tezliklar planidagi o'rnini quyidagi proporsiya orqali belgilaymiz.

$$\frac{O_2D}{AB}=\frac{\pi d}{ab} \quad \text{va} \quad \pi d = ab\cdot\frac{O_2D}{AB}=31\cdot\frac{0{,}06}{0{,}18}=10{,}3 мм$$

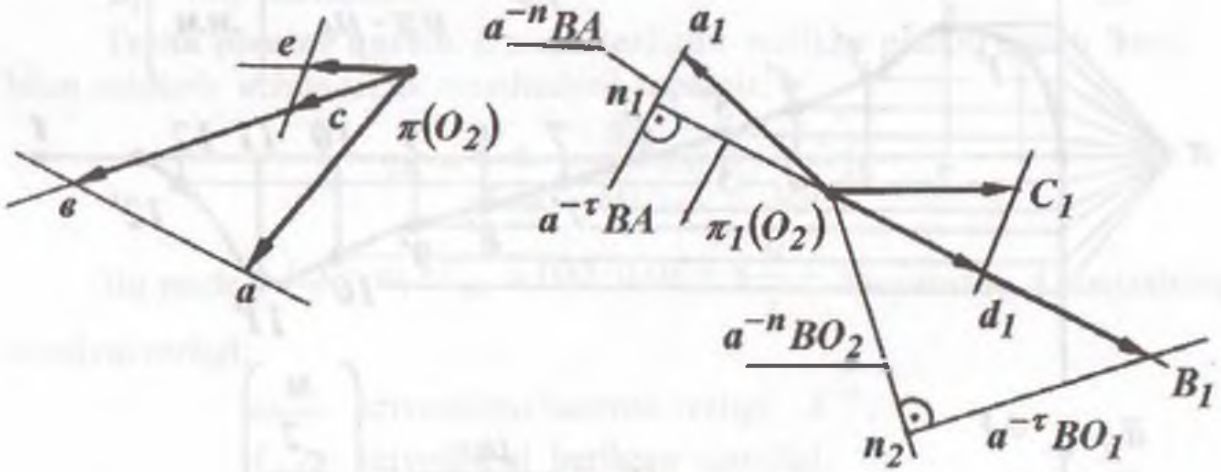
$\pi d = 10{,}3$ mm kesma uzunligi tezliklar planida D nuqta tezligini aniqlaydi, u πb chiziqda $-\pi$ qutb nuqtasidan boshlab $b-$nuqta tomon yo'naladi. Mexanizm E nuqtasining tezligini vektor tenglamadan topamiz

$$\left.\begin{aligned}\overline{V}_B=\overline{V}_D+\overline{V}_{ED}\\ \overline{V}_E=\overline{V}_X+\overline{V}_{EX}\end{aligned}\right\}$$

Tenglamada D nuqtaning $\overline{V}_D$ tezlik vektori B_2O_2 bo'g'inga perpendikulyar joylashadi va tezliklar planida u πb chiziqda $-\pi$ qutb nuqtasidan boshlab $b-$ nuqta tomon yo'naladi.

$\overline{V}_D=\pi d\cdot\mu_v$ – mexanizm D nuqtasining absolyut tezligi

V_{ED} - bo'g'inning nisbiy tezlik vektori



1.31-rasm

$\overline{V}_{ED}$ – shu bo'g'inga perpendikulyar yo'naladi. Perpendikulyar chiziq tezlik planidagi D nuqtadan o'tkaziladi. Polzun yo'naltiruvchisi, ya'ni tayanch nuqtasining $\overline{V}_x$ tezligini nolga teng deb olamiz. Tezliklar planida $\overline{V}_x=0$ tezlik qutb nuqtada joylashadi. Polzunning $\overline{V}_{EX}$ yo'naltiruvchiga nisbatan tezligi $X-X$ o'qiga parallel joylashadi.

Mexanizmni ikkinchi holati uchun qurilgan tezlik planidan tegishli nuqtalarning tezliklarini topamiz:

$$\overline{V}_{BA}=ab\cdot\mu_v;\quad \overline{V}_B=\pi\cdot b\cdot\mu_v;\quad \overline{V}_c=\pi\cdot d\cdot\mu_v;$$

$$\overline{V}_{ED}=ce\cdot\mu_v;\quad \overline{V}_E=\pi\cdot e\cdot\mu_v$$

Bo‘g‘inlarning burchak tezliklari:

$$\omega_2 = \frac{\bar{V}_{BA}}{\ell_{BA}}; \qquad \omega_3 = \frac{\bar{V}_{BO_2}}{\ell_{BO_2}}; \qquad \omega_4 = \frac{\bar{V}_{EX}}{\ell_{EX}}$$

Tezlanish planini qurish uchun masshtab tanlaymiz:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi_1 a_1}, \qquad \frac{\frac{м}{с^2}}{мм}$$

$$a_A = \omega_1^2 \cdot \ell_{OA} = (100)^2 \cdot 0{,}08 = 800\left(\frac{м}{с^2}\right); \qquad \mu_a = \frac{800}{32} = 25\left(\frac{\frac{м}{с^2}}{мм}\right)$$

a – mexanizm A nuqtasining absolyut tezlanishi

V nuqta tezlanishini aniqlash uchun quyidagi vektor tenglamalarni tuzamiz:

$$\left.\begin{aligned} \bar{a}_B &= \bar{a}_n + \bar{a}^n_{BA} + \bar{a}^\tau_{BA} \\ \bar{a}_B &= \bar{a}_{O_2} + \bar{a}^n_{BO_2} + \bar{a}^\tau_{BO_2} \end{aligned}\right\}$$

Tenglamadagi $\bar{a}_A$ tezlanish vektori O_1A bo‘g‘in bo‘ylab noma’lum A nuqtadan ma’lum O_1 nuqta tomon yo‘nalagan. a^n_{BA} tezlanish VA bo‘g‘inga parallel chiziq bo‘ylab noma’lum V nuqtadan ma’lum A nuqta tomon yo‘nalgan. VA bo‘g‘inning tangensial $\bar{a}^\tau_{BA}$ tezlanish vektori VA bo‘g‘inga perpendikulyar yo‘naladi. Tayanch O_2 nuqtaning tezlanishi nolga teng. BO_2 bo‘g‘inning normal $a^n_{BO_2}$ tezlanishi BO_2 bo‘g‘inga parallel, tangensial $\bar{a}^\tau_{BO_2}$ tezlanish esa perpendikulyar joylashadi. yo‘qoridagi tenglamadagi tezlanishlar yo‘nalishlarini aniqlab tezlanishlar planini quramiz. Buning uchun π_1 qutb nuqtasini tanlaymiz. Qutbdan O_1A bo‘g‘inga parallel chiziq o‘tkazamiz va unda $\pi_1 a_1 = 32мм$ masofada a_1 nuqtani belgilaymiz (1.31-rasm, *b*). a_1 nuqtadan VA bo‘g‘inga parallel chiziq o‘tkazib, unda $\bar{a}^n_{BA}$ tezlanishni aniqlovchi $a_1 n_1 = \frac{a^n_{BA}}{\mu_a}$ kesma uzunligini noma’lum B nuqtadan ma’lum A nuqta tomon o‘lchab qo‘yamiz. Bu yerda

$$a^n_{BA} = \frac{V^2_{BA}}{\ell_{BA}} = \frac{(ab \cdot \mu_v)^2}{\ell_{BA}} = \frac{(31 \cdot 0{,}2)^2}{0{,}18} = 213{,}6\frac{м}{s^2};$$

$$a_1 n_1 = \frac{213{,}6}{25} = 8{,}5мм$$

n_1 nuqtadan $\bar{a}^{\tau}_{BA}$ tezlanish vektorini VA bo‘g‘inga perpendikulyar yo‘naltiramiz. Qutbdan $\bar{a}^{n}_{BO_2}$ tezlanish vektorini BO_2 bo‘g‘inga parallel chiziq bo‘ylab

$$\pi_2 n_2 = \frac{a^n_{BO_2}}{\mu_a}$$ kesma uzunligi bilan belgilaymiz.

Bu yerda, $\bar{a}^{n}_{BO_2} = \frac{\bar{V}^2_{BO_2}}{\ell_{BO_2}} = \frac{(\pi \cdot b \cdot \mu_v)^2}{\ell_{BO_2}}$ yoki $\bar{a}^{n}_{BO_2} = \frac{(57 \cdot 0{,}2)^2}{0{,}12} = 1083 \frac{м}{s^2}$;

$\pi_2 n_2 = \frac{1083}{25} = 43{,}3мм$. Vektor $a^n_{BO_2}$ - uchi n_2 nuqtadan BO_2 bo‘g‘inga perpendikulyar o‘tkazamiz. n_1 va n_2 nuqtalardan o‘tkazilgan perpendikulyarlar kesishgan nuqtasida b_1 nuqta hosil bo‘ladi. Unda $\pi_1 b_1$ kesma uzunligi a_B tezlanish vektorini belgilaydi, ya’ni $a_B = \pi_1 b_1 \cdot \mu_a$.

D nuqtaning tezlanishining plandagi o‘rni quyidagi proporsiyadan topiladi: $\frac{O_2 D}{AB} = \frac{\pi d_1}{a_1 b_1}$ va $\pi d_1 = a_1 b_2 \frac{O_2 D}{AB} = 90 \cdot \frac{0{,}96}{0{,}18} = 30мм$

E nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglama tuzamiz:

$$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_D + \bar{a}^{n}_{DE} + \bar{a}^{n}_{DE} \\ \bar{a}_E = \bar{a}_x + \bar{a}_{XE} \end{cases}$$

bu yerda: $\bar{a}_D$ – mexanizm D nuqtasining tezlanish vektori, tezlanish planida $\pi_1 b_1$ chiziqda $\pi_1 d_1$ kesma uzunligi bilan belgilanadi va quyidagicha hisoblanadi. $\bar{a}_D = \pi_1 d_1 \cdot \mu_a$

$\bar{a}^{n}_{DE}$ – mexanizm DE bo‘g‘inining normal tezlanishi, DE bo‘g‘inga parallel chiziq bo‘ylab noma’lum E nuqtadan ma’lum D nuqta tomon yo‘nalgan.

DE bo‘g‘inning tangensial a^{τ}_{DE} tezlanish vektori DE bo‘g‘inga perpendikulyar joylashadi. Polzun yo‘naltiruvchisining tezlanishi nolga teng. Polzunning tezlanishi $\bar{a}_{XE}$ vektori, uning $X - X$ o‘qiga parallel yo‘nalgan. Tezlanishlar planida d_1 nuqtadan DE bo‘g‘inga parallel chiziq o‘tkazib, unda $d_1 n_3$ kesma uzunligi bilan $\bar{a}^{n}_{DE}$ tezlanish vektorini joylashtiramiz.

$$d_1 n_3 = \frac{a^n_{DE}}{\mu_a} = \frac{(V_{DE})^2}{\ell_{DE} \cdot \mu_a} = \frac{(de \cdot \mu_v)^2}{\ell_{DE} \cdot \mu_a} = \frac{(8 \cdot 0{,}2)^2}{0{,}18 \cdot 25} = 0{,}57мм$$

$d_1 n_3$ - masofa kichik miqdor bo‘lganligi uchun, n_3 nuqta d_1 nuqta bilan ustma-ust joylashadi.

n_3 nuqtadan DE bug'inga perpendikulyar va qutbdan $x-x$ o'qiga parallel o'tkazamiz. Perpendikulyar va parallel chiziqlarni kesishish nuqtasi qutbdan $\pi_1 e_1$ masofada joylashadi va u DE nuqta (polzunning) tezlanishini belgilaydi. Mexanizmni ikkinchi holati uchun qurilgan tezlanish planidan tegishli nuqtalarning tezlanishlarini topamiz:

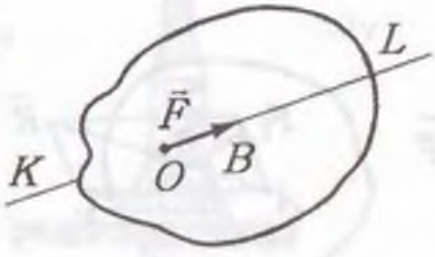
$$a^{\tau}_{BA} = n_1 b_1 \cdot \mu_a; \quad a^{\tau}_{BO2} = n_2 b_2 \cdot \mu_a; a_{BA} = a_1 b_1 \cdot \mu_a; \quad a^{n}_{DE} = d_1 n_3 \cdot \mu_a;$$

$$a^{\tau}_{DE} = e_1 n_3 \cdot \mu_a; \qquad a_{DE} = c_1 e_1 \cdot \mu_a; \quad a_E = \pi_1 e_1 \cdot \mu_a;$$

Nazorat savollari.

1. Mexanizm bo'g'inlarining vaziyatini aniqlashni tushuntiring?
2. Mexanizm nuqtasining siljish diagrammasini tushuntiring?
3. Mexanizm nuqtasi tezligini diagramma usulida topishni tushuntiring?
4. Mexanizm nuqtasi tezlanishini diagramma usulida topishni tushuntiring?
5. Mexanizm kinematikasining tezlik planini qurish asosida o'rganishni tushuntiring?
6. Mexanizm kinematikasining tezlanish planini qurish asosida o'rganishni tushuntiring?

1.3. MEXANIZM VA INShOOTLARGA TA'SIR ETUVChI KUChLAR



1.32 – rasm

Kuch haqida umumiy tushunchalar. Tabiatda absolyut qattiq jism yo'q har qanday jism ham kuch ta'sir etganda bir oz bo'lsada deformasiyalanadi – shakli o'zgaradi. Kuch – jismlarning o'zaro mexanik ta'sirlarining o'lchovi. Kuch uchta element son qiymati, yo'nalishi va qo'yilish nuqtasi bilan xarakterlanadi. Kuch vektor kattalikdir.

Kuch vektori yo'nalgan KL to'g'ri chiziq kuchning ta'sir chizig'i deyiladi (1.32-rasm,). Kuch vektori $\bar{F}$, miqdor F bilan belgilanadi. Kuchning SI sistemasida o'lchov birligi qilib nyuton qabul qilingan $1kN = 10^3 N$,

Nyuton – 1 kG massali jismga ta'sir kuchi yo'nalishida 1 $\frac{M}{S^2}$ tezlanish beradigan kuchdir.

Jismning muvozanati deganda, jismning tinch yoki to'g'ri chiziqli va tekis harakatdagi vaziyati tushuniladi.

Kuchlar sistemasi. Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, ...F_n)$ kuchlar to'plami kuchlar sistemasi deyiladi. Jismga qo'yilgan $(F_1, F_2, ...F_n)$ kuchlar sistemasi ko'rsatadigan ta'sirni boshqa $(Q_1, Q_2, ..., Q_m)$ kuchlar sistemasi bera olsa, bunday ikki kuch sistemasi ekvivalent kuchlar sistemasi deyiladi va quyidagicha yoziladi: $(F_1, F_2, ...F_n) \infty (Q_1, Q_2, ..., Q_m)$.

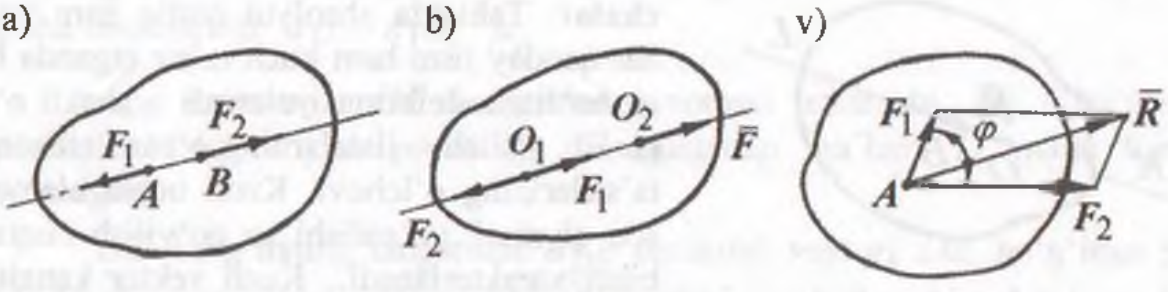
Teng ta'sir etuvchi kuch. Kuchlar sistemasining ta'sirini yolg'iz bir kuch bera olsa , bunday kuch mazkur kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi deyiladi va R bilan belgilanadi . $(F_1, F_2, ...F_n) \infty R$.

Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi. Tinch turgan jism unga qo'yilgan $(F_1, F_2, ...F_n)$ kuchlar sistemasi ta'sirida ham tinch holatda qolsa, bunday kuchlar sistemasi muvozanatlashgan kuchlar sistemasi deyiladi. Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi nolga ekvivalentdir: $(F_1, F_2, ...F_n) \infty 0$

1.3.1. Kuch haqida aksiomalar

1-aksioma. Ikki kuch ta'siri ostidagi erkin qattiq jism muvozanatda turishi uchun bu kuchlar moduli jixatdan bir-biriga teng va bitta to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalishi zarur (1.33-rasm, *a*).

2-aksioma. Agar qattiq jismga muvozanatlashgan kuchlar sistemasi qo'yilsa yoki olinsa uning muvozanati buzilmaydi. $F_1 = F_2 = F$. Agar $F_2 = F$ bo'lib, ular muvozanatlashsa va ularni olib tashlasak, jismda faqat F_1



1.33-rasm.

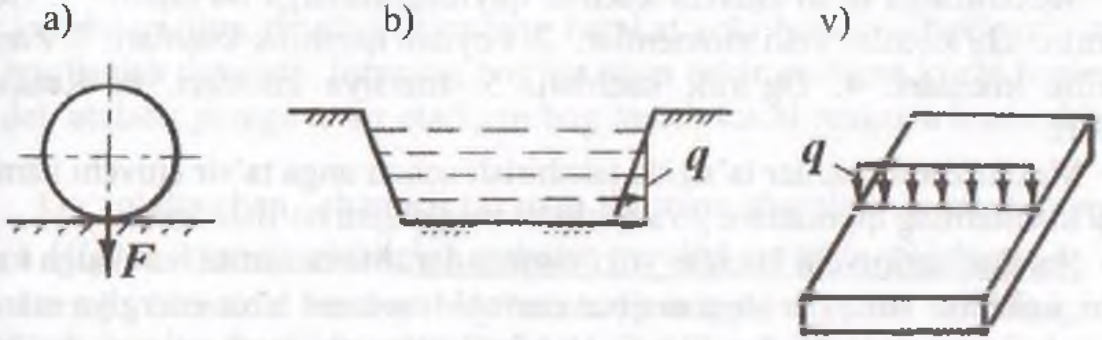
kuch qoladi. Unda F kuchning ta'sir chizig'i bo'ylab O nuqtadan O_1 nuqtaga ko'chirilgan F_1 kuch deb qarash mumkin. Ko'rilayotgan jism absolyut qattiq bo'lsagina kuchni ta'sir chizig'i bo'ylab ko'chirish mumkin (1.33-rasm, *b)*

3-aksioma. Jismning biror nuqtasiga qo'yilgan turli yo'nalishdagi ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi, shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lib shu kuchlarga qurilgan parallelogrammning diagonali bo'ylab yo'naladi. (1.33-rasm, *v*). Teng ta'sir etuvchi kuchning moduli quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos\varphi}$$

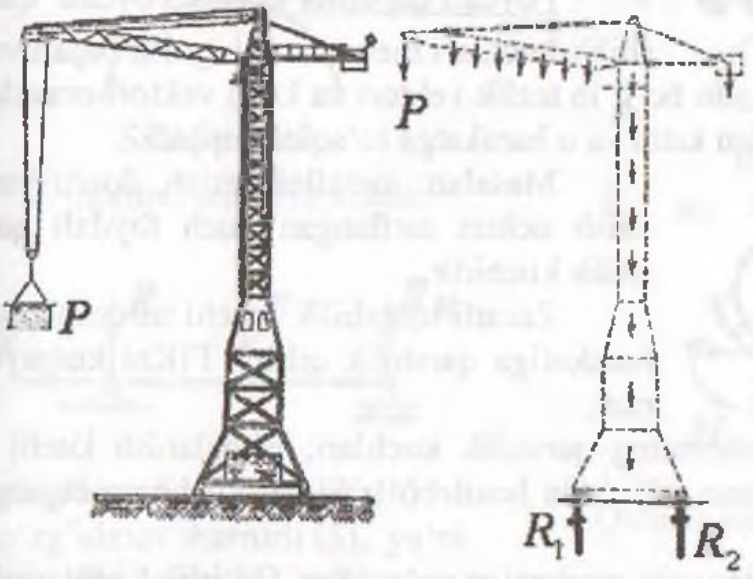
1.3.2. Kuch turlari

Tashqi va ichki kuchlar mavjuddir. Tashqi kuchlar to‘planma (1.34-rasm,*a)* va tarqalgan (1.34-rasm, *b, v*) ko‘rinishda bo‘linadi.



1.34-rasm. a) to‘planma; b) notekis tarqalgan; v) teng tarqalgan.

Taqsimlangan kuch. Amalda, jismning butun hajmi yoki sirtiga qo‘yilgan kuchlar uchraydi, masalan og‘irlik kuchi, shamol kuchi yoki suv bosi-mi shunga o‘xshaydi. Bunday kuchlar taqsimlangan kuchlar deyiladi.



Taqsimlangan kuchlarning tekis sistemasi uning intensivligi bilan xarakterlanadi va odatda q harfi bilan belgilanadi. Intensivlik – yuklangan uchastkaning uzunlik birligiga to‘g‘ri keladigan kuch kattaligidir. Intensivlik SI sistemasida $\frac{H}{M}$ da ifodalanadi.

Doimiy intensivlikka ega bo‘lgan taqsimlangan kuch tekis taqsimlangan kuch deb ataladi . Statika masalalarini yechishda taqsimlangan kuch uning teng ta’sir etuvchisiga almashtiriladi. Tekis taqsimlangan kuch teng ta’sir etuvchisining moduli quyidagiga teng: $Q = ql$ va u uzunlik l – ning o‘rtasiga qo‘yiladi. O‘zgaruvchan intensivlikka ega bo‘lgan taqsimlangan kuch notekis taqsimlangan kuch deb ataladi. Suvning to‘g‘onga bosimi bunday yuklanishga misol bo‘ladi.

Ta’sir etish xarakteriga qarab statik va dinamik kuchlar bo‘ladi.

Statik kuch deb, qiymati, yo‘nalishi va qo‘yiladigan nuqtalari o‘zgarmaydigan yoki sekin va ozgina o‘zgaradigan kuchga aytiladi. Statik kuch ta’sirida,

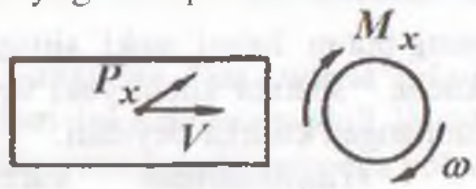
konstruksiyaning barcha qismlari muvozanatda bo‘ladi. Statik kuch ta’sirida konstruksiya elementlarini deformatsiya tezligi juda kichik bo‘ladi.

Dinamik kuch vaqt oralig‘ida qiymati, yo‘nalishi va qo‘yiladigan nuqtasi tez o‘zgarishi bilan xarakterlanadi. Zarb ta’siri, to‘satdan qo‘yilgan va o‘zgaruvchan kuchlar dinamik kuchga kiradi. Dinamik kuch ta’sirida elementda inersiya kuchi hosil bo‘ladi va konstruksiya elementlarini deformatsiya tezligi katta va sezilarli bo‘ladi.

Mexanizmga ta’sir etuvchi kuchlar quyidagi turlarga bo‘linadi: 1. Harakatlantiruvchi kuchlar yoki momentlar. 2. Foydali qarshilik kuchlari. 3. Zararli qarshilik kuchlari. 4. Og‘irlik kuchlari. 5. Inersiya kuchlari. 6. Reaksiya kuchlari.

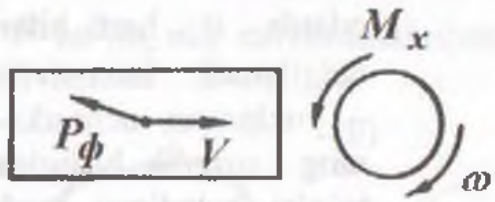
Mexanizmni kuchlar ta’sirida tekshirish uchun unga ta’sir etuvchi hamma tashqi kuchlarning qiymatlari, yo‘nalishlari aniqlangan bo‘lishi kerak.

Harakatlantiruvchi kuchlar yoki momentlar. Mexanizmni harakatga keltiruvchi, uni biror ish bajarishga majbur etuvchi moment biror energiya manbai yoki tashqi ta’sirdan vujudga keladi. Harakatlantiruvchi kuch vektori shu kuch qo‘yilgan nuqtani tezlik vektori bilan o‘tkir burchak hosil qiladi.



Harakatlantiruvchi momentning yo‘nalishi shu moment ta’sir etayotgan bo‘g‘inning yo‘nalishi bilan bir xil bo‘ladi.

Foydali qarshilik kuchi. Foydali qarshilik kuchlari mexanizmning ish bajaruvchi bo‘g‘iniga qo‘yilgan bo‘lib, shu bo‘g‘in tezlik vektori va kuch vektori orasidagi burchagi o‘tmas, ya’ni 90^0 dan katta va u harakatga to‘sqinlik qiladi.



Masalan: metallni kesish, donni yanchish uchun sarflangan kuch foydali qarshilik kuchidir.

Zararli qarshilik kuchi mexanizmni harakatiga qarshilik qilib - FIKni kamaytiradi.

Bu kuchlar asosan muhitning qarshilik kuchlari; ishqalanish kuchi va bo‘g‘inlarni bir-biriga nisbatan siljishida hosil bo‘ladi. Bu kuchning bajargan ishi manfiydir.

Og‘irlik kuchlari - doimo yer markaziga yo‘nalgan. Og‘irlik kuchlarining vektorlari bilan shu kuch ta’sir etayotgan nuqta tezlik vektori orasidagi burchak 0 dan 180^0 gacha bo‘lishi mumkin. Shu burchakning o‘tkir va o‘tmas bo‘lishiga qarab og‘irlik kuchi harakatlantiruvchi yoki qarshilik kuchlari qatoriga kirishi mumkin.

Inersiya kuchlari - doimo massalar markazi tezlanishiga qarama-qarshi yo‘naladi. Inersiya kuchlarining vektorlari bilan shu kuch qo‘yilgan nuqta tezligi orasidagi burchak 0 dan 180^0 gacha o‘zgarishi mumkin, shuning uchun inersiya kuchlari musbat yoki manfiy ish bajaradi.

Reaksiya kuchlari - kinematik juftlarda, ya’ni bog‘lanish nuqtalarida hosil bo‘lib, bir bo‘g‘inning ikkinchi bo‘g‘inga bosim kuchini ko‘rsatadi. Bu

kuchlarni aniqlash mexanizmni kuchlar ta'sirida hisoblashning asosiy masalalaridan biridir.

Ishqalanish kuchlari. Ishqalanish bir-biriga nisbatan harakat qilayotgan ikkita jismni tegishish yuzalaridagi o'zaro qarshiligini ifodalaydi.

1.3.3. Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari

Jismning harakati yoki holati biror sabab bilan cheklangan bo'lsa, u bog'lanishdagi jism deyiladi. Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab esa bog'lanish deyiladi. Jismning bog'lanishga ta'sir etadigan kuchi bosim kuchi deb ataladi; jismga ta'sir etadigan bog'lanish kuchi reaksiya kuchi deb ataladi.

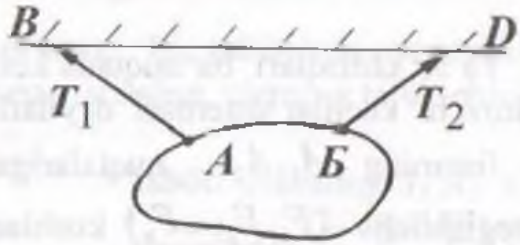
Qo'zg'aluvchan –sharnirli tayanch jismning sharnir o'qi atrofida aylanishiga (θ) va tayanch tekisligiga nisbatan parallel ravishda siljishiga (Δ_x) imkon beradi. U holda bunday bog'lanish reaksiyasi tayanch tekisligiga perpendikulyar yo'nalgan va moduli jihatdan noma'lum bo'ladi.

Qo'zg'almas –sharnirli tayanch faqat jismning sharnir o'qi atrofida aylanishiga imkon beradi, lekin hech qanday chiziqli siljishiga imkon bermaydi.



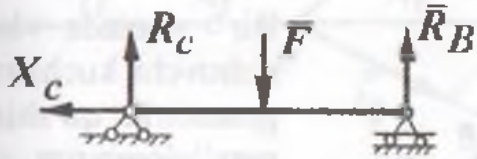
Silliq tekislik

$\bar{N}$ -normal reaksiya kuchi.

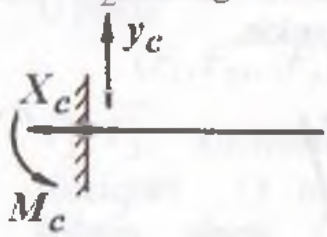


Ip, tros, zanjir.

$\bar{T}_1$ *va* $\bar{T}_2$-taranglik kuchlari



Qo'zg'aluvchan sharnirli (*V*) va qo'zg'almas sharnirli (*S*), ya'ni ikki tayanchli balka



Qistirib mahkamlangan tayanch

1.35-rasm.

Qistirib mahkamlangan tayanch balkani qistirib qo'yilgan uchini chiziqli siljishi bilan aylanishiga ham yo'l qo'ymaydi. Reaksiyalar yo'nalishi, berilgan bog'lanish, jismning qaysi yo'nalishda siljishiga to'sqinlik qilishiga qarab aniqlanadi va quyidagicha ta'riflanadi:

- bog'lanish reaksiyasining yo'nalishiga qarama-qarshi bo'ladi.

Ko'p masalalarni yechishda bog'lanishdagi jism bog'lanishdan bo'shatish alomati yordamida shartli ravishda erkin jismdek tasvirlanadi. Har qanday bog'lanishdagi jismni bog'lanishlardan bo'shatib, ular o'rniga reaksiya kuchlarini qo'ysak, uni erkin jism deb qarash mumkin. Buning natijasida biz

bog‘lanishlari bo‘lmagan va aktiv hamda reaksiya kuchlarining biron sistemasi ta’siri ostida turgan jismga ega bo‘lamiz.

Qotish prinsipi. *Agar deformatsiyalanuvchi* (qattiq bo‘lmagan) *jism absolyut qattiq bo‘lib qolsa, uning mexanik holati o‘zgarmaydi.*

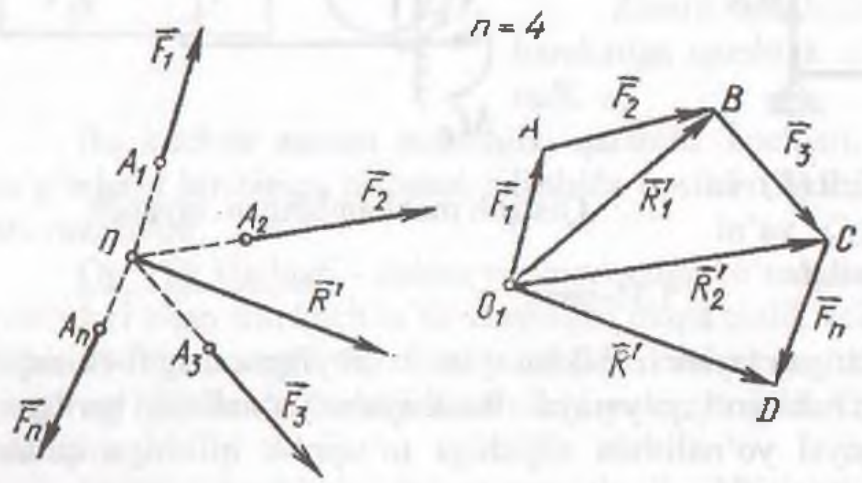
Masalan, agar idishdagi suyuqlik muvozanatda bo‘lsa, suyuqlikning qotib qolishidan uning muvozanati o‘zgarmaydi. Agar egiluvchan ip tortib turuvchi ikkita kuch ta’sirida muvozanatda bo‘lsa, ip absolyut qattiq bo‘lib qolganida ham uning muvozanat holati o‘zgarmaydi.

Qotish prinsipining teskari ta’rifi umumiy holda noto‘g‘ri. Agar qattiq jism muvozanatda bo‘lsa, yumshagandan so‘ng u muvozanatda bo‘lmasligi ham mumkin. Bu narsa qattiq jismning muvozanat shartlari uchun zarur ekanligin, lekin qattiq bo‘lmagan jismning muvozanatda turishi uchun yetarli emasligini va jismlarning boshqa fizik xossalarini hisobga oluvchi qo‘shimcha shartlar talab etilishini bildiradi. Masalan, egiluvchan vaznsiz ipni cho‘zganda ikkita kuchning muvozanat shartini qoniqtirish lozim, lekin ip cho‘zilishga qarshilik ko‘rsata oladi, ammo siqilishga qarshilik ko‘rsata olmaydi.

1.3.4. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi

Ta’sir chiziqlari bir nuqtada kesishadigan kuchlar sistemasi bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi deyiladi.

Jismning $A_1, A_2, \ldots$ nuqtalariga ta’sir chiziqlari O nuqtada kesisha-digan tegishlicha $(F_1, F_2, \ldots F_n)$ kuchlar ta’sir etsa, bu kuchlar bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasini tashkil etadi (1.36-rasm). Bu kuchlar sistemasining teng ta’sir etuvchisini ikki xil – geometrik va analitik usullar bilan aniqlash mumkin.



a) *b)*

1.36-rasm.

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarni geometrik qo‘shish parallelogramm va kuchlar ko‘pburchagini qurish bilan amalga oshiriladi. Kuchlar ko‘pburchagini qurish uchun ixtiyoriy tanlangan O_1 nuqtaga $\overline{F_1}$ kuchni qo‘yib, bu kuchning uchi A nuqtaga $\overline{F_2}$

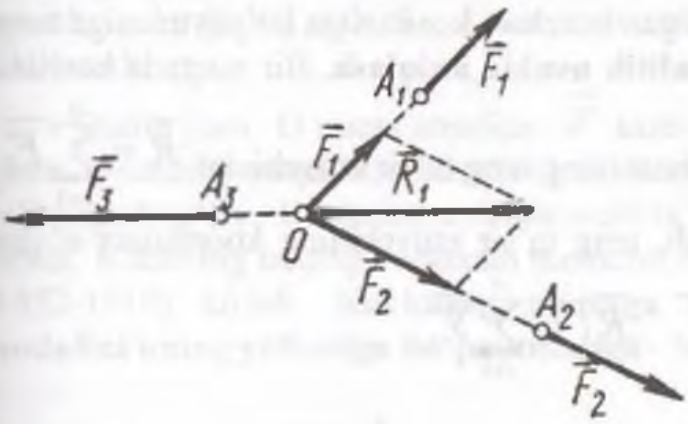
kuchni parallel ravishda keltiramiz. $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ kuchlarning tengsh ta'sir etuvchisi $\overline{R_1}$ ni aniqlaymiz va h.k. (1.36-rasm, *b*). $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \overline{F_3}, \overline{F_4}$ kuchlarni qo'shish natijasida O_1ABCD kuchlar ko'pburchagi hosil qilinadi. Bu ko'pburchakda $\overline{F_1}$ kuchni boshi bilan $\overline{F_4}$ kuchning uchini birlashtiruvchi $\overline{R}$ vektor $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \overline{F_3}, \overline{F_4}$ kuchlarning teng ta'sir etuvchisini ifodalaydi.

Unda $\overline{R_1} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$ $\overline{R_2} = \overline{R_1} + \overline{F_3} = \overline{F_1} + \overline{F_2} + \overline{F_3}$

$$\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2} + \overline{F_3} + \overline{F_4} \text{ yoki } \overline{R} = \sum_{i=1}^{n} \overline{F_i}$$

Demak, $(F_1, F_2, ...F_4)$ kuchlar uchun qurilgan kuchlar ko'pburchagidagi $\overline{F_1}$ kuchning boshi bilan $\overline{F_4}$ kuchning uchini birlashtiruvchi $\overline{R}$ vektor bir nuqtada kesishuvchi $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \overline{F_3}, \overline{F_4}$ kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi bo'ladi.

Uch kuch muvozanatiga oid teorema. Bir tekislikda yotuvchi va o'zaro parallel bo'lmagan uch kuch muvozanatlashsa, ularning ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadi.



Isbot. Jismning A_1, A_2 va A_3 nuqtalariga $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \overline{F_3}$ kuchlar qo'yilgan bo'lsin.
U holda

$$(F_1, F_2, ...F_n) \infty 0$$

$\overline{F_1}, \overline{F_2}$ kuchlarning ta'sir chiziqlari O nuqtada kesishsin, ularni O nuqtaga ko'chiramiz va qo'shamiz:

$$\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$$

$\overline{R}$ kuchning ta'sir chizig'i $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ kuchlarning ta'sir chiziqlari kesishgan nuqtadan o'tadi. Shuning uchun $(F_1, F_2, ...F_n) \infty (\overline{R}, \overline{F_3}) \infty 0$. $\overline{R}$ va $\overline{F_3}$ kuchlar muvozanatlashishi uchun ularning miqdorlari teng, yo'nalishi esa bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'lishi kerak.

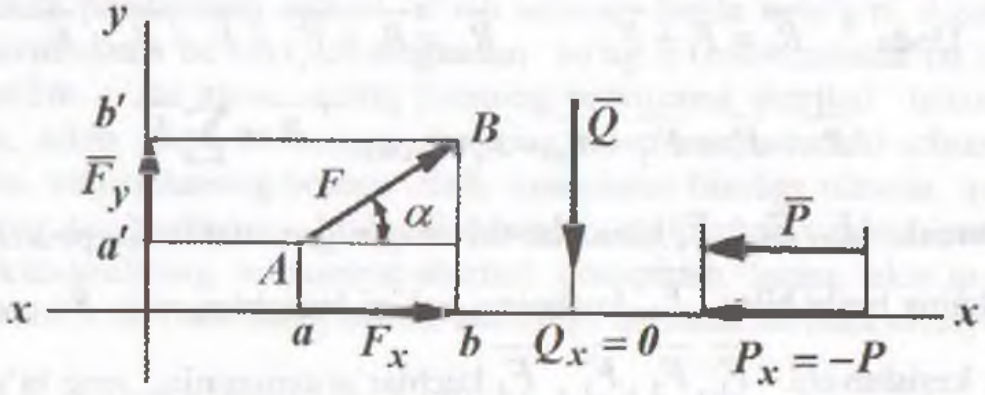
1.3.5. Kuchning o'qdagi proeksiyasi

Kuchning o'qdagi proeksiyasi deb, kuch vektorining boshi va oxiridan o'qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi o'q kesmasiga aytiladi.

Kuch bilan o'q bir tekislikda yotgan bo'lsa, $\overline{F}$ kuchning Ox o'qdagi proeksiyasini aniqlash uchun kuchning boshi A va uchi Ox o'qqa perpendikulyar (Aa), (Vv) punktir chiziqlarni o'tkazamiz. U holda av kesma $\overline{F}$ kuchning Ox o'qdagi proeksiyasini ifodalaydi (1.37-rasm).

$$F_x = F\cos\alpha; \quad F_y = F\sin\alpha \qquad F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

bunda $\alpha - \overline{F}$ kuchning OX o'qi musbat yo'nalishi bilan tashkil etgan burchagi.



1.37-rasm.

Agar α burchak o'tkir bo'lsa $(\alpha < 90^0)$ kuchning o'qdagi proeksiyasi musbat, o'tmas bo'lsa $(\alpha > 90^0)$ manfiy bo'ladi. Demak, kuchning biror o'qdagi proeksiyasi skalyar miqdor bo'lib, kuch moduli bilan kuchning shu o'q musbat yo'nalishi bilan tashkil qilgan burchak kosinusiga ko'paytmasiga teng.

Teng ta'sir etuvchini analitik usulda aniqlash. Bir nuqtada kesishuvchi $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \ldots, \overline{F_n}$ kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisini $\overline{R} = \sum_{i=1}^{n} \overline{F_k}$ – koordinata o'qlariga proeksiyalab, teng ta'sir etuvchining koordinata o'qlaridagi proeksiyalari $\overline{R_x} = \sum_{i=1}^{n} \overline{X_i}$, $\overline{R_y} = \sum_{i=1}^{n} \overline{Y_i}$

$\overline{R_z} = \sum_{i=1}^{n} \overline{Z_i}$ larni aniqlaymiz. Teng ta'sir etuvchining moduli

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{(\sum_{i=1}^{n} X_i)^2 + (\sum_{i=1}^{n} Y)^2{}_i + (\sum_{i=1}^{n} Zi)^2}$$

Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning muvozanati. Bir nuqtada kesishuvchi $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \ldots, \overline{F_n}$ kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi $\overline{R}$ nolga teng bo'lsa, bunday kuchlar sistemasi muvozanatda bo'ladi:

$$\overline{R} = 0 \quad \text{yoki} \quad \sum_{i=1}^{n} \overline{F_i} = 0.$$

Bu tenglamalar kesishuvchi kuchlar sistemasi muvozanati zaruriy va yetarli shartining vektorli ifodasi.

Demak, kesishuvchi kuchlar sistemasi ta'siridagi jism muvozanatda bo'lishi uchun mazkur sistemani tashkil etuvchi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir, ya'ni bir nuqtada kesishuvchi $(F_1, F_2, ...F_n)$ kuchlar sistemasi uchun qurilgan kuchlar ko'pburchagi yopiq bo'lishi shart. Agar, $\overline{R} = 0$ bo'lsa, $\overline{R}_x = 0$, $\overline{R}_y = 0$, $\overline{R}_z = 0$ bo'ladi yoki

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{X_i} = 0$$

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{Y_i} = 0$$

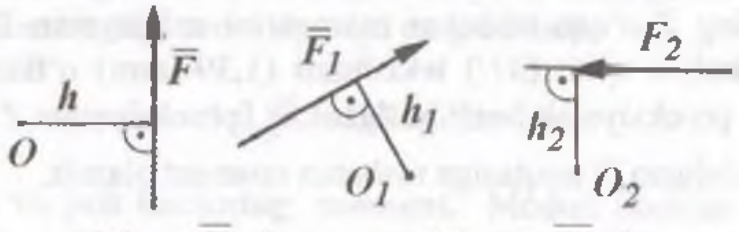
$$\sum_{i=1}^{n} \overline{Z_i} = 0$$

Demak, kesishuvchi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning har bir koordinata o'qlardagi proeksiyalari yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

1.3.6. Kuchning nuqtaga nisbtan momenti

Kuch ta'sirida jism ilgarilanma harakatda, biror nuqta yoki o'q atrofida aylanma harakatda bo'lishi mumkin. Mexanikada jismni aylantiruvchi kuchning ta'siri kuch momenti deb ataladigan kattalik bilan o'lchanadi.

Qattiq jism O nuqta atrofida $\overline{F}$ kuch ta'sirida erkin aylanma harakat qilsin. Jismni O nuqta atrofida tez yoki sekin aylanishi kuchning qiymati va yelkasiga bog'liq. Kuchning aylantiruvchi ta'siri kuch momenti bilan xarakterlanadi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti tushunchasini Leonardo da Vinchi (1452-1519) kiritdi. **Kuchning nuqtaga nisbatan momenti deb, kuch modulini uning yelkasiga ko'paytmasiga aytiladi**.



$$M_0 = \overline{F} \cdot h \qquad M_1 = -\overline{F_1} \cdot h_1$$

Kuch momenti qaysi nuqtaga nisbatan olinsa, shu nuqta moment markazi deb ataladi. Moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha bo'lgan eng qisqa oraliq kuchning yelkasi deyiladi. Bunda *h*- kuchning *O* nuqtaga nisbatan yelkasi. Kuch momentining birligi – nyuton metr (*Nm*).

Kuch moment markazi atrofida jismni soat stryelkasining harakat yo'nalishiga teskari tomonga aylantirishga intilganda, kuch momentini musbat va aksincha, teskari yo'nalishda manfiy ishorali deb olinadi.

Kuchning nuqtaga nisbatan momentining xossalari:

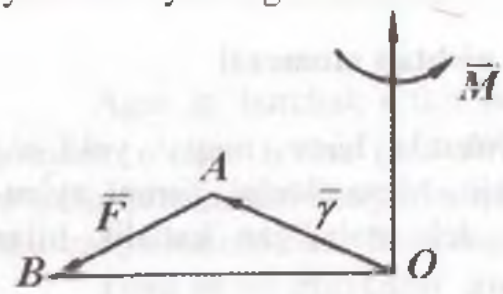
1. Kuchning miqdori va yo'nalishini o'zgartirmay ta'sir chizig'i bo'ylab istalgan nuqtaga ko'chirilsa, kuch momenti o'zgarmaydi.

2. Agar kuchning ta'sir chizig'i moment markazidan o'tsa, uning shu markazga nisbatan momenti nolga teng bo'ladi, chunki bu holda kuchning yelkasi nolga teng.

Nuqtaga nisbatan kuch momentining vektorligi.

Ta'rif. $\overline{F}$ kuchning biror O nuqtaga nisbatan olingan momenti, shu nuqtaga qo'yilgan vektor bo'lib, kuch qo'yilgan radius-vektori bilan kuch vektorining ko'paytmasiga teng (1.38-rasm), ya'ni $\overline{M}_0 = \left[r \cdot \overline{F}\right]$ (a)

bunda $r - \overline{F}$ kuchi qo'yilgan A nuqtaning radius-vektori, $\overline{M}_0$- vektorning moduli (a) formula bilan topiladi. $\overline{M}_0$- vektor OAV tekislikka perpendikulyar bo'lib yo'nalgan bo'ladi.



1.38-rasm

Kuchning nuqtaga nisbatan momenti vektori moment markaziga qo'yilgan bo'lib, bu markaz va kuchning ta'sir chizig'i orqali o'tgan tekislikka perpendikulyar yo'naladi hamda uning uchidan qaraganimizda kuch jismni soat stryelkasining aylanishiga teskari yo'nalishda aylantirishga intiladi.

Agar kuch jismni moment markazi atrofida soat stryelkasining aylanadigan tomonga teskari yo'nalishda aylantirishga intilsa, kuch momenti musbat, aks holda – manfiy deb hisoblanadi.

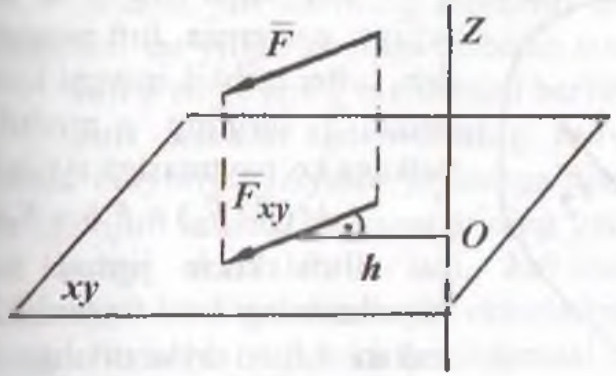
1.3.7. Kuchning o'qqa nisbatan momenti

$\overline{F}$ kuchning Z o'qqa nisbatan momentini aniqlaymiz. Buning uchun Z o'qqa perpendikulyar qilib (XU) tekisligini (1.39-rasm) o'tkazamiz. Kuchni shu tekislikka proeksiyalab hosil bo'lgan $\overline{F}_{xy}$ proeksiyadan Z o'qi bilan (XU) tekisligining kesishgan O nuqtasiga nisbatan moment olamiz.

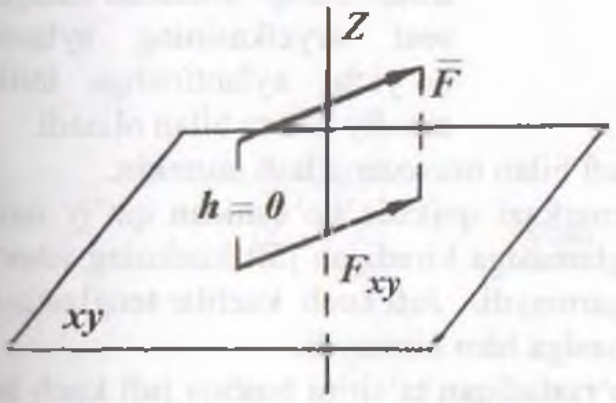
$$m_z\left(\overline{F}\right) = m_z\left(\overline{F}_{xy}\right) = \pm F_{xy} \cdot h \quad (1.30)$$

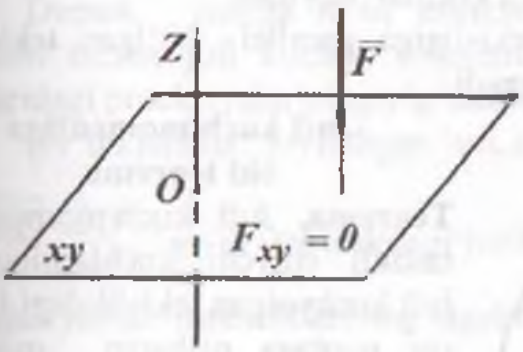
bunda kuchning (XU) tekislikdagi proeksiyasi vektor kattalikdir, chunki uning moduli va yo'nalishi bor. $m_z\left(\overline{F}\right)$-belgi quyidagicha o'qiladi:

$\overline{F}$ kuchning Z o'qqa nisbatan momenti deb, uning shu o'qqa perpendikulyar tekislikdagi proeksiyasidan o'q bilan tekislikning kesishgan nuqtasiga nisbatan olingan momentiga aytiladi.



1.39 - rasm





1.40-rasm

Kuchning o'qqa nisbatan momenti skalyar miqdor bo'lib, o'qning musbat yo'nalishidan qaraganda kuchning o'qqa perpendikulyar tekislikdagi proeksiyasi jismni soat stryelkasi harakatiga teskari yo'nalishda aylantirishga intilsa, kuch momenti musbat, aks holda manfiy ishora bilan olinadi. Agar kuch ta'sir chizig'i o'qni kesib o'tsa yoki o'qqa parallel bo'lsa (1.40-rasm), uning shu o'qqa nisbatan momenti nolga teng bo'ladi, chunki birinchi holda kuch yelkasi, ikkinchi holda kuchning o'qqa perpendikulyar tekislikdagi proeksiyasi nolga tengdir. Bu ikki holda $\overline{F}$ kuchi jismni Z o'qi atrofida aylantirmaydi, u faqat jismni Z o'qi bo'ylab suradi yoki siljitadi. Demak, jismning biror o'q atrofidagi aylanma harakatini kuchning o'qqa nisbatan momenti xarakterlaydi. Kuchning o'qqa nisbatan momenti bilan shu o'qdagi nuqtaga nisbatan momenti orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

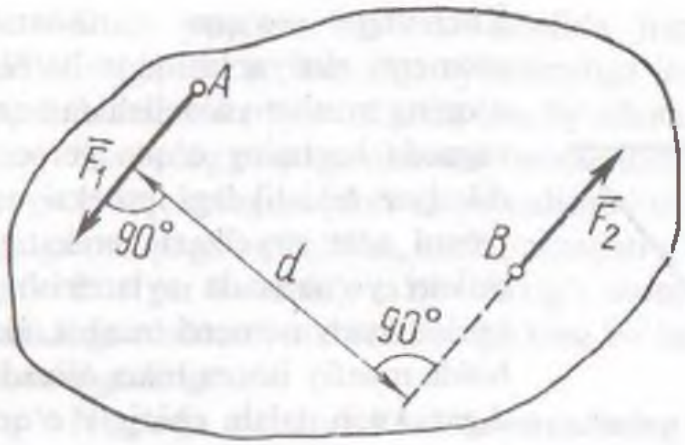
$$m_z(\overline{F}) = M_{0z} \quad (1.31)$$

Demak, kuchning biror o'qqa nisbatan momenti uning shu o'qda olingan ixtiyoriy nuqtaga nisbatan moment vektorining mazkur o'qdagi proeksiyasiga teng bo'ladi.

1.3.8. Juft kuchlar

Juft kuch va juft kuchning moment. Moduli jihatdan bir-biriga teng va bir yo'nalishda aylanayotgan ikki parallel kuchga juft kuch deb ataladi. Juft kuchlar tushunchasini fransuz olimi Puanso (1777–1859) kiritgan.

$|\overline{F_1}| = |\overline{F_2}|$, $\overline{F_1} \uparrow\downarrow \overline{F_2}$ bo'lgan ikki-ta: $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ kuchlar juft kuchni tashkil etadi. Juft kuch $(\overline{F_1}, \overline{F_2})$ ko'rinishda belgilanadi. Juft joylashgan tekislik juft ta'sir etadigan tekislik deb ataladi. Kuchlar ta'sir chiziqlarining orasidagi eng qisqa masofa juft yelkasi deb ataladi. Juft kuchni bitta kuch bilan almashtirib bo'lmaydi.

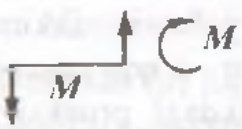


1.41-rasm

Juft kuch teng ta'sir etuvchiga ega emas. Juft momenti deb, juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini yelkaga ko'paytmasiga aytiladi.

$$M(\bar{F}_1;\bar{F}_2) = F_1h = F_2h$$

Juft kuch jismni soat stryelkasining aylanishiga teskari tomon aylantirishga intilsa, uning momenti musbat; soat stryelkasining aylanishi bo'yicha aylantirishga intilsa, manfiy ishora bilan olinadi.

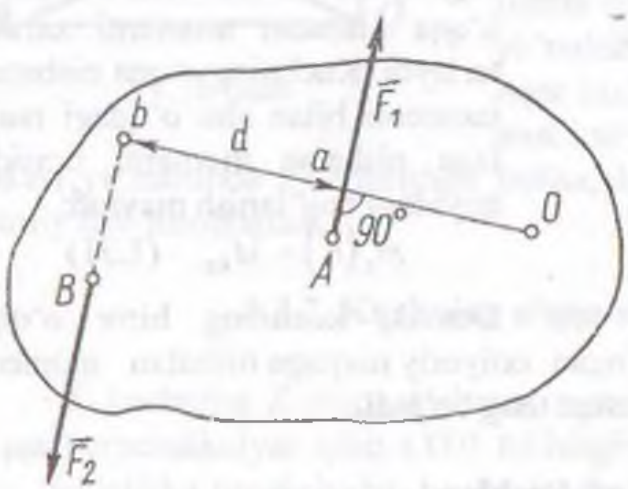


1. Juft kuchni juft bilan muvozanatlash mumkin.

2. Momentlar markazi qayerda bo'lishidan qat'iy nazar, momentlar tenglamasiga kiradigan juft kuchning ishorasi va miqdori o'zgarmaydi. Juft kuch kuchlar tenglamasiga ham, kuchlarning proeksiya tenglamasiga ham kirmaydi.

3. Bir juft kuchning jismga ko'rsatadigan ta'sirini boshqa juft kuch bera olsa, bunday juft kuchlar ekvivalent juft kuchlar deyiladi.

4. Juft kuchni o'zining ta'sir tekisligiga parallel bo'lgan tekislikka ko'chirilsa, uning jismga ta'siri o'zgarmaydi.



1.42-rasm

Juft kuch momentiga oid teorema

Teorema. Juft kuch momenti uni tashkil etuvchi kuchlarning shu juft kuchyotgan tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng. Berilgan $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ juft kuch tekisligida biror O nuqtani tanlab, undan juft kuch tuzuvchi kuchlarning ta'sir chiziqlariga tik $|Ob|$ chiziqni o'tkazamiz.

$\bar{F}_1$ va $\bar{F}_2$ kuchlarning O nuqtaga nisbatan momentlari yig'indisini aniqlaymiz (1.42-rasm).

$$M_O(\bar{F}_1)+(\bar{F}_2) = -Oa\cdot F_1+Ob\cdot F_2 = -Oa\cdot F_1+(d+Oa)F_2 =$$

$$= -Oa\cdot F_1+d\cdot F_2+Oa\cdot F_2 = F_2d = M$$

Shunday qilib, $M = M_O(\bar{F}_1)+M_O(\bar{F}_2)$.

Agar O nuqta o'rniga A yoki V nuqtani olsak,

$$M = M_B(\bar{F}_1) = M_A(\bar{F}_2)$$

Demak, juft kuchning momenti uni tashkil etuvchi kuchlardan birining ikkinchisi qo‘yilgan nuqtaga nisbatan momentiga teng bo‘ladi.

Juft o‘rniga uning momentini berish kifoyadir.

Juft kuchlar sistemasining muvozanati. Qattiq jismga ta’sir etuvchi, fazoda ixtiyoriy vaziyatda joylashgan juft kuchlar sistemasi moment vektori berilgan juft kuchlar momentlarining geometrik yig‘indisiga teng bo‘lgan bita juft kuchga ekvivalent bo‘ladi. Juft kuchlar sistemasi muvozanatda bo‘lishi uchun juft kuchlar momenti vektorlariga qurilgan ko‘pburchak yopiq bo‘lishi kerak. Bu holda juft kuchlar sistemasi muvozanatining analitik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\sum_{i=1}^{n} \overline{M_i} = 0 \qquad \text{yoki} \qquad \left.\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{n} M_{ix} \\ &\sum_{i=1}^{n} M_{iy} \\ &\sum_{i=1}^{n} M_{iz} \end{aligned}\right\}$$

Demak, jismga ta’sir etuvchi juft kuchlar sistemasi muvozanatda bo‘lishi uchun juft kuchlar momentlari vektorlarining har bir koordinata o‘qlaridagi proeksiyalarining yig‘indisi nolga teng bo‘lishi zarur va yetarlidir.

Bir tekislikda joylashgan juft kuchlar sistemasining muvozanat sharti $\sum_{i=1}^{n} \overline{M_i} = 0$, ya’ni tekislikdagi juftlar sistemasi muvozanatda bo‘lishi uchun berilgan juftlar momentlarining algebraik yig‘indisi nolga teng bo‘lishi zarur.

1.3.9. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi

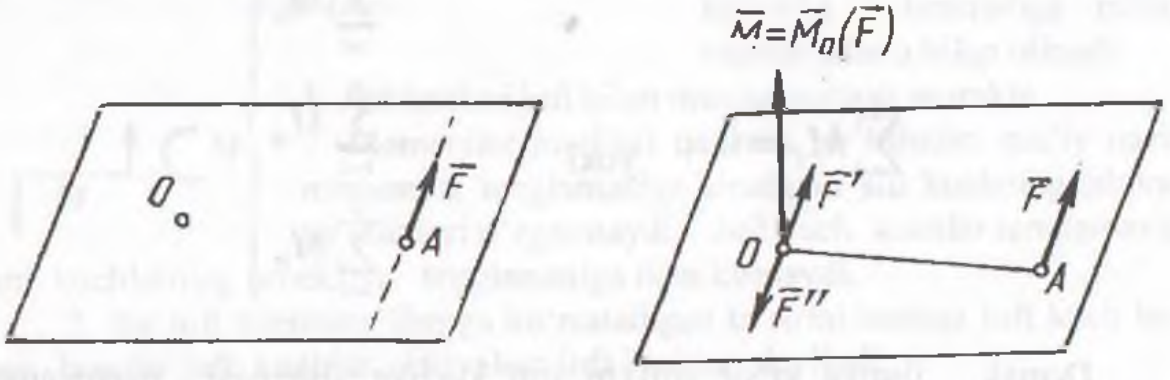
Ta’sir chiziqlari fazoda ixtiyoriy ravishda joylashgan kuchlardan tashkil topgan sistema fazodagi kuchlar sistemasi deyiladi.

Kuchni o‘ziga parallel ravishda ko‘chirishga oid lemma. Jismning biror nuqtasiga qo‘yilgan kuchni uning ta’sir chizig‘i bo‘ylab kuchirganda kuchning jismga ta’siri o‘zgarmaydi. Ammo, kuch o‘ziga parallel ravishda ta’sir chizig‘ida yotmaydigan nuqtaga ko‘chirilsa, kuchning jismga ta’siri o‘zgaradi. Kuchni o‘ziga parallel ravishda jismning qaysi nuqtasiga keltirilsa, shu nuqta keltirish markazi deyiladi.

Lemma. Jismning biror nuqtasiga qo‘yilgan kuch jismda olingan ixtiyoriy keltirish markaziga qo‘yilgan xuddi shunday kuchga va momenti berilgan kuchning keltirish markaziga nisbatan momentiga teng juft kuchga ekvivalent bo‘ladi.

Isbot. Jismning A nuqtasiga qo‘yilgan $\overline{F}$ kuchni o‘ziga parallel ravishda jismning ixtiyoriy O nuqtasiga keltirish kerak (1.43-rasm).

Buning uchun O nuqtaga ta'sir chizig'i $\overline{F}$ ga parallel $(\overline{F}^{1},\overline{F}^{11})\infty 0$ sistemani qo'yamiz (1.43-rasm, *b*). Bu nol sistemaning tashkil etuvchilari $\left|\overline{F}^{1}\right|=\left|\overline{F}^{11}\right|=\left|\overline{F}\right|$ bo'lsin. Natijada $(\overline{F},\overline{F}^{1},\overline{F}^{11})\infty\overline{F}$. O'z navbatida $(\overline{F},\overline{F}^{1},\overline{F}^{11})$ kuchlar sistemasi O nuqtaga qo'yilgan $\overline{F}^{1}=\overline{F}$ kuchga va $(\overline{F}^{1},\overline{F}^{11})$ juft kuchga ekvivalent bo'ladi. Bu juft kuch qo'shilgan juft kuch deyiladi. $(\overline{F}^{1},\overline{F}^{11})$ juft kuchning momenti $\overline{M},\overline{F}$ kuchning O nuqtaga nisba-



a) *b)*

1.43-rasm

tan momenti $\overline{M}_o(\overline{F})$ ga tengligi juft kuchlar nazariyasidan ma'lum:

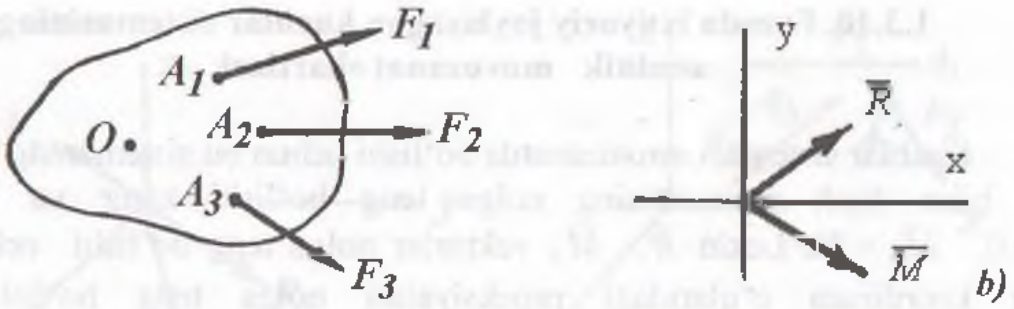
$$\overline{M}=\overline{M}_o(\overline{F})$$

Kuchlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti. Jismning A_1, A_2,..., A_n nuqtalariga fazoda ixtiyoriy yo'nalgan kuchlar sistemasi qo'yilgan bo'lsin. (1.44-rasm, *b*) Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti quyidagi formula bilan topiladi:

$$\overline{R}=\sum\overline{F}_k \qquad (1.32) \qquad\qquad \overline{M}_0=\sum\overline{m}_0(\overline{F}_k) \qquad (1.33)$$

Kuchlar sistemasining bosh vektori mazkur kuchlarning geometrik yigindisiga teng bo'ladi. Fazodagi kuchlar sistemasining biror markazga nisbatan bosh momenti tashkil etuvchi kuchlarning shu markazga nisbatan momentlarining geometrik yig'indisiga teng.

Teorema. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining biror O markazga keltirish natijasida bu kuchlar sistemasi keltirish markaziga qo'yilgan bosh vektor $\overline{R}$ ga teng bitta kuch va momenti bosh moment $\overline{M}_0$ ga teng bo'lgan bitta juft kuch bilan almashtiriladi. (1.44 - rasm, *b*)



1.44-rasm.

Kuch sistemasining bosh vektorini va bosh momentini hisoblash. Bosh vektor va bosh momentning miqdor hamda yo'nalishini analitik usulda aniqlash uchun analitik geometriyadagi ushbu teoremadan foydalanamiz.

Bir nechta vektorlar yig'indisining bir o'qdagi proeksiyasi qo'shiluvchi vektorlarning shu o'qdagi alohida proeksiyalarining yig'indisiga teng. (*R*) – vektor tenglikni koordinata o'qlariga proeksiyalaymiz:

$$R_x = \sum F_{kx}, \quad R_y = \sum F_{ky}, \quad R_z = \sum F_{kz}, \qquad (1.34)$$

Bosh vektorning moduli quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = \sqrt{\left(\sum F_{kx}\right)^2 + \left(\sum F_{ky}\right)^2 + \left(\sum F_{kz}\right)^2}, \qquad (1.35)$$

Endi (*R*)-vektor tenglikni koordinata o'qlariga proeksiyalab va (1.33) bog'lanishdan foydalanib quyidagi formulalarga ega bo'lamiz:

$$M_x = \sum m_x(\overline{F}_k), \quad M_y = \sum m_y(\overline{F}_k), \quad M_z = \sum m_z(\overline{F}_k) \qquad (1.36)$$

bunda M_x, M_y, M_z – bosh moment *Mo* ning mos ravishda *X, U, Z* o'qlaridagi proeksiyalari.

Demak, bosh momentning biror o'qdagi proeksiyasi kuchlarning shu o'qqa nisbatan olingan momentlarining yig'indisiga teng. Bosh momentning moduli quyidagi formula bilan topiladi:

$$M_0 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}; \qquad (1.37)$$

Teng ta'sir etuvchining o'qqa nisbatan momenti (Varinon teoremasi). Teng ta'sir etuvchining o'qqa nisbatan momenti kuchni tashkil etuvchilarning shu o'qqa nisbatan olingan momentlarining agebraik yig'indisiga teng. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi va bu siste-maning teng ta'sir etuvchisi *R* berilgan bo'lsin .

$$F_1, F_2, F_3, \ldots F_n = R$$

Ta'rifga muvofiq $M_x(F_1) + M_x(F_2) + M_x(F_3) + \ldots = M_x(R_1)$

1.3.10. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari

Kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun bu sistemaning bosh vektori bilan bosh momentining nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir: $\overline{R}=0,\ \overline{M}_0=0$`. Lekin $\overline{R},\ \overline{M}_0$ vektorlar nolga teng bo'lishi uchun, ularning koordinata o'qlaridagi proeksiyalari nolga teng bo'lishi kerak: $R_x=R_y=R_z=0$ va $M_x=M_y=M_z=0$ ya'ni jismga ta`sir etuvchi kuchlar (1.35) va (1.36) formulalarda quyidagi shartlarni qanoatlantirishi kerak:

$$\left.\begin{array}{l}\sum F_{kx}=0,\quad \sum F_{ky}=0,\quad \sum F_{kz}=0,\\ \sum m_x\left(\overline{F}_{kx}\right)=0,\quad \sum m_y\left(\overline{F}_{ky}\right)=0,\quad \sum m_z\left(\overline{F}_{kz}\right)=0,\end{array}\right\} \quad (1.38)$$

Bu tenglamalar fazodagi kuchlar sistemasi muvozanatining analitik shartlarini ifodalaydi. Jismga ta'sir etuvchi fazodagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning uchta Dekart koordinata o'qlarining har biridagi proeksiyalarining yig'indilari nolga teng bo'lishi va kuchlarning uchta koordinata o'qlarining har biriga nisbatan momentlarining yig'indilari ham nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

(1.38) – tenglamalar statikaning asosiy tenglamalaridir. Bu tenglamalardan tekislikda ixtiyoriy joylashgan va parallel kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlarini keltirib chiqarish mumkin.

Bir nuqtaga kuyilgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari. Jismni biror O nuqtasiga $\overline{F}_1,\overline{F}_2,...,\overline{F}_n$ kuchlar sistemasi qo'yilgan bo'lsin (1.45-rasm). Kuchlar sistemasining muvozanatlik shartini aniqlaymiz. Buning uchun O nuqtadan X,U,Z o'qlarini o'tkazib (1.38) tenglamalar sistemasini tatbiq qilamiz. Kuchlar o'qlar bilan kesishgani uchun ularning o'qlarga nisbatan momentlari nolga teng bo'ladi:

$$\sum m_x\left(\overline{F}_k\right)=\sum m_y\left(\overline{F}_k\right)=\sum m_z\left(\overline{F}_k\right)=0$$

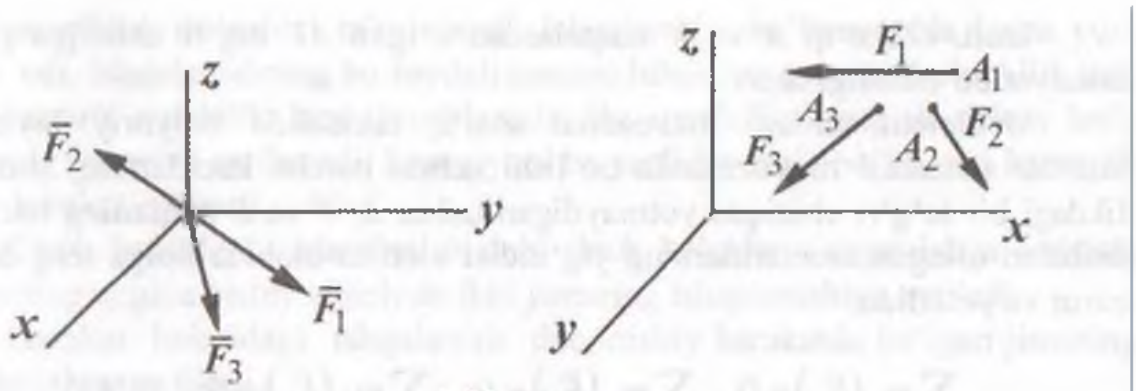
(1.38) tenglamalardan faqat birinchi uchtasi qoladi:

$$\sum F_{kx}=0;\quad \sum F_{ky}=0;\quad \sum F_{kz}=0; \quad (1.39)$$

Bu tenglamalar bir nuqtaga qo'yilgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat sharti bo'ladi: demak, bir nuqtaga qo'yilgan kuchlar ta'siridagi qattiq jism muvozanatda bo'lishi uchun, kuchlarning X,U,Z o'qlaridagi proeksiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlirdir. Agar bir nuqtaga qo'yilgan $\overline{F}_1,\overline{F}_2,...,\overline{F}_n$ kuchlar sistemasi bir tekislikda, misol uchun OXU tekisligida yotgan bo'lsa (1.39)-tenglamalar quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\sum F_{kx}=0;\quad \sum F_{ky}=0; \quad (1.40)$$

(1.40) tenglamalar bir nuqtaga qo'yilgan va bir tekislikda yotgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartidir.



1.45-rasm.

1.3.11. Tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari

Jismga tekislikda ixtiyoriy ravishda o'rnashgan $\bar{F}_1, \bar{F}_2, ..., \bar{F}_n$ kuchlar sistemasi qo'yilgan bo'lsin (1.45-rasm). Kuchlar Z o'qqa perpendikulyar tekislikda yotganligi uchun ularning shu o'qdagi proeksiyalari nolga teng bo'ladi. Kuchlarning ta'sir chiziqlari X va U o'qlarga yo parallel, yoki ularni kesib o'tgani uchun ularning X va U o'qlarga nisbatan momentlari nolga teng bo'ladi: $\sum m_x(\bar{F}_k) = 0; \quad \sum m_y(\bar{F}_k) = 0; \quad \sum m_z(\bar{F}_k) = 0$

Barcha kuchlar OXU tekislikda yotganligi sababli, ularning Z o'qqa nisbatan momentlari koordinatalar boshi O nuqtaga nisbatan momentlarining qiymatiga teng bo'lib qoladi: $\sum m_z(\bar{F}_k) = \sum m_0(\bar{F}_k)$

Shu sababli tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi uchun (1.38) tenglamalar quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\sum(\bar{F}_{kx}) = 0, \quad \sum(\bar{F}_{ky}) = 0 \quad \sum m_0(\bar{F}_k) = 0 \qquad (1.41)$$

Bu tenglamalarga bir tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining birinchi (asosiy) turdagi analitik muvozanatlik shartlari deyiladi. Bu shartlar quyidagicha ta'riflanadi: tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi qo'yilgan erkin jism muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning koordinata o'qlaridagi proeksiyalarining yigindilari va kuchlarning ular yotgan tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining yigindisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

Ikkinchi turdagi muvozanatlik sharti: tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar muvozanatda bo'lishi uchun, barcha kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ixtiyoriy ikkita A va V nuqtaga nisbatan olingan momentlarining yig'indilari va kuchlarning OX o'qidagi proeksiyalarining yig'indisi alohida-alohida nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir:

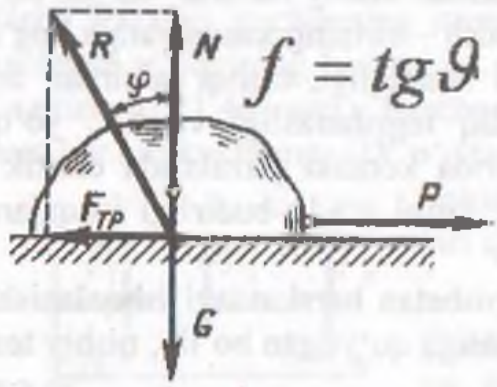
$$\sum m_A(\bar{F}_k) = 0; \quad \sum m_B(\bar{F}_k) = 0; \quad \sum F_k = 0 \qquad (1.42)$$

Ikkinchi qonunning ta'rifiga ko'ra, agar jism sirtlariga ta'sir etadigan tashqi kuchlarning normal tashkil etuvchisi rotsa, eng katta ishqalanish kuchi ham shuncha marta ortadi.

Ishqalanish kuchi F_{ishq} ning jism sirtlariga ta'sir etadigan tashqi kuchlarning normal tashkil etuvchisi N ga nisbati sirpanib ishqalanish koeffitsienti deb ataladi, ya'ni $f = \frac{F_{ishq}}{N}$ yoki $F \le fN$

bu yerda f – ishqalanish koeffitsienti.

Natijada sirpanib ishqalanishni ikkinichi qonuni quyidagicha ta'riflanadi: ishqalanish kuchi sirpanib ishqalanish koeffitsienti bilan normal bosim yoki teaksiya kuchining ko'paytmasiga teng.



1.47-rasm

1.47-rasm asosida ishqalanish koeffitsienti R va N kuchlarni yo'nalishlari orasidagi ϑ burchak tangensiga teng bo'ladi.

Uchinchi qonunga muvofiq sirpanib ishqalanish koeffitsienti uchta faktorga bog'liq:

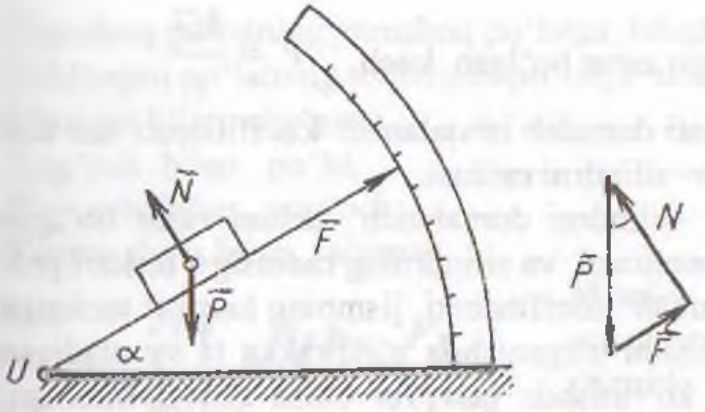
- ishqalanuvchi jismlarni materiali, moylash xarakteriga;
- kinematik juftni konstruksiyasi – sirt va geometrik shaklni o'lamlari;
- ishlash rejimi – harorat, tezlik, yuklanish.

Ishqalanish koeffitsienti o'zgarmas deb qabul qilinishi mumkin, tezlik va yuklanishni ma'lum bir oralig'ida ishqalanish kuchi normal bosimga to'g'ri proporsional tezlik oshishi bilan ishqalanish koeffitsienti ma'lum chegarada kamayadi; solishtirma og'irlik va vaqtni ortishi bilan – kattalashadi.

Ishqalanish burchagini tajriba yo'li bilan aniqlash. Og'irligi R ga teng bo'lgan jismni gorizont bilan α burchak tashkil qiluvchi qiya tekislikka qo'yamiz (1.48-rasm, *a*). O nuqta qo'zg'almas bo'lib, α burchakni shkala bo'yicha o'lchab o'zgartirish mumkin. α burchakni orttira borib jismning sirpanish oldidagi (muvozanat chegarasidagi α_{max} burchakni topish mumkin. Jism bir nuqtada kesishuvchi $\overline{P}, \overline{N}, \overline{F}$, kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lishi uchun mazkur kuchlarga qurilgan kuchlar uchburchagi yopiq bo'lishi kerak (1.48-rasm, *b*). Kuchlar uchburchagidan $tg\alpha = \frac{F}{N}$, muvozanat chegarasida

$$tg\alpha_{max} = \frac{F_{max}}{N} = \frac{fN}{N} = f \quad \text{Buni} \quad tg\varphi_{max} = \frac{F_{max}}{N} = \frac{fN}{N} = f$$

Bilan solishtirib $\alpha_{max} = \varphi_{max}$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz. Bu yerda ishqalanish kuchi eng katta qiymatga erishganda to'la reaksiya kuchi R_{max} ning



a) b)

1.48-rasm

normal reaksiya N, bilan tashkil etgan burchagi φ_{max} ishqalanish burchagi deyiladi. Shunday qilib, shkaladan aniqlangan α_{max} burchakning qiymati ishqalanish burchagiga teng bo'lar ekan. Binobarin, qiya tekislikdagi jism muvozanatda bo'lishi uchun $\alpha \le \varphi_{max}$ shart bajarilishini, ya'ni tekislikning qiyalik burchagi ishqalanish burchagidan katta bo'lmasligi zarur.

Sirpalanib ishqalanish koeffitsientlarini keltiramiz:

Metallning metallga quruqlayin ishqalanishi	0,15.....0,3
Metallning metallga moyli ishqalanishi	0,1.....0,18
Yog'ochning yog'ochga quruqlayin ishqalanishi	0,4.....0,6
Charmning cho'yanga quruqlayin ishqalanishi	0,3.....0,5
Charmning cho'yanga moyli ishqalanishi	...0,15
Po'latning muzga ishqalanishi	...0,02

Foydali ish koeffitsienti (FIK). Mexanizmning harakatida bajarilgan to'liq ish (A_u)–ning hammasi ham foydali ishni (A_f) bajarish uchun sarflanmaydi, balki bir qismi jism harakat qarshiligini engishga sarflanadi, ya'ni $A_i \succ A_f$. Unda $A_\gamma = A_i - A_f$ mexanizmdagi mexanik yo'qotish deyiladi. Yo'qotilgan ish zararli qarshilik kuchining bajargan ishiga teng $A_\gamma = A_{zq}$: Mexanik yo'qotish - yo'qotilgan ishni to'liq ishga nisbati bilan harakterlanadi $-\psi = \frac{A_\gamma}{A_i}$ va yo'qotish koeffitsienti deyiladi. ϑ – hamma vaqt $(0 \le \vartheta \le 1)$. Mexanizmni takomillashish darajasi FIK bilan aniqlanadi va foydali bajarilgan ishning to'liq bajarilgan ishga nisbati bilan topiladi: $\eta = \frac{A_f}{A_i}$

Barcha mexanizlarda η – birdan kichik. FIK-ni oshirish uchun – mexanizmni ratsional sxemasini tanlash, kinematik juftlardagi ishqalanishga yo'qotishni kamaytirish, moylash sharoitini yaxshilash kerak.

Dumalash ishqalanishi deb, bir-biriga urinib turadigan jismlarning urinish nuqtalaridagi tezliklari kattaligi va yo'nalishi jihatidan bir xil bo'ladigan ishqalanishiga aytiladi.

Agar bir-biriga urinib turadigan jismlar bir vaqtning o'zida dumalab va sirpanib harakatlansa, bunday holda sirpanib dumalash ishqalanishi vujudga keladi.

Silindr tekis dumalashi uchun zarur bo'lgan kuch $F = \frac{kG}{r}$

k- yelkaning eng katta qiymati dumalab ishqalanish koeffitsienti deb ataladi, u uzunlik o'lchoviga ega.; *r*- silindrni radiusi.

Hosil qilingan formuladan silindrni dumalatish uchun zarur bo'lgan kuch uning og'irligiga to'g'ri proporsional va silindrning radiusiga teskari proporsional ekan. Dumalab ishqalanish koeffitsienti jismning harakat tezligiga bog'liq emas. Dumalab ishqalanishni o'rganishda g'ildirakka ta'sir etadigan aktiv va reaktiv kuchlar boshqa ko'rinishda tasavvur etilsa qulay. Masalan, g'ildirakning markazidan X o'qi bo'ylab F kuch va vertikal U o'qi bo'ylab g'ildirakning og'irlik kuchi G ta'sir qiladi. F_{ishq} va N kuchlar U o'qidan k masofada g'ildirakning aylanasida joylashgan A nuqtada o'rnatilgan. F_{ishq} kuch F kuch yo'nalishiga teskari va N kuch esa aylana markazi tomon X o'qiga tik yo'naladi. Tayanch sirtning R to'la reaksiyasini N va F_{ishq} tashkil etuvchilarga ajratamiz, unda $R = N + F_{ishq}$.

Bu yerda F_{ishq} - dumalab ishqalanish kuchi; N - deformatsiyalanmagan tayanch tekislikka normal yo'nalgan reaksiya.

G'ildirakning uchta muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum X = 0; \qquad F - F_{ishq} = 0,$$
$$\sum Y = 0; \qquad N - G = 0,$$
$$\sum M_A = 0; \qquad F \cdot r - G \cdot k = 0,$$

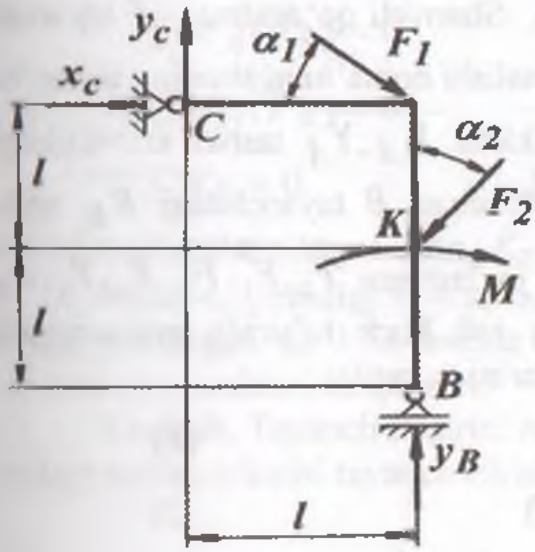
Bu tenglamalardan $F = F_{ishq}$, $N = G$; $F \cdot r = G \cdot k$ larni hosil qilamiz. $F \cdot r = M$; $G \cdot k = M_{ishq}$ belgilashlarni kiritamiz. M ni dumalash momenti va M_{ishq} ishqalanish koeffitsienti deb ataymiz.

G'ildirak harakatining quyidagi xususiy hollarini ko'ramiz:

1. $M \succ M_{ishq}$, lekin $F \prec F_{ishq}$ - faqat dumalash
2. $M \prec M_{ishq}$, lekin $F \succ F_{ishq}$ - faqat sirpanish
3. $M \succ M_{ishq}$, lekin $F \succ F_{ishq}$ - sirpanib dumalash
4. $M \prec M_{ishq}$, lekin $F \prec F_{ishq}$ - tinch holat

Ko'pchilik hollarda dumalab ishqalanish sirpanib ishqalanishga qaraganda kichik bo'ladi, shuning uchun sirpanish podshipniklari o'rniga sharikli va rolikli dumalash podshipniklari ishlatiladi. Tishli uzatmalar va ignali podshipniklarda dumalab ishqalanish bilan sirpanib ishqalanish birgalikda sodir bo'ladi. G'ildirak tekislik bo'ylab dumalagandagi dumalab ishqalanish koeffitsientining taqribiy qiymatlarini keltiramiz:

Yumshoq po'latning yumshoq po'latga ishqalanishi 0,005
Toblangan po'latning toblangan po'latga ishqalanishi 0,001
Cho'yan bilan cho'yan 0,005
Yog'och bilan po'lat .....0,03....0,04
Yog'och bilan yog'och .....0,05....0,03
Rezina shina bilan shosse.....0,24



1.49-rasm

Misol-1. Bikr rama C nuqtada sharnirli – qo'zgalmas tayanchga, V nuqtada esa shirnirli qo'zgaluvchan tayanchga mustahkamlangan. (1.49-rasm). Ramaga momenti $M = 100\ Nm$ ga teng juft kuch va ikkita kuch ta'sir qiladi. C va V nuqtalardagi reaksiya kuchlari aniqlansin.

Yechish. F_1 va F_2 kuchlarni X va U o'qlardagi ajratuvchilarni topamiz

$$F_{1y} = F_1 \sin 45^0 = 10 \cdot 0{,}7 = 7kN;$$

$$F_{1x} = F_1 \cos 45^0 = 10 \cdot 0{,}7 = 7kN$$

$$F_{2x} = F_2 \sin 45^0 = 20 \cdot 0{,}7 = 14kN;$$

$$F_{2y} = F_2 \sin 45^0 = 20 \cdot 0{,}7 = 14kN$$

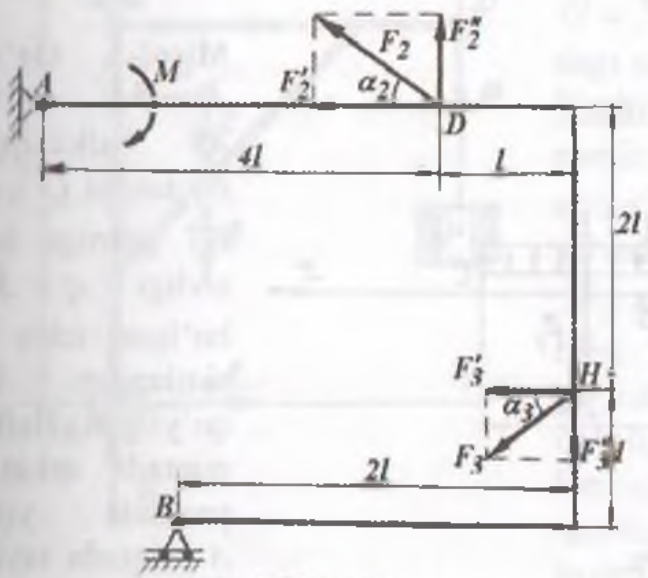
Tayanchlardagi x_c, y_c va y_B reaksiya kuchlarini aniqlaymiz:

$$\sum x = 0; \qquad x_c + F_{1x} - F_{2x} = 0;$$

$$\sum y = 0; \qquad y_c + F_{1y} - F_{2y} + y_B = 0$$

$$\sum M_c = 0; \qquad y_B \cdot \ell - F_{1y}\,\ell - M - F_{2y} \cdot \ell - F_{2x} \cdot \ell = 0$$

$$y_B = \frac{F_{1x} \cdot \ell + M + F_{2y} \cdot \ell + F_{2x} \cdot \ell}{\ell} = 45kN \quad \text{va} \quad y_c = 24kN$$



1.50-rasm

Misol-2: Bikr rama A nuqtada qo'zgalmas sharnirli va nuqtada qo'zgaluvchi sharnirli tayanchga biriktirilgan. Ramaga ta'sir qiluvchi barcha kuchlar va uning o'lchamlari 1.50-rasmda ko'rsatilgan.

Berilgan: $M = 100Hм$;

$\ell = 0{,}5м$; $F_1 = 20H$;

$F_2 = 20H$; $\alpha_2 = 30^0$,

$F_3 = 30H$ $\alpha_3 = 60^0$

Yechish: D va H nuqtalarga qo'yilgan $\overrightarrow{F_2}$ va $\overrightarrow{F_3}$ kuchlarini x va y o'qlariga proeksiyalaymiz: $F_2^{'} = F_2 \cos\alpha_2 = F\cos 30^0 = 20 \cdot 0{,}85 = 17H$

$F_2^{''} = F_2 \sin 30^0 = 20 \cdot 0{,}5 = 10H$, $F_3^{'} = F_3 \cos\alpha_3 = 30\cos 60^0 = 30 \cdot 0{,}5 = 15H$.

Ramani bog'lanishdan ozod qilamiz. Bog'lanish ta'sirini $\overline{X_A}, \overline{Y_A}$ va $\overline{R_B}$ reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz. Sharnirli qo'zgalmas A tayanchdagi $\overline{R_A}$ reaksiya kuchining moduli va yo'nalishi noma'lum, shuning uchun bu kuchni x va y o'qlari bo'ylab yo'nalgan ikkita $\overline{X_A}, \overline{Y_A}$ tashkil etuvchilarga ajratamiz: $\overline{R_A} = \overline{X_A} + \overline{Y_A}$ sharnirli qo'zgaluvchan B tayanchdagi $\overline{R_B}$ reaksiya kuchi. Rama bir tekislikda ixtiyoriy joylashgan $\overrightarrow{F_2}, \overrightarrow{F_2^{''}}, \overrightarrow{F_3}, \overline{X_A}, \overline{Y_A}, \overline{R_B}$ kuchlari va momenti M ga teng bo'lgan juft kuch ta'sirida muvozanatda turibdi. Rama uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X = 0;\ X_A - F_2^{'} - F_3^{'} = 0 \qquad (1)$$

$$\sum Y = 0;\ Y_A + F_2^{'} - F_3^{''} + R_B = 0 \qquad (2)$$

$$\sum m_A = 0,\ M + 4\ell F_2^{''} - 2\ell F_3^{'} - 5\ell F_3^{''} + 3\ell R_B = 0 \qquad (3)$$

Bu tenglamalarni yechib noma'lum reaksiya kuchini topamiz.
(1)-tenglamadan

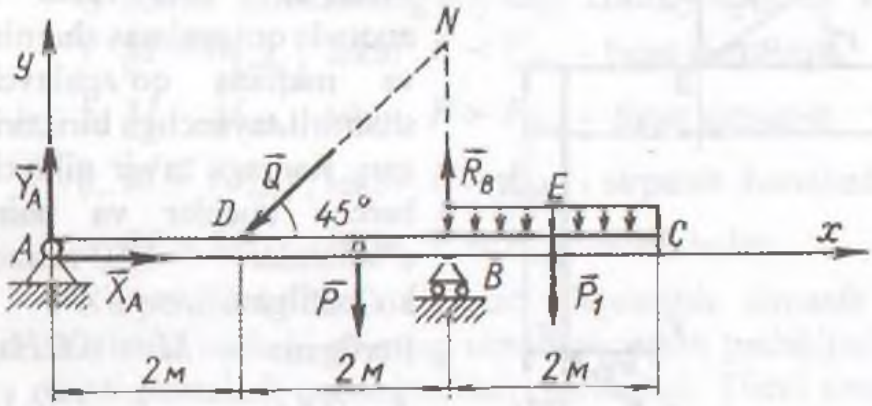
$$X_A = F_2^{'} + F_3^{'} = 17 + 15 = 32H,\ X_A = 32H$$

(3)-tenglamadan: $3\ell R_B = M - 4\ell F_2^{''} + 2\ell F_3^{'} + 5\ell F_3^{''}$

bu yerdan $3R_B = 200 - 40 + 30 + 130 = 320;\ R_B = 107H$

2) tenglamalardan:

$$Y_A = -F_2^{''} + F_3^{''} - R_B = -10 + 26 - 107 = -91H$$



1.51-rasm

Misol-3. Og'irligi $P = 8H$ bo'lgan AS balkaning D nuqtasiga $Q = 6H$, BS qismiga intensivligi $q = 3H/м$ bo'lgan tekis taqsimlangan kuch qo'yilgan. Balka V nuqtada erkin tayanchda yotadi, A nuqtada tayanch

bilan sharnir vositasida biriktirilgan. A va V nuqtalardagi reaksiya kuchlari aniqlansin. O'lchamlari 1.51-rasmda ko'rsatilgan.

Yechish. Balkaning SV qismiga o'qyilgan tekis taqsimlangan kuchni E nuqtaga qo'yilgan $P_1 = BC \cdot q = 6N$ kuch bilan almashtiramiz. Og'irlik kuchi R ni va A, V nuqtalarning reaksiya kuchlarini 1.51-rasmdagidek yo'naltirib, AS balka uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum M_A(\bar{F}_k) = 0 \qquad -2Q\cos 45^0 - 3P + 4R_B - 5P_1 = 0$$

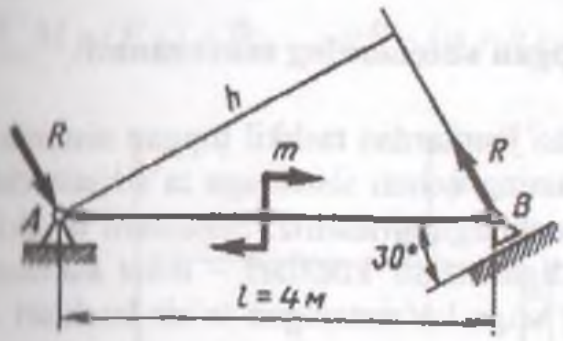
$$\sum M_B(\bar{F}_k) = 0 \qquad -1P + 1P + 2Q\cos 45^0 - 4Y_A = 0,$$

$$\sum X_k = 0 \qquad X_A - Q\cos 45^0 = 0$$

Tenglamalar sistemasidan, $R_B = 15{,}6N$, $Y_A = 2{,}61N$, $X_A = 4{,}2N$

Misol-4. Uzunligi ℓ=4 m bo'lgan gorizontal balka M =420 Nm moment bilan yuklangan va 1.52-rasmda ko'rsatilganidek tayanchlarga tayanadi. A va B reaksiya kuchlari aniqlansin.

Yechish. Tayanch ta'sirini reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz. B nuqtadagi reaksiya kuchi tayanch tekisligiga perpendikulyar joylashgan.



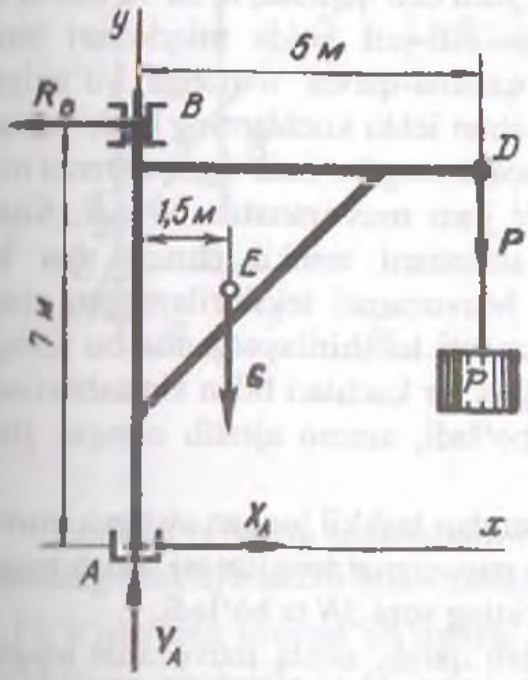
1.52-rasm.

Tekislikdagi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari asosida

$$\sum M_i = 0; \; -M + R \cdot h = 0$$

bu yerda : $h = \ell\cos 30^0$. Unda

$$R = \frac{M}{h} = \frac{M}{\ell\cos 30^0} = \frac{420}{4 \cdot 0{,}866} = 120N$$



1.53-rasm.

Misol-5. 1.53-rasmda ko'rsatilgan ko'tarish kranining D nuqtasida 50 kN yuk osilgan. Kranning og'irlik kuchi $G = 30kN$. A va B tayanch nuqtasidagi reaksiya kuchlari aniqlansin .

Yechish. Kranni muvozanatini o'rganamiz. B podshipnikdagi R_B reaksiya uning buylama o'qiga perpendikulyar yo'nalgan; A nuqtadagi reaksiyani X_A va Y_A tashkil etuvchilarga ajratamiz. Shunday qilib, kranga ixtiyoriy yo'nalgan beshta kuchlar sistemasi qo'yilgan bo'lib, uchtasi noma'lumdir. Berilgan masalaga analitik muvozanat shartlarni tadbiq etib uchta tenglama tuzamiz:

$$\sum M_A = 0 \quad R_B \cdot 7 - G \cdot 1{,}5 - P \cdot 5 = 0$$

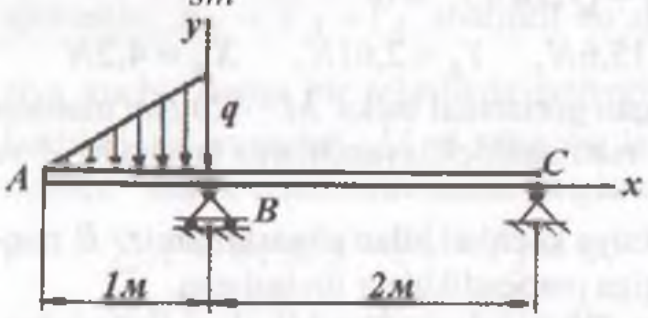
$$\sum X = 0 \quad -R_B + X_A = 0 \text{ va } \sum Y = 0\, Y_A - P - G = 0$$

Birinchi tenglamadan: $R_B = 42{,}1 \cdot 10^3 N = 42{,}1kN$

Ikkinchi tenglamadan: $X_A = R_B = 42{,}1kN$

Uchinchi tenglamadan: $Y_A = P + G = 50 + 30 = 80kN$

Misol-6. AS balkaning V va S tayanchlaridagi reaksiyalari aniqlansin. $q = 6\ \frac{N}{sm}$. Balka og'irligi hisobga olinmasin (1.54-rasm).



Javob:

$$R_B = \frac{5}{6}Q \quad R_C = \frac{Q}{6}$$

1.54-rasm

Bir necha jismdan tashkil topgan sistemaning muvozanati

Bir-birlari bilan bog'langan bir necha jismlardan tashkil topgan sistemaning muvozanatini aniqlashga o'tamiz. Buning uchun sistemaga ta'sir etuvchi kuchlarni ikki guruhga: ichki va tashqi kuchlarga ajratamiz. Sistemani tashkil etuvchi jismlarning bir-birlariga ko'rsatadigan ta'sir kuchlari – *ichki kuchlar* deyiladi. Sistemaga kirmagan jismlarning unga ko'rsatadigan ta'sir kuchlari - *tashqi kuchlar* deyiladi.

Agar sistemani bir butun yaxlit qattiq jism deb qarasak, ta'sir va aks ta'sir haqidagi aksiomaga asosan, ichki kuchlar juft-juft holda miqdorlari teng, yo'nalishlari bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar sistemasini tashkil etadi. Shuning uchun ichki kuchlarning bosh vektori va biror markazga nisbatan bosh momenti nolga teng bo'ladi. Agar sistema muvozanatda bo'lsa, uning tarkibidagi har bir jism muvozanatda bo'ladi. Sistemaning muvozanatini tekshirish uchun sistemani tashkil etuvchi har bir jismning muvozanati alohida tekshiriladi. Muvozanati tekshirilayotgan sistemada ajratib olingan biror jismning muvozanati tekshirilayotganda bu jismga sistemani tashkil etuvchi boshqa jismlarning ta'sir kuchlari bilan almashtiriladi. Bu kuchlar sistema uchun ichki kuchlar bo'ladi, ammo ajratib olingan jism uchun tashqi kuchlar qatoriga kiradi.

Tekslikdagi kuchlar ta'sirida N ta jismdan tashkil topgan sistema muvozanatda bo'lsa, har bir jism uchun uchtadan muvozanat tenglamasi tuzish mumkin. Natijada sistema muvozanat tenglamalrining soni $3N$ ta bo'ladi.

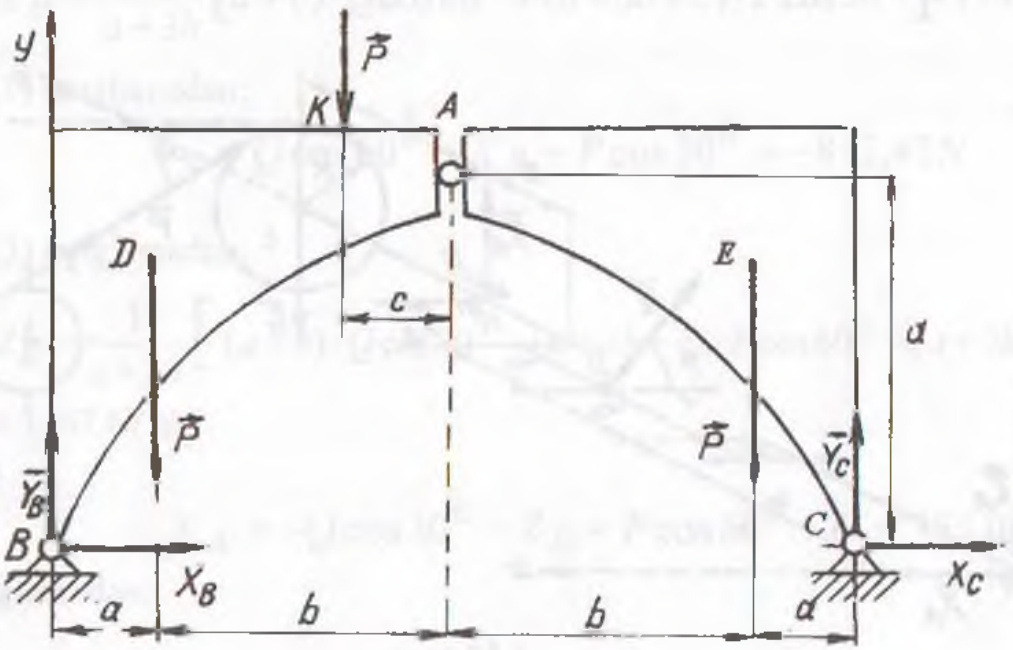
Ba'zan sistemani yaxlit bitta jism deb qarab, uchta muvozanat tenglamasi tuziladi. Bu tenglamalarda ichki kuchlar qatnashmaydi. So'ngra $N-1$ ta

jismlar uchun uchtadan muvozanat tenglamasi tuziladi. Natijada $3+3(N-1)=3N$ ta muvozanat tenglamalarini olamiz.

Misol-7. Ko'prik A sharnir bilan birga bir-biriga hamda V va S sharnirlar bilan ikki qirg'oqdagi tayanchlarga biriktirilgan ikki qismdan iborat. Ko'prikning K nuqtasiga P_1 yuk qo'yilgan. Ko'prik har bir qismining og'irligi R bo'lib, D va E nuqtalarga qo'yilgan. O'lchamlari 1.55-rasmda ko'rsatilgan. V va S nuqtalardagi reaksiya kuchlari hamda ko'prik qismlarining A nuqtadagi o'zaro ta'sir kuchlari aniqlansin.

Yechish. Bu masala $\overline{P},\overline{P}_1$ kuchlar hamda V va S sharnirlarning reaksiya kuchlari tashqi kuchlarni tashkil etadi. V va S sharnirlarning reaksiya kuchlari noma'lum bo'lgani uchun ularni Vx va Vu o'qlarning musbat yo'nalishlari bo'ylab yo'nalgan tashkil etuvchilariga ajratamiz. Sistema ikkita jismdan tashkil topgan uchun sistemaning muvozanat tenglamalari 6 ta bo'ladi. Butun ko'prik uchun muvozanat tenglamalari quyidagicha bo'ladi:

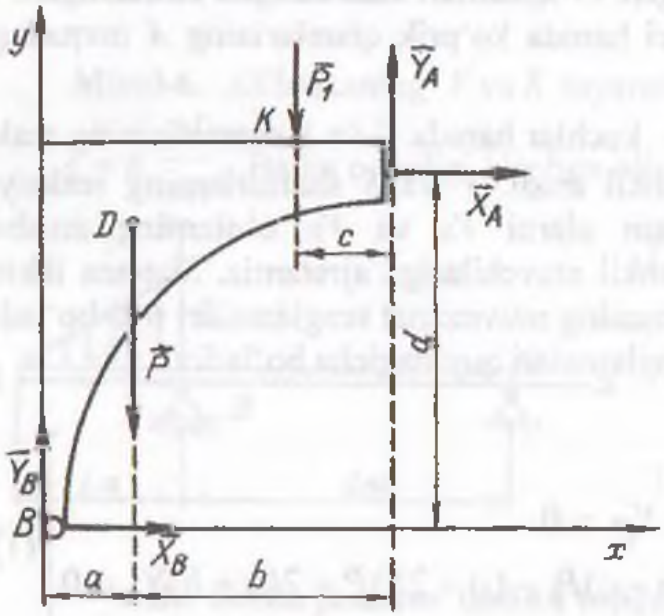
$$\left.\begin{aligned}
&\sum X_k = 0; \quad X_B + X_C = 0\\
&\sum Y_k = 0; \quad Y_B - P - P_1 - P + Y_C = 0\\
&\sum M_B(F_k) = 0; \quad -aP - (a+b-c)P_1 - (a+2b)P + 2(a+b)Y_C = 0
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$



1.55-rasm.

Endi ko'prikning chap qismini olib, o'ng qis mining beradigan ta'sirini A nuqtaning reaksiya kuchi bilan almashtiramiz. A nuqtaning reaksiya kuchini Vx va Vu o'qlarning musbat yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan $\overline{X_A}$ va $\overline{Y_A}$ tashkil etuvchilarga ajratamiz (1.56-rasm). Ko'prikning chap qismi uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

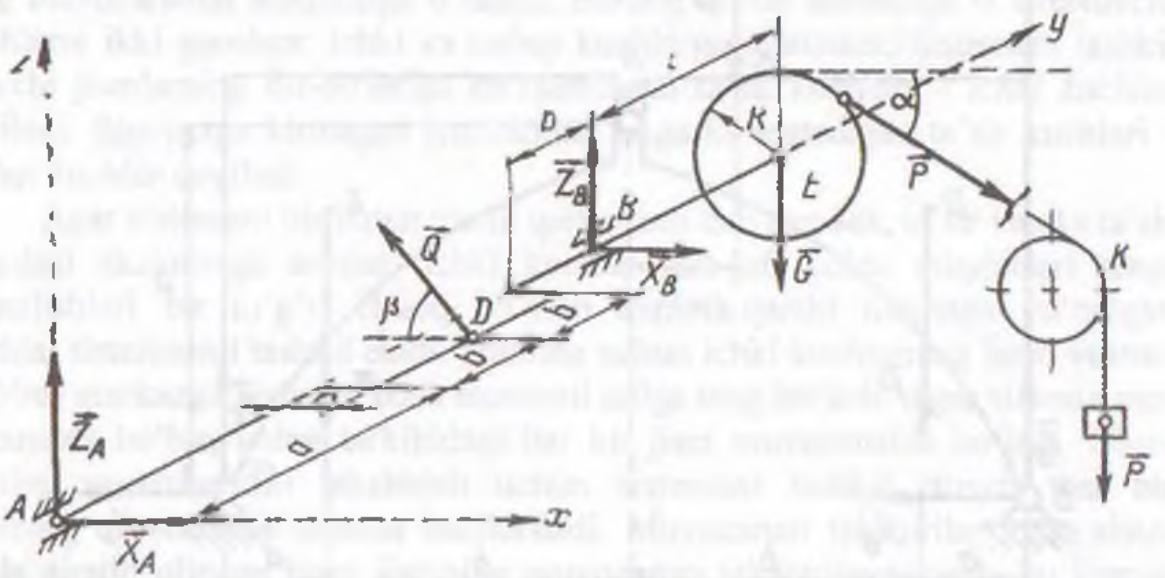
$$\sum X_k = 0; \quad X_B + X_A = 0$$
$$\sum Y_k = 0; \quad Y_B - P - P_1 + Y_A = 0$$
$$\sum M_B(F_k) = 0; \quad P_1 \cdot c + P \cdot b - Y_B(a+b) + X_B \cdot d = 0$$



1.56-rasm.

(1) va (2) tenglamalar sistemasidan 6 ta noma'lum reaksiya kuchlarini aniqlaymiz. Mazkur tenglamalar sistemasini echganda noma' lumlardan birortasi mannfiy qiymatga ega bo'lsa, uning yo'nalishi aslida teskari bo'ladi.

Misol-8. 1.57-rasmda tasvirlangan konstruksiyaning tayanch reaksiya kuchlari aniqlansin.



1.57-rasm.

Quyidagilar berilgan: Q=3000 N, G=2000 N, a=0,6 m; b=0,2 m; s=0,4; r=0,5 m; α=30^0; β=60^0

Yechish. Valga ta'sir etuvchi kuchlarni rasmda tasvirlaymiz. R kuchni arqon bo'ylab yo'naltiramiz. A va V nuqtadagi silindrsimon podshipniklarning ta'sirini $\overline{X_A}, \overline{Z_A}, \overline{X_B}, \overline{Z_B}$ reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz. Kuchlar-

ning koordinata o'qlaridagi proeksiyalarini va mazkur o'qlarga nisbatan momentlarini hisoblab, muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum X_k = 0; \quad X_A - Q\cos 60^0 + X_B + P\cos 30^0 = 0 \qquad (1)$$

$$\sum Y_k = 0; \quad 0 = 0$$

$$\sum Z_k = 0; \quad Z_A - Q\cos 30^0 + Z_B + P\cos 60^0 - G = 0 \qquad (2)$$

$$\sum M_k(\overline{F_k}) = 0; \quad (a+b)Q\cos 30^0 + (a+b)Z_B - (a+3b+c)P\cos 60^0 - (a+3b+c) = 0 \qquad (3)$$

$$\sum M_y(\overline{F}) = 0; \quad -r\cos 30^0 + RP = 0 \qquad (4)$$

$$\sum M_z(\overline{F}) = 0; \quad (a+b)Q\cos 60^0 - (a+3b)X_B + (a+3b+c)P\cos 30^0 = 0 \qquad (5)$$

Tenglamalrni birgalikda yechib quyidagi qiymatlarni topamiz.

(4) tenglamadan $P = \dfrac{rQ\cos 30^0}{R} = 649,5N$ (5) tenglamadan:

$$X_B = \frac{1}{a+3b}\left[(a+b)\cdot Q\cos 60^0 + (a+3b+c)\cdot P\cos 30^0\right] = 1749,96N$$

(1) tenglamadan:

$$X_A = Q\cos 60^0 - X_B - P\cos 30^0 = -812,42N$$

(3) tenglamadan:

$$Z_B = \frac{1}{a+3b}\left[(a+b)\cdot Q\cos 30^0 + (a+3b+c)\cdot P\cos 60^0 + (a+3b+c)G\right]$$

$$= 1367,67N$$

$$X_A = -Q\cos 30^0 - Z_B + P\cos 60^0 + G = 355,08N$$

(2) tenglamadan:

Nazorat savollari.

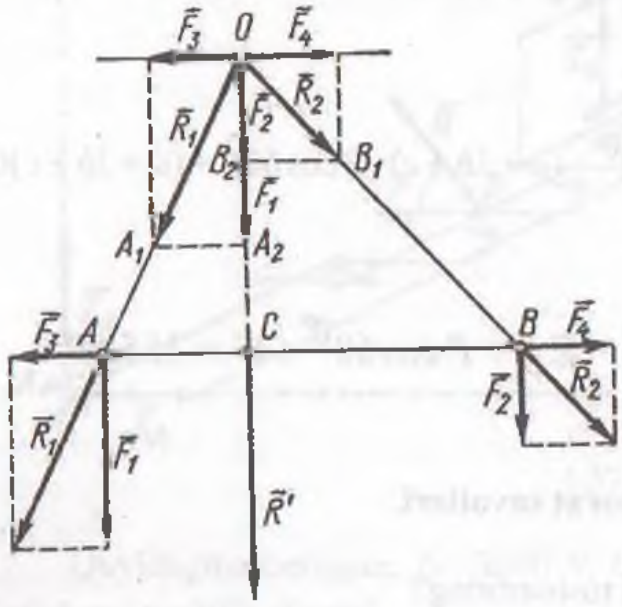
1. Kuch haqidagi aksiomalarni tushuntiring?
2. Kuch turlarini ayting?
3. Bog'lanishlarni tushuntiring?
4. Kuchning o'qdagi proeksiyasini tushuntiring?
5. Kuch momenti nima?
6. Kuchning o'qqa nisbatan momenti nima?

7. Kuchlar sistemasining bosh vektor va bosh momentini tushuntiring?
8. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlarini yozing?
9. Bir nuqtaga qo'yilgan va tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlarini yozing?

1.4. Parallel kuchlar markazi va og'irlik markazi

Bir tomonga yo'nalgan ikkita parallel kuchni qo'shish

A va V nuqtalarga bir tomonga yo'nalgan $\overline{F}_1$ va $\overline{F}_2$ kuchlar qo'yilgan bo'lsin (1.58-rasm). A va V nuqtalarga ta'sir chiziqlari AV da yotuvchi ixtiyoriy $(\overline{F}_3, \overline{F}_4) \sim 0$ sistemani qo'yamiz. A va V nuqtalarga qo'yilgan $\overline{F}_1$ va $\overline{F}_2$ hamda $\overline{F}_2$ va $\overline{F}_4$ kuchlarni parallelogramm qoidasiga asosan qo'shib $\overline{R}_1 = \overline{F}_1 + \overline{F}_3$ va $\overline{R}_2 = \overline{F}_2 + \overline{F}_4$ kuchlarni olamiz. $\overline{R}_1$ va $\overline{R}_2$ kuchlar ta'sir chiziqlarini davom ettirib, ularning kesishgan nuqtasini O bilan belgilaymiz. O nukdaga $\overline{R}_1$ va $\overline{R}_2$ kuchlarni ko'chirib, $\overline{R}_1$ ni $\overline{F}_1$, $\overline{F}_3$ kuchlarga, $\overline{R}_2$ ni $\overline{F}_2$, $\overline{F}_4$ kuchlarga ajratamiz. O nuqtaga qo'yilgan $(\overline{F}_3, \overline{F}_4) \sim 0$ bo'lgani uchun A va V nuqtalarga qo'yilgan $\overline{F}_1$ va $\overline{F}_2$ kuchlar o'rniga O nuqtaga qo'yilgan, OS bo'ylab yo'nalgan $\overline{F}_1$ va $\overline{F}_2$ kuchlarga ega bo'ldik. Bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ularning algebraik yig'indisiga teng:



1.58-rasm.

$$R' = F_1 + F_2 \qquad (1.46)$$

$\overline{R}'$ ning ta'sir chizig'i bo'ylab S nuqtaga ko'chiramiz. 1.58-rasmdagi $\Delta OAC \sim \Delta OA_1A_2$ va $\Delta OCB \sim \Delta OB_1B_2$ uchburchaklar o'xshashligidan quyidagi proporciyalarni tuzamiz:

$$\frac{AC}{F_3} = \frac{OC}{F_1}; \qquad \frac{CB}{F_4} = \frac{OC}{F_2}.$$

$F_3 = F_4$ ekanligini e'tiborga olsak,

$$\frac{F_1}{CB} = \frac{F_2}{AC} \qquad (1.47)$$

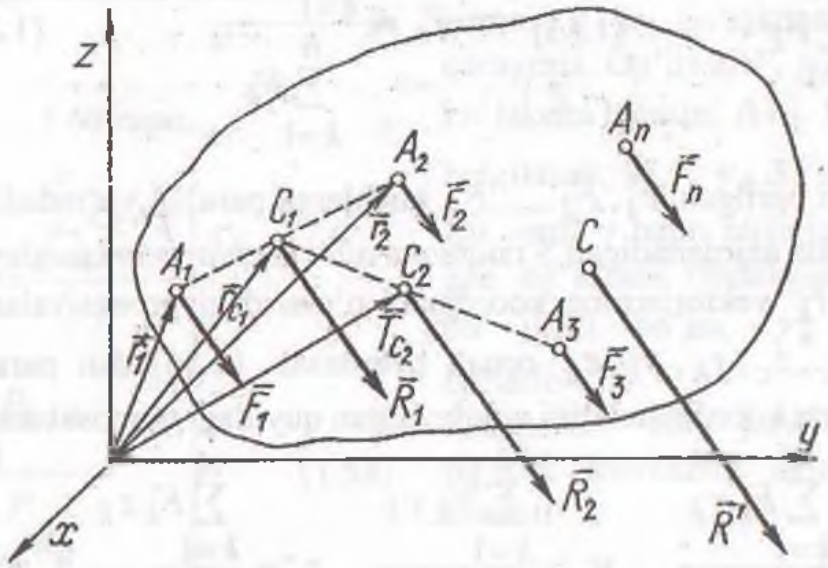
hosil bo'ladi.

Proporsiyaning xossasiga ko'ra $\frac{F_1}{CB} = \frac{F_2}{AC} = \frac{R'}{AB}$ (1.48)

(1.46) va (1.48) dan quyidagi natija kelib chiqadi: *bir tomonga yo'nalgan. ikki parallel kuchning teng ta'sir etuvchisi shu kuchlarning algebraik yig'indisiga teng bo'lib, yo'nalishi mazkur kuchlar yo'nalishida, teng ta'sir etuvchining ta'sir chizig'i esa bu kuchlar qo'yilgan nuqtalar orasidagi masofani shu kuchlarga teskari mutanosib bo'laklarga bo'ladi.*

Parallel kuchlar markazi. Fazoda bir tomonga yo'nalgan parallel $\overline{F}_1, \overline{F}_2 ..... \overline{F}_n$ kuchlar jismning $A_1, A_2 ..... A_n$ nuqtalariga qo'yilgan bo'lsin. Shu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi $\overline{R}'$ ni va uningqo'yilgan nuqtasi S ning koordinatalarini aniqlaymiz. Buning uchun biror $Oxyz$ koordina-talar sistemasiga nisbatan $A_1, A_2 ..... A_n$ nuqtalarning radius-vektorlarini $\bar{r}_1, \bar{r}_2 ....., \bar{r}_n$ bilan belgilaymiz (1.59-rasm). Dastavval va $\overline{F}_1$ va $\overline{F}_2$ kuchlarni qo'shamiz:

$$R_1 = F_1 + F_2 \qquad (1.49)$$



1.59-rasm.

$\overline{R}'$ qo'yilgan C_1 nuqtaning radius-vektori $\bar{r}_{C1}$ ni (1.47) dan foydalanib aniqlaymiz: $\dfrac{F_1}{C_1A_2} = \dfrac{F_2}{A_1C_1}$ yoki $\dfrac{\overline{A_1C_1}}{F_2} = \dfrac{\overline{C_1A_2}}{F_1}$ (1.50)

1.59-rasmdan $\overline{A_1C_1} = \bar{r}_{C1} - \bar{r}_1$, $\overline{C_1A_2} = \bar{r}_2 - \bar{r}_{C1}$, (1. 51)

(151) ni (1.50) ga qo'yib, $\overline{R}_1$ kuch qo'yilgan C_1 nuqtaning radius-vektori $\bar{r}_{C1}$ ni aniqlaymiz: $\bar{r}_{C1} = \dfrac{F_1\bar{r}_1 + F_2\bar{r}_2}{F_1 + F_2}$ (1.52)

Endi $\overline{R}_1$ kuch bilan $\overline{F}_3$ kuchni qo'shamiz:

$$R_2=R_1+F_3=F_1+F_2+F_3=\sum_{k=1}^{3}F_k \qquad (1.53)$$

Bu kuch $\bar{F}_3$ kuchga parallel yo'naladi. $\bar{R}_2$ kuch qo'yilgan nuqtaning radius-vektori (1.52) ga asosan quyidagicha aniqlanadi:

$$r_{C2}=\frac{R_2\bar{r}_{C1}+F_3\bar{r}_3}{R_1+F_3}=\frac{(F_1+F_2)\dfrac{F_1\bar{r}_1+F_2\bar{r}_2}{F_1+F_2}+F_3\bar{r}_3}{F_1+F_2+F_3}=\frac{\sum_{k=1}^{3}F_k\bar{r}_k}{\sum_{k=1}^{3}F_k} \qquad (1.54)$$

Xuddi shuningdek, p ta parallel kuchlarni qo'shish natijasida S nuqtaga qo'yilgan bitta teng ta'sir etuvchi $\bar{R}'$ kuchni olamiz. (1.49), (1.52), (1.53), (1.54) munosabatlarga asosan

$$R'=\sum_{k=1}^{n}F_k \qquad (1.55) \qquad \bar{r}_c=\frac{\sum_{k=1}^{n}F_k\bar{r}_k}{\sum_{k=1}^{n}F_k} \qquad (1.56)$$

$\bar{R}'$ kuch berilgan $\bar{F}_1,\bar{F}_2.....\bar{F}_n$ kuchlarga parallel yo'naladi. (1.56) formula yordamida aniqlanadigan S nuqta *parallel kuchlar markazi* deyiladi.

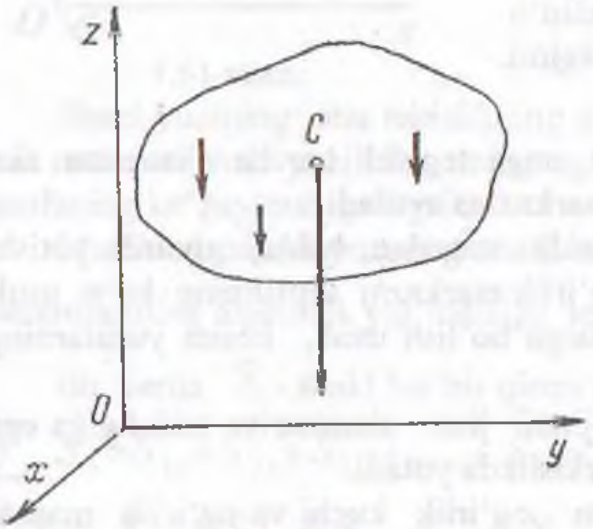
$\bar{r}_c$ va $\bar{r}_k$ vektorlarning koordinata o'qlaridagi proeksiyalarini mos ravishda x_c,y_c,z_c,x_k,y_k,z_k orqali belgilasak, (1.56) dan parallel kuchlar markazi S nuqta koordinatalarini aniqlaydigan quyidagi munosabatlarni olamiz:

$$x_c=\frac{\sum_{k=1}^{n}F_kx_k}{\sum_{k=1}^{n}F_k},\quad y_c=\frac{\sum_{k=1}^{n}F_ky_k}{\sum_{k=1}^{n}F_k},\quad z_c=\frac{\sum_{k=1}^{n}F_kz_k}{\sum_{k=1}^{n}F_k} \qquad (1.57)$$

(1.56), (1.57) formulalardan ko'ramizki, teng ta'sir etuvchi qo'yilgan S nuqta holati kuchlarning yo'nalishiga bog'liq bo'lmay, faqat ularning miqdoriga va qo'yilgan nuqtalarining koordinatalariga borliq bo'ladi. Shunga asosan, agar kuchlar qo'yilgan nuqtalarni o'zgartirmay, barcha kuchlarni biror α burchakka bursak, bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi ham shu burchakka burilib, qo'yilgan nuqtasining holati o'zgarmaydi.

Qattiq jism og'irlik markazi koordinatalarining umumiy formulalari. Biror qattiq jismning har bir bo'lagiga yerning markaziga yo'nalgan tortish kuchi (og'irlik kuchi) ta'sir etadi.

Bu kuchlarni $\overline{P}_1, \overline{P}_2, \ldots\ldots, \overline{P}_n$ bilan belgilaymiz. Yerning radiusiga nisbatan jismning o‘lchamlari juda kichik bo‘lgani uchun bu kuchlarii parallel kuchlar deb qarash mumkin. Bu parallel kuchlarning markazi – S nuqta jismning og‘irlik markazi bo‘ladi (1.60-rasm), (1.57) da $\overline{F}_k$ kuchlarning o‘rniga $\overline{P}_k$ kuchlarni olsak, *jismning og‘irlik markazi koordinatalarini* topamiz:



1.60-rasm.

$$P = \sum_{k=1}^{n} P_k$$

Agar jism bir jinsli bo‘lsa, og‘irlik markazi uning qanday materialdan tashkil topganiga bog‘liq, bo‘lmay, faqat geometrik shakliga bog‘liq bo‘ladi. Og‘irligi R ga teng bo‘lgan jism V hajmga ega bo‘lsin. U holda jismni p ta bo‘lakdan iborat deb qaraymiz. Og‘irligi P_k ga teng bo‘lgan bo‘lakcha hajmini ΔV_k bilan belgilasak, $P_k = \gamma_k \Delta V_k$ bo‘ladi.

Bu yerda γ hajm birligiga to‘g‘ri kelgan og‘irlikni ifodalaydi. Agar jism bir jinsli bo‘lsa, $\gamma_k = \gamma = const$ bo‘ladi.

Kelgusida bir jinsli jismlarning og‘irlik markazini aniqlaymiz. Shu sababli

$$\left.\begin{aligned} x_C &= \frac{\sum_{k=1}^{n} P_k x_k}{P} \\ y_C &= \frac{\sum_{k=1}^{n} P_k y_k}{P} \\ z_C &= \frac{\sum_{k=1}^{n} P_k z_k}{P} \end{aligned}\right\} \quad (1.58)$$

$$P_k = \gamma \cdot \Delta V_k \qquad (1.59)$$

Buni e’tiborga olib, (1.58) ga asosan, *hajmga ega bo‘lgan, bir jinsli jismning og‘irlik markazi koordinatalari,* uchun quyidagi ifodalarni olamiz:

$$x_C = \frac{\sum_{k=1}^{n} \Delta V_k x_k}{V}, \quad y_C = \frac{\sum_{k=1}^{n} \Delta V_k y_k}{V}, \quad z_C = \frac{\sum_{k=1}^{n} \Delta V_k z_k}{V} \qquad (1.60)$$

Bu formulada $V = \sum_{k=1}^{n} \Delta V_k$ butun jism hajmini ifodalaydi.

(1.60) da p cheksizlikka intilsa, $\Delta V_k \to 0$, u holda yig'indilarning limiti hajm bo'yicha olingan aniq integralni ifodalaydi:

$$x_C = \frac{\int\limits_{(V)} xdV}{V}, \quad y_C = \frac{\int\limits_{(V)} ydV}{V}, \quad z_C = \frac{\int\limits_{(V)} zdV}{V} \qquad (1.61)$$

bunda $V = \int\limits_{(V)} xdV$ – butun jism hajmi.

Jismning og'irlik markazi deb, unga tegishli barcha elementar zarrachalarning parallel og'irlik kuchlari markaziga aytiladi.

Og'irlik markaz jismdan tashqarida masalan, halqa, quvurda yotishi mumkin bo'lgan geometrik nuqtadir. Og'irlik markazni topishning ko'p usullari mavjud: simmetriya usuli, qismlarga bo'lish usuli, kesim yuzalarning statik momentlarini aniqlash usuli.

Simmetriya usuli. Agar bir jinsli jism simmetriya tekisligiga ega bo'lsa , jismning og'irlik markazi shu tekislikda yotadi.

Qismlarga bo'lish usulida jism og'irlik kuchi va og'irlik markazining vaziyatlari ma'lum bo'lgan eng kichik qismlarga bo'linadi va quyidagi formulalar asosida topiladi:

$$X_C = \frac{G^I x_C^I + G^{II} x_C^{II} + G^{III} x_C^{III}}{G} \qquad Y_C = \frac{G^I y_C^I + G^{II} y_C^{II} + G^{III} y_C^{III}}{G}$$

bu yerda:

G – jismni og'irlik kuchi;

$G^I\ G^{II}\ G^{III}$ –vaziyati aniq bo'lgan jism bo'laklarining og'irlik kuchlari;

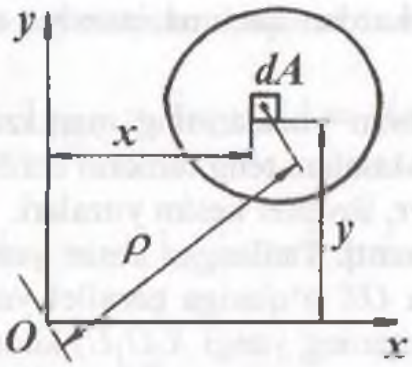
$x_c^I x_c^{II} x_c^{III}; y_c^I y_c^{II} y_c^{III}; z_c^I z_c^{II} z_c^{III}$ - jism qismlari og'irlik markazlarining koordinatalari.

1.5. Tekis kesim yuzalarning geometrik tavsiflari

Statik moment. Statik moment deb, elementar yuza dA bilan tegishli o'q orasidagi masofa ko'paytmasining aniq integraliga aytiladi. (1.61-rasm)

$$S_x = \int\limits_A y \cdot dA; \quad S_y = \int\limits_A x \cdot dA \qquad (1.62)$$

Agar $\int\limits_0^A dA$ butun shaklning A yuzasi bo'lsa, (1.62) formula quyidagicha yoziladi: $S_x = y_C A$ va $S_y = x_C A$



1.61-rasm.

Statik moment uzunlik o'lchovining uchinchi darajasi bilan o'lchanadi. Turli o'qlarga nisbatan statik momentlarni qo'shib bo'lmaydi. Tanlangan kesimning X va U o'qlariga nisbatan statik momentlari musbat va manfiy bo'lishi mumkin.

Har qanday og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan kesimning statik momenti nolga teng.

Shakl yuzining shu tekislikning o'zida yotuvchi o'qqa nisbatan olingan statik momenti shakl yuzi bilan uning og'irlik markazidan shu o'qqacha bo'lgan masofaning ko'paytmasiga aytiladi.

Murakkab shakl yuzining statik momenti uning alohida qismlari statik momentlarining algebraik yig'indisiga teng $S = \sum S_i$

Bu yerda S_i - shakl har bir qismi yuzining statik momenti, masalan:

$$\sum S_x = S_{1x} + S_{2x} + S_{3x} + ... + S_n = y_1A_1 + y_2A_2 + y_3A_3 + ... + y_nA_n$$

$$\sum S_y = S_{1y} + S_{2y} + S_{3y} + ... + S_{my} = x_1A_1 + x_2A_2 + x_3A_3 + ... + x_nA_n$$

Murakkab shakl yuzi og'irlik markazining koordinatalari quyidagi formulalar asosida topiladi:

$$x_C = \frac{y_1A_1 + y_2A_2 + y_3A_3}{A} \qquad y_C = \frac{x_1A_1 + x_2A_2 + x_3A_3}{A}$$

Inersiya momenti. Agar, elementar yuza dA ni undan o'qqacha bo'lgan masofaning kvadratiga ko'paytirib integrallasak, o'qlarga nisbatan inersiya momenti deb ataladigan geometrik kattalikni topamiz (1.61-rasm):

$$I_x = \int_A y^2 dA \qquad \text{va} \qquad I_y = \int_A x^2 dA \qquad (1.63)$$

Markazdan qochma inersiya moment elementar yuza dA bilan ikkala o'q orasidagi masofa ko'paytmalarining integraliga teng.

$$I_{xy} = \int_A xy dA \qquad (1.64)$$

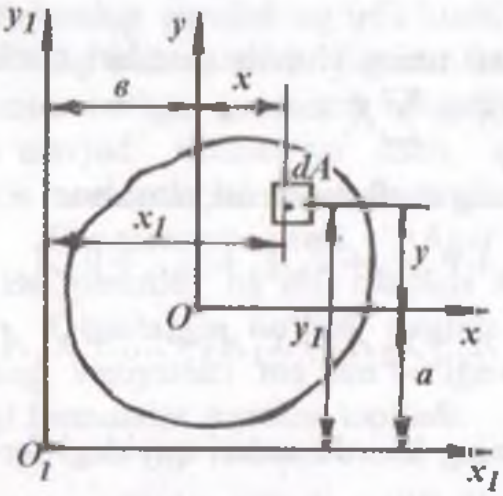
Qutb inersiya momenti $I_\rho = \int_A \rho^2 dA$

Inersiya momentlari uzunlik o'lchovining to'rtinchi darajasi bilan o'lchanadi. Qutb inersiya momenti o'qlarga nisbatan inersiya momentlarining yig'indisiga teng: $I_\rho = \int_A (y^2 + x^2) dA = I_x + I_y$ (1.65)

I_x ; I_y va I_ρ-lar hamisha musbatdir. Markazdan qochma inersiya momenti musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin.

Kamida bitta simmetriya o'qi bo'lgan kesim yuzalarining markazdan qochma inersiya momentlari nolga teng bo'ladi. Masalan: teng tomonli uchburchak, kvadrat, doira, to'g'ri to'rtburchak, qo'shtavr, shveller kesim yuzalari.

Parallel o'qlarga nisbatan inersiya momenti. Tanlangan kesim yuzasi *XOU* koordinata sistemasida joylashgan. *OU* va *OX* o'qlariga parallel yangi O_1U_1 va O_1X_1 o'qlarini o'tkazamiz. Elementar yuzaning yangi $X_1O_1U_1$ koordinata sistemasidagi koordinatalari $x_1 = x + b$, $y_1 = y + a$. (1.62-rasm) Yangi o'qlarga nisbatan kesimning inersiya momentlarini yozamiz:



1.62 – rasm

$$I_{x1} = {}_A\int y_1^2 \cdot dA = {}_A\int (y+a)^2\, dA;$$
$$I_{y1} = {}_A\int x_1^2 \cdot dA = {}_A\int (x+b)^2\, dA; \qquad (1.66)$$

$$I_{x1y1} = {}_A\int x_1 y_1 \cdot dA = {}_A\int (x+b)(y+a)dA;$$

Hosil bo'lgan integrallarni ochib chiqsak, quyidagi formulalar hosil bo'ladi:

$$I_{x1} = I_x + a^2 A; \quad I_{y1} = I_y + b^2 A; \qquad (1.67)$$
$$I_{x1y1} = I_{xy} + abA;$$

Qutb inersiya momenti $I_\rho = \int\limits_0^A \rho^2 dA$

Koordinata o'qlarini aylantirganda inersiya momentlari. *XOU* koordinata o'qlari *O* nuqta atrofida aylanishi natijasida yangi X_1OU_1 holatga o'tadi. *dA* elementar yuzaning yangi koordinatalari (1.63-rasm)

$$x_1 = x\cos\alpha + y\sin\alpha; \qquad y_1 = y\cos\alpha - x\sin\alpha$$

Tanlangan kesimning yangi o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topamiz. OX_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti:

$$I_{x1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y\cos\alpha - x\sin\alpha)^2 dA \quad \text{yoki}$$

$$I_{x1} = I_x \cos^2\alpha + I_y \sin^2\alpha - I_{xy}\sin 2\alpha \qquad (1.69)$$

OY_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti.

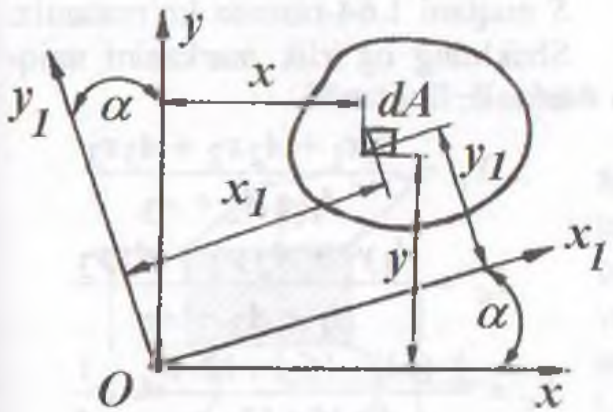
$$I_{y1} = \int_A x_1^2 dA = \int_A (x\cos\alpha + y\sin\alpha)^2 dA$$

yoki $$I_{y1} = I_y \cos^2\alpha + I_x \sin^2\alpha + I_{xy}\sin 2\alpha \qquad (1.70)$$

Markazdan qochma inersiya momenti:

$$I_{x1y1} = \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (x\cos\alpha + y\sin\alpha)(y\cos\alpha - x\sin\alpha)dA$$

yoki $$I_{x_1y_1} = \frac{I_x - I_y}{2} \cdot \sin 2\alpha + I_{xy}\cos 2\alpha \qquad (1.71)$$



1.63-rasm.

Yuqoridagi formulalardan ko'rinib turibdiki, ixtiyoriy o'qqa nisbatan inersiya momenti α burchakka bog'liq ekan.

Koordinata o'qlarini aylantirish davomida og'ish burchagining $\alpha = \alpha_0$ qiymatini topish mumkinki, bunda $I_{x1y1} = 0$ va qolgan inersiya momentlari ekstremal qiymatga erishadi.

$I_{x_1y_1} = I_{x_0y_0} = 0;$ yoki $I_{x_0y_0} = 0$ holatga to'g'ri keluvchi koordinata o'qiga bosh inersiya o'qi deyiladi. Bosh inersiya o'qining yo'nalishi: $$tg2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y} \qquad (1.72)$$

Olingan formula α burchak uchun $\alpha_0^{/}$ va $\alpha_0^{//} = \alpha_0^{/} + 90^\circ$ ikkita qiymatni beradi. $\alpha_0^{/}$ va $\alpha_0^{//}$ burchaklar ostida o'zaro perpendikulyar ikkita o'q chiziladi, ularga nisbatan inersiya momentlari ekstremal qiymatlarga erishadi. Bosh inersiya o'qlariga nisbatan inersiya momentlariga bosh inersiya momentlari deyiladi:

$$I_{x1} = I_{x0} = I_x\cos^2\alpha_0 + I_y\sin^2\alpha_0;$$

$$I_{y1} = I_{y0} = I_y\cos^2\alpha_0 + I_x\sin^2\alpha_0; \quad I_{x_1y_1} = \frac{I_x - I_y}{2}\sin 2\alpha \qquad (1.73)$$

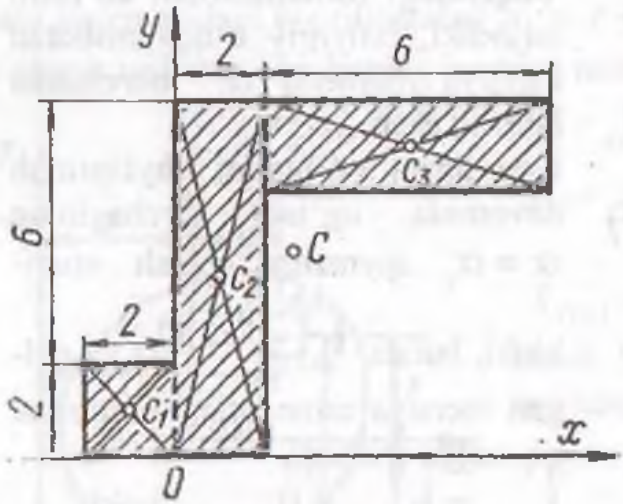
Bu bosh inersiya momentlaridan bittasi maksimal, ikkinchisi esa minimal qiymatga erishadi.

$$I_{\substack{\max\\\min}} = \frac{1}{2}\left[(I_x + I_y) \pm \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4\cdot I_{xy}^2}\right] \qquad (1.74)$$

Misol-1. 1.64-rasmdagi jism yuzasining og'irlik markazi aniqlansin. Barcha ulchamlar santimetrda berilgan.

Yechish. Koordinata o'qlarini o'tkazib, jism yuzasini uchta to'rtburchak ka bo'lamiz (bo'lish chiziqlari shtrix bilan ko'rsatilgan). Har bir bo'lagi og'irlik markazining koordinatalarini va yuzlarini aniqlaymiz:

$$C_1(-1;1),\ C_2(1;4),\ C_3(5;7),\ A_1 = 4см^2\ \ A_2 = 16см^2\ \ A_3 = 12см^2$$



1.64-rasm.

S nuqtani 1.64-rasmda ko'rsatamiz. Shaklning og'irlik markazini aniqlaymiz:

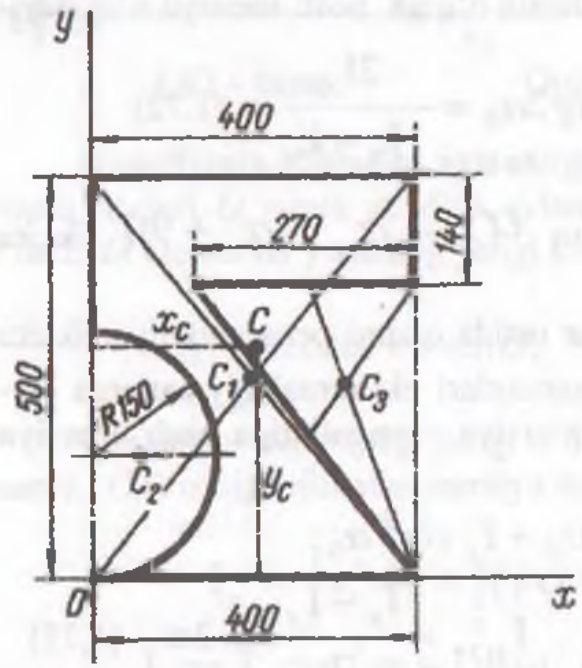
$$X_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$X_c = \frac{4\cdot(-1) + 16\cdot 1 + 12\cdot 5}{4+16+12} = 2\frac{1}{4}$$

$sm;$

$$Y_C = \frac{4\cdot 1 + 16\cdot 4 + 12\cdot 7}{4+16+12} = 4\frac{3}{4}\ sm$$



1.65-rasm.

Misol-2. 1.65-rasmda ko'rsatilgan bir jinsli plastinka og'irlik markazining vaziyati aniqlansin.

Yechish: Plastinkani XOY koordinata sistemasiga joylashtiramiz va kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratamiz: to'g'ri burchak – 400x500, yarim aylana va uchburchak. Unda

$$X_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

Bu yerda $A_1 = 40\times 50 = 2000\ sm^2;\quad x_1 = 20\ sm$

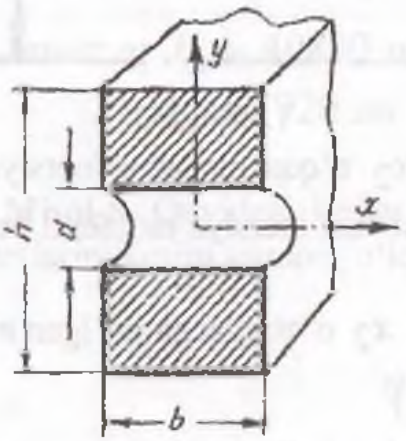
$$A_2 = -\frac{\pi}{2}(15)^2 = -353\ sm^2;\quad x_2 = \frac{4\cdot 15}{3\pi} = 6{,}37\ sm$$

$$A_3 = -\frac{1}{2}\cdot 27\cdot 36 = -486\ sm^3;\ x_3 = 13+\frac{2}{3}\cdot 27 = 31\ sm;\ y_1 = 25\ sm;$$

$$y_2 = 15\ sm;\ y_3 = \frac{2}{3}\cdot 36 = 24\ sm$$

Og'irlik markaz koordinatalari: $X_c = 19{,}5\ sm$, $Y_c = 28{,}4\ sm$.

Mustaqil Yechish uchun misollar



1.66-rasm.

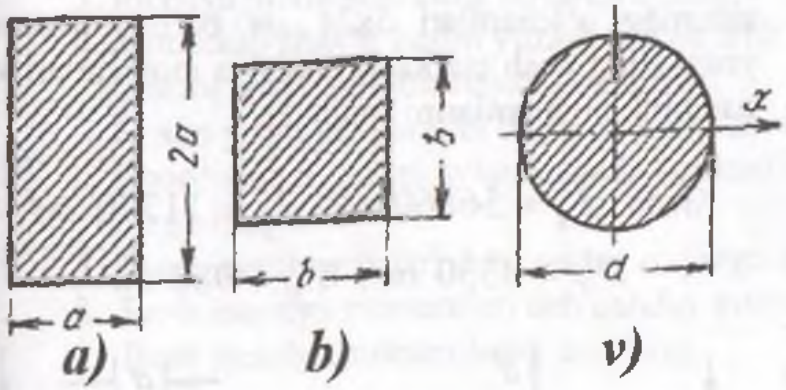
Misol-3. Dumaloq teshik bilan kuchsizlangan to'g'ri to'rtburchak brus kesimining bosh markaziy inersiya momentlari va qarshilik momentlari kattaligini aniqlang (1.66-rasm).
O'lchamlar quyidagicha:

$$в = 12sm;\ h = 20sm;\ d = 5sm.$$

Javob: $J_x = 7875\ sm^4$;

$J_x = 2160\ sm^4$; $W_x = 787{,}5\ sm^3$;

$W_y = 360\ sm^3$



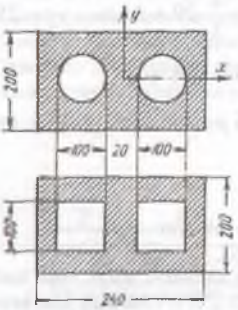
1.67– rasm.

Misol-4. Agar uchala kesim yuzasi A bir xil bo'lsa (1.67-rasm) to'g'ri to'rtburchak, kvadrat, doiraning kesimlari inersiya momentlari kattaligini markaziy o'q x ga nisbatan taqqoslang.

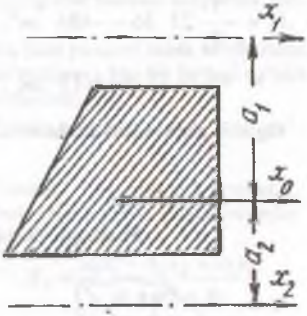
Misol-5. Quyidagi ikki variantda loyihalangan to'g'ri to'rtburchak shaklli ikki kanalli trubaning bosh markaziy inersiya momentlarini hisoblang: a) har birining diametri $d = 10\ sm$ bo'lgan ikki dumaloq teshikli, b) har birining o'lchami 10 x 10 *sm* bo'lgan ikki kvadrat teshikli. Kesimlarining o'lchamlari 1.68-rasmda *mm* da berilgan.

Javob: *a)* $J_x \approx 15000\ sm^4$, $J_y \approx 16400\ sm^4$;

b) $J_x \approx 14300\ sm^4$, $J_y \approx 14200\ sm^4$



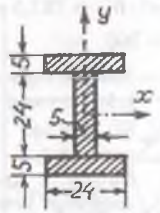
1.68-rasm.



1.69-rasm.

Misol-6. Yuzasi A bo'lgan kesimning x_2 o'qqa nisbatan inersiya momenti kattaligini aniqlang. Uning x_1 o'qiga nisbatan inersiya momenti berilgan (1.69-rasm).

Kesimlarning og'irlik markazidan x_1 va x_2 o'qlargacha bo'lgan masofa a_1 va a_2. *Javob:* $J_{x2} = J_{x1} + F(a_2^2 - a_1^2)$

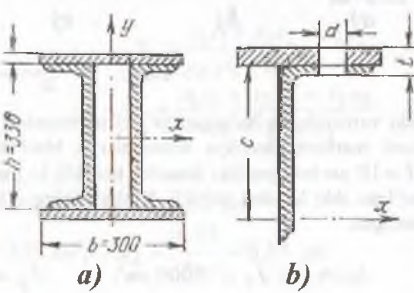


1.70-rasm.

Misol-7. Yog'och balka bir-biriga dvutavr ko'rinishida elimlangan bir xil taxtadan iborat (1.70-rasmga qarang). Agar har qaysi taxta kesimining o'lchamlari 5x24 *sm* bo'lsa, dvutavr yuzasining bosh markaziy inersiya momentlari va qarshilik momentlarini aniqlang.

Javob: $J_x = 56660\ sm^4$, $J_y = 11770\ sm^4$; $W_x = 3330\ sm^3$; $W_y = 980\ sm^3$

Misol-8. Ikkita shveller № 33 dan iborat bo'lgan va 300x14 *mm* o'lchamli listlar bilan yopilgan yig'ma balka (1.71-rasm) ikki variantda loyihalanadi: a) payvandlab – listlar shvellerlar tokchasiga yon chok bilan payvandlanadi, b) parchinlab – listlar shvellerlar tokchasiga diametri $d = 23\ mm$ li parchin mixlar yordamida payvandlanadi.



1.71-rasm.

Ikkala variant uchun kesimning x o‘qqa nisbatan inersiya momentini va qarshilik momentini hisoblang va natijalarni taqqoslang.

Ko‘rsatma. Kesimning parchin mixlar ochilgan teshiklardan kuchsizlanishini hisoblash maqsadida 1.71 -rasm, *b* da shtrixlanmagan to‘rtta teshikning x o‘qqa nisbatan inersiya momentini ushbu formuladan hisoblang: $\Delta J_x = 4\left(\frac{dt^3}{12} + dtc^2\right)$. Teshiklarining xususiy inersiya momentlarini $\left(\frac{dt^3}{12}\right)$ hisobga olmasa ham bo‘ladi.

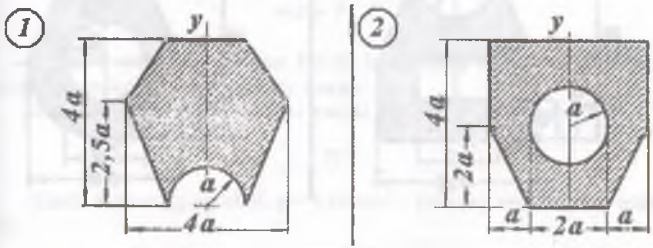
Butun kesimning inersiya momenti $J_н = J_{бр} - \Delta J$

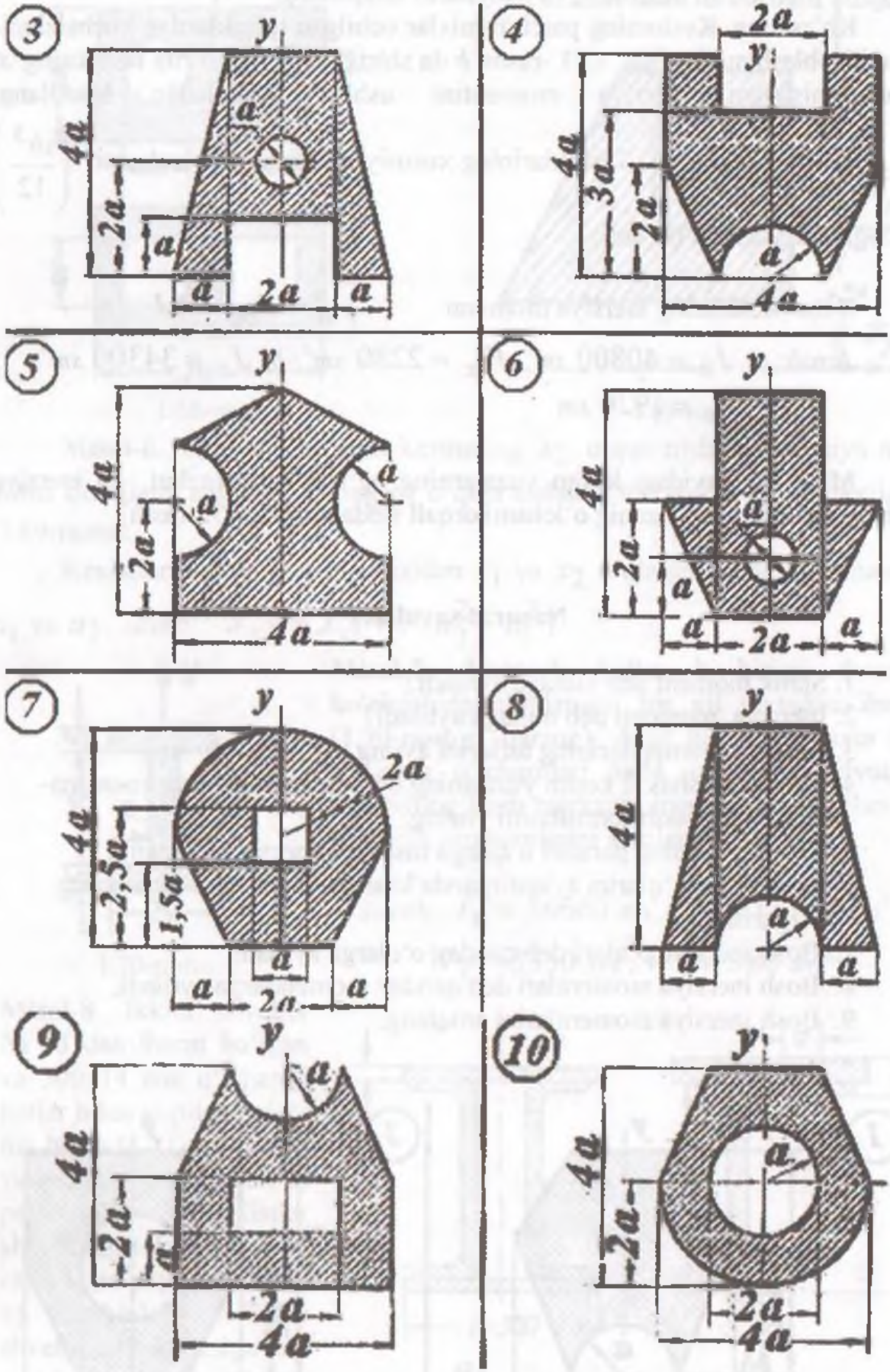
Javob: a) $J_x = 40800\ sm^4$; $W_x = 2280\ sm^3$; *b)* $J_x = 34300\ sm^4$; $W_x = 1920\ sm$

Misol-8. Quyidagi kesim yuzalarning og‘irlik markazlari va inersiya momentlarini kesim yuzanig o‘lchami orqali ifodalansin (1.72-rasm).

Nazorat savollari

1. Statik moment deb nimaga aytiladi?
2. Inersiya momenti deb nimaga aytiladi?
3. Inersiya momentlarining turlarini ayting.
4. Murakkab shaklli kesim yuzasining og‘irlik markazining koordinatalarini aniqlash formulasini yozing.
5. Kesim yuzaning parallel o‘qlarga nisbatan inersiya momenti.
6. Koordinata o‘qlarini aylantirganda kesimni inersiya momentining o‘zgarishi.
7. Bosh inersiya o‘qlari deb qanday o‘qlarga aytiladi.
8. Bosh inersiya momentlari deb qanday momentlarga aytiladi.
9. Bosh inersiya momentlarini aniqlang.




3
y
4a
2a
a
a
a
2a
a
4
2a
y
4a
3a
2a
a
4a
5
y
4a
a
2a
a
4a
6
y
4a
a
2a
a
a
2a
a
7
y
2a
4a
2,5a
1,5a
a
a
2a
a
8
y
4a
a
a
a
9
y
a
4a
2a
a
2a
4a
10
y
4a
a
2a
2a
4a

1.72-rasm.

1.6. DINAMIKA

Jismlarning o'zaro ta'sir kuchlari vaqtga, jism holatiga va uning tezligiga ma'lum munosabatda bog'liq. Jismning harakati unga qo'yilgan kuchgagina bog'liq bo'lmasdan, balki jismning inertlik xususiyatiga ham bog'liq.

Jismning qo'yilgan kuchlar ta'sirida o'z tezligini tez yoki sekin o'zgartirish xususiyati jismning inertligi deyiladi. Jismning inertligini miqdor jihatdan ifodalovchi fizik kattalik jismning massasi deyiladi. Jismning massasi o'zgarmas, skalyar va musbat kattalik deb qaraladi.

Dinamika, jismlarning mexanik harakatini ularning massasiga va harakatni vujudga keltiruvchi kuchlarga bog'liq ravishda tekshiradi.

Dinamikada jismning harakatini o'rganish uning ayrim nuqtasi harakatini o'rganishdan boshlanadi. Harakatini o'rganishda o'lchamlari o'lchamlari ahamiyatga ega bo'lmagan, lekin massaga ega bo'lgan jism moddiy nuqta deyiladi. Dinamika ikki qismga bo'linadi:

1. Moddiy nuqta dinamikasi.
2. Mexanik sistema va qattiq jism dinamikasi.

Dinamikaning asosiy qonunlari

Dinamikani o'rganishni moddiy nuqta dinamikasidan boshlaymiz. Dinamika Nyutonning 1687 yilda ta'riflagan qonunlariga asoslangan.

1-qonun (inersiya qonuni). Tashqi muhit ta'sirida bo'lmagan moddiy nuqta biror kuch ta'sir etmaguncha o'zining tinch holatini yoki to'g'ri chiziqli harakatini saqlaydi.

Agar tanlangan sanoq sistemasi uchun inersiya qonuni o'rinli bo'lsa, bunday koordinatalar sistemasi inersial sistema deyiladi. Texnikada uchraydigan ko'pgina masalalarni yechishda inersial sistema uchun yer bilan bog'langan koordinatalar sistemasi olinadi.

2-qonun (dinamikaning asosiy qonuni). Moddiy nuqtaning kuch ta'sirida olgan tezlanishi bilan massasining ko'paytmasi miqdor jihatdan shu kuchga teng bo'lib, tezlanishi kuch bilan bir xil yo'nalishda bo'ladi:

$$m\bar{a} = F \quad (1.75)$$

Bunda F- nuqtaga qo'yilgan barcha kuchlarning teng ta'sir etuvchisi, a-nuqtaning tezlanishi, m- nuqtaning massasi.

Jismning og'irligi bilan massasi orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$P = m \cdot g; \qquad m = \frac{P}{g} \qquad (1.76)$$

Bunda R-jismning og'irligi, $g = 9{,}81\ m/s^2$ – jismning erkin tushish tezlanishi.

Nuqtaning tezlanishi bilan tezligi orasidagi yoki uning tezligi bilan radius-vektori orasidagi bog'lanishdan foydalanib (1.76)-tenglamani quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$m \cdot \frac{d\bar{v}}{dt} = \bar{F}, \qquad m \cdot \frac{d^2\bar{r}}{dt^2} = \bar{F} \quad (1.77)$$

(1.76) yoki (1.77) tenglamalar moddiy nuqta harakatining vektor formadagi differensial tenglamasi deyiladi.

3 -qonun (ta'sir va aks ta'sirning tengligi qonuni).

Ikkita moddiy nuqta bir-biriga miqdorlari teng bo'lgan va shu nuq talarni tutashtiruvchi to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar bilan ta'sir etadi.

1.6.1. Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalari

1) Dinamikaning asosiy qonunini ifodalalovchi (1.77) vektorli tenglamani Dekart koordinata o'qlariga proeksiyalaylik.

$$m \cdot \frac{dv_x}{dt} = F_x; \qquad m \cdot \frac{dv_y}{dt} = F_y; \qquad m \cdot \frac{dV_Z}{dt} = F_z; \quad (1.78)$$

v_x, v_y, v_z va F_x, F_y, F_z - mos ravishda nuqta tezligining va nuqtaga qo'yilgan kuchlarning X, U, Z o'qlaridagi proeksiyasi. (1.78) tenglamalarga moddiy nuqta harakatining Dekart koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalari deyiladi.

2) Endi (1.78) tenglamani tabiiy o'qlar (urinma, bosh normal, binormal) ga proeksiyalab va kinematikadagi formulalarni hisobga olsak quyidagilar hosil bo'ladi:

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = F_\tau; \qquad \frac{mv^2}{\rho} = F_n; \qquad 0 = F_b \quad (1.79)$$

bunda F_τ, F_n, F_b - F kuchning mos ravishda urinma, bosh nomal va binormaldagi proeksiyalari. (1.79) tenglamalarga moddiy nuqta harakatining tabiiy koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalari deyiladi.

1.6.2 Dinamikaning masalalari

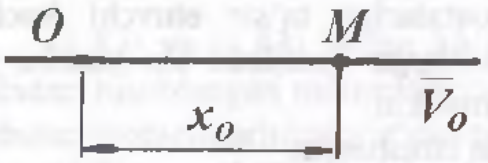
1-masala (to'g'ri masala). Nuqtaning massasi va uning harakatining tenglamalari berilgan. Nuqtaga ta'sir kiluvchi kuchni topish kerak. Kuchni aniqlash uchun berilgan nuqta harakatining tenglamalaridan vaqt bo'yicha ikki marta hosila olib nuqtaning tezlanishini topamiz. Keyin bu tezlanishni nuqtaning massasiga ko'paytiramiz.

2-masala (teskari masala). Nuqtaning massasi va shu nuqtaga ta'sir etuvchi kuch berilgan. Nuqta harakatining tenglamalarini aniqlash kerak.

Bu masalani yechish (1.79) tenglamalarning har birini ikki martadan integrallash kerak. Tenglamalarni integrallaganda oltita S_1, S_2,... S_6 integrallash

doimiysi hosil bo‘ladi. Bularni aniqlash uchun boshlangich shartlar berilgan bo‘lishi kerak. Boshlangich momentdagi nuqtaning koordinatalariga va uning tezligining proeksiyalariga boshlang‘ich shartlar deyiladi:

$t=0\ da \quad x = x_0, \quad y = y_0, z = z_0, \quad v_x = v_{ox}, \quad v_y = v_{oy}, \quad v_z = v_{oz}$



1.73-rasm.

Agar nuqta to‘g‘ri chiziqli harakatda bo‘lsa boshlang‘ich shartlar quyidagicha yoziladi: $T = 0\ da \quad x = x_0, \quad v = v_0$ (1.73-rasm).

1.6.3. Mexanik sistema. Mexanik sistemaga ta’sir etuvchi kuchlarning tafsifi [12]

Bir-biri bilan ma’lum munosabatda bog‘langan hamda har bir nuqtasining harakati boshqa nuqtalarining holati va harakatiga bog‘liq bo‘lgan moddiy nuqtalar to‘plami *mexanik sistema* deyiladi. Istalgan mashina yoki mexanizm mexanik sistemaga misol bo‘la oladi, chunki mashina va mexanizmlarning qismlari bir-birlari bilan sharnirlar, sterjenlar, tasmalar yoki tishli g‘ildiraklar vositasida bog‘langan bo‘ladi. Bu holda sistema nuqtalariga bog‘lanishlar orqali beriladigan taranglik kuchlari yoki o‘zaro bosim kuchlari ta’sir etadi.

Agar mexanik sistemani tashkil etuvchi nuqtalar orasidagi masofalar doimo o‘zgarmasdan qolsa, bunday mexanik sistema *o‘zgarmas mexanik sistema* deyiladi. Masalan, absolyut qattiq jismni o‘zgarmas mexanik sistema nuqtalarining to‘plamidan iborat deb qarash mumkin.

Agar mexanik sistemaning barcha nuqtalari erkin bo‘lsa, u holda sistemani tashkil etuvchi nuqtalar orasidagi bog‘lanishlar mazkur nuqtalarning o‘zaro ta’sir kuchidan iborag bo‘ladi. Bunda biz erkin nuqtalardan tashkil topgan mexanik sistemaga ega bo‘lamiz. Masalan, Quyosh sistemasini bunday sistemaga misol qilib ko‘rsatish mumkin, chunki Quyosh va planetalar o‘zaro butun dunyo tortilish kuchi ta’sirida bo‘ladi.

Agar mexanik sistema nuqtalariga bog‘lanishlar qo‘yilgan bo‘lsa, sistema *bog‘lanishdagi sistema* deyiladi. Bunday sistemaga misol tariqasida uzunligi o‘zgarmas bo‘lgan sterjen bilan biriktirilgan ikki moddiy nuqtani olish mumkin.

Berilgan mexanik sistema nuqtalariga ta’sir etuvchi kuchlar ichki va tashqi kuchlarga ajratiladi.

Mexanik sistemani tashkil etuvchi nuqtalarning o‘zaro ta’sir kuchlari *ichki kuchlar* deyiladi. Ichki kuchlar, odatda, $\overline{F^i}$ bilan belgilanadi.

Mexanik sistema nuqtalariga bu sistemaga kirmaydigan nuqta yoki jismlarning ta’sir kuchlari *tashqi kuchlar* deyiladi. Tashqi kuchlar $\overline{F^e}$ bilan belgilanadi.

Masalan, avtomobilni mexanik sistema deb qarasak, dvigatel silindrlarida hosil bo'ladigan gazlarning porshenga bosim kuchlari, porshenning shatunga, shatunning tirsakli valga ta'sir kuchlari va hokazo kuchlar ichki kuchlardir; avtomobil og'irligi, avtomobil g'ildiraklari bilan yer sirti orasidagi ishqalanish kuchi, havoning qapshilik kuchi va boshqalar tashqi kuchlardir.

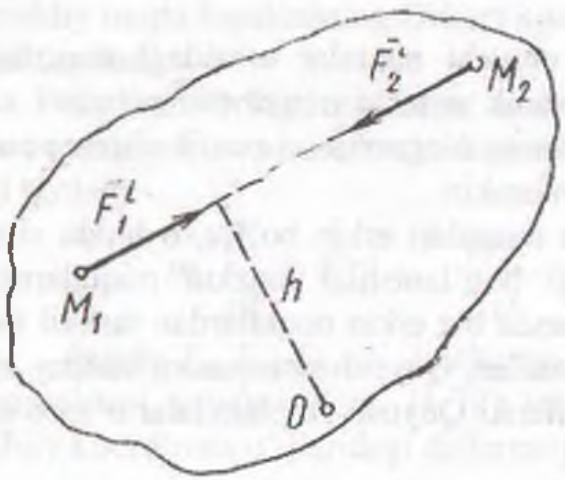
Bog'lanishdagi mexanik sistema nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlar bog'lanish reaksiya kuchlariga va aktiv kuchlarga ajratiladi. Bu kuchlar o'z navbatida ichki yoki tashqi kuchlar bo'lishi mumkin

Ichki kuchlarning asosiy xossalari bilan tanishamiz.

1. Dinamikaning uchinchi qonuniga ko'ra mexanik sistemaning har qanday ikki nuqtasi (masalan, M_1 va M_2 nuqtalari) miqdor jihatdan teng va bir chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan $\overline{F_1^i}$ va $\overline{F_2^i}$ kuchlar bilan bir-biriga ta'sir etadi (1.74- rasm). Bu kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng: $\overline{F_1^i}+\overline{F_2^i}=0$

Shu sababli N ta nuqtadan tashkil topgan mexanik sistema uchun quyidagi munosabat o'rinli bo'ladi:

$$\overline{R^i}=\sum_{k=1}^{N}\overline{F_k^i}=0 \qquad (1.80)$$



1.74-rasm.

Demak, sistema nuqtalariga ta'sir etuvchi ichki kuchlarning geometrik yig'indisi (bosh vektori) nolga teng bo'ladi. Bundan buyon yig'indi chegarasini tushirib yozamiz va k ni 1 dan N gacha qiymatlarni oladi, deb hisoblaymiz. (1.80) ni biror Ox o'qqa proeksiyalasak

$$\sum X_k^i=0 \quad (1.81)$$

ya'ni ichki kuchlarning ixtiyoriy o'qdagi proeksiyalari yig'indisi nolga teng bo'ladi.

2. $\overline{F_1^i}$ va $\overline{F_2^i}$ kuchlarning biror O nuqtaga nisbatan momentlarini topamiz. 1.74-rasmdan

$$\overline{M_0}.(\overline{F_1^i})+\overline{M_0}.(\overline{F_2^i})=0$$

bo'lishini ko'ramiz, chunki ikkala kuchning yelkasi bir xil bo'lib, moment vektorlari qarama-qarshi yo'nalgan. U holda butun sistema uchun quyidagini yoza olamiz: $\overline{M_0^i}=\sum\overline{M_0}(\overline{F_k^i})$ (1.82)

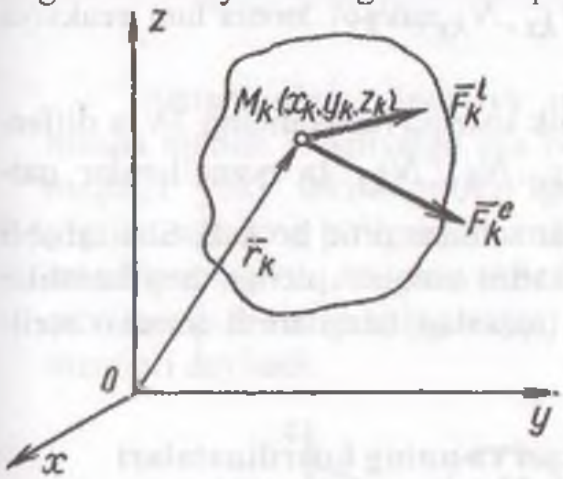
bunda $\overline{M_0^i}$ ichki kuchlarning O markazga nisbatan bosh momentini ifodalaydi. (1.82) ni ixtiyoriy Ox o'qqa proeksiyalaymiz:

$$\sum M_{0x}(\overline{F_k^i}) = 0 \qquad (1.83)$$

(1.82) va (1.83) lardan ko'ramizki, ichki kuchlarning ixtiyoriy nuqtaga nisbatan hisoblangan momentlarining geometrik yig'indisi yoki ixtiyoriy o'qqa nisbatan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'ladi.

(1.81) va (1.83) ifodalar fazoda ixtiyoriy vaziyatda joylashgan kuchlar sistemasining muvozanat tenglamalariga o'xshasada, ichki kuchlar muvozanatlashmaydi. Chunki ular sistemaning turli nuqtalariga qo'yilganligi tufayli mazkur kuchlar ta'sirida sistemaning nuqtalari bir-biriga nisbatan harakatlanadi. O'zgarmas mexanik sistema yoki qattiq jism qaralayotganda ichki kuchlar muvozanatlashuvchi kuchlar sistemasini tashkil etadi.

Mexanik sistema harakatining differensial tenglamalari. Mexanik sistema N ta moddiy nuqtalardan tashkil topgan bo'lsin. Bu sistemaning ixtiyoriy M_k nuqtasini olib, massasini m_k bilan, unga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar hamda ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchilarini mos ravishda $\overline{F_k^e}$, $\overline{F_k^i}$ bilan belgilaymiz (1.75-rasm). U holda sistema nuqtalari harakatining differensial tenglamalari Nyutonning ikkinchi qonuniga binoan quyidagicha yoziladi:



1.75-rasm.

$$m_k \overline{w_k} = \overline{F_k^e} + \overline{F_k^i} (k = \overline{1, N}) \quad (1.84)$$

ni Dekart koordinata o'qlariga proeksiyalab quyidagi $3N$ ta tenglamalar sistemasiga ega bo'lamiz:

$$\left.\begin{aligned} m_k x_k &= X_k^e + X_k^i, \\ m_k y_k &= Y_k^e + Y_k^i, \\ m_k z_k &= Z_k^e + Z_k^i \end{aligned}\right\} (k = \overline{1, N}) \quad (1.85)$$

Bu tenglamalar sistemasi *mexanik sistema harakatining Dekart koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalari* deyiladi. Bu tenglamalarning o'ng tomoni umumiy holda t vaqtga hamda sistemani tashkil qiluvchi barcha nuqtalarning koordinatalari va koordinatalarning vaqt bo'yicha hosilasiga bog'liq bo'ladi. Bu tenglamalar sistemasining, umumiy holda, mexanik sistema hatto bitta nuqtadan tashkil topganda ham aniq yechimi topilmagan. Lekin hozirgi zamon elektron hisoblash mashinalarini qo'llab bu tenglamalarning taqribiy yechimini juda katta aniqlik bilan topish mumkin. Ko'pincha (1.85) tenglamalarda qatnashuvchi ichki kuchlar ham noma'lum bo'ladi, shu sababli masalani yechish yanada murakkablashadi.

Bog'lanishdagi mexanik sistema harakatining differensial tenglamalari. Agar sistema nuqtalariga bog'lanishlar qo'yilgan bo'lsa, u holda bog'lanishlardan bo'shatish haqidagi aksiomaga ko'ra, ta'sir etayotgan $\overline{F_k}$ aktiv kuchlar qatoriga $\overline{N_k}$ bog'lanish reaksiya kuchlarini ham qo'shish kerak. Natijada mexanik sistemani $\overline{F_k}$ aktiv kuchlar va $\overline{N_k}$ reaksiya kuchlari ta'siridagi erkin mexanik sistema deb qaraladi. Bunday sistema harakatining differensial tenglamalari Nyutonning ikkinchi qonuniga asosan quyidagicha yoziladi:

$$m_k \overline{\omega_k} = \overline{F_k} + \overline{N_k}, (k = \overline{1, N}) \qquad (1.86)$$

U holda *bog'lanishdagi sistema harakatining Dekart koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalari* quyidagi ko'rinishni oladi

$$\left.\begin{aligned} m_k x_k &= X_k + N_{kx}; \\ m_k y_k &= Y_k + N_{ky}, \\ m_k z_k &= Z_k + N_{kz} \end{aligned}\right\} (k = \overline{1, N}) \qquad (1.87)$$

Bunda X_k, Y_k, Z_k lar aktiv kuchlarning, N_{kx}, N_{ky}, N_{kz} lar esa reaksiya kuchlarining koordinata o'qlaridagi proeksiyalaridir.(1.87) tenglamalarda erkin sistemadan farqli ravishda ZNta N_{kx}, N_{ky}, N_{kz} noma'lum reaksiya kuchlari ham qatnashadi.

Shunday qilib, bog'lanishdagi mexanik sistema harakatining $3N$ ta differensial tenglamalarida $6N$ $X_k, Y_k, Z_k, N_{kx}, N_{ky}, N_{kz}$ ta noma'lumlar qatnashadi, ya'ni noma'lumlar soni tenglamalar sonidan ortiq bo'ladi. Shu sababli bog'lanishdagi mexanik sistemaning harakatini aniqlash uchun bog'lanishlar turini ifodalovchi qo'shimcha ma'lumotlar (masalan, ishqalanish qonuni) berilgan bo'lishi kerak.

1.6.4. Sistemaning massalar markazi va uning koordinatalari

Mexanik sistema dinamikasida sistema nuqtalari massalarining taqsimlanishini ifodalovchi kattaliklar muhim ahamiyatga ega. Bu kattaliklar haqidagi ta'limot *massalar geometriyasi* deyiladi.

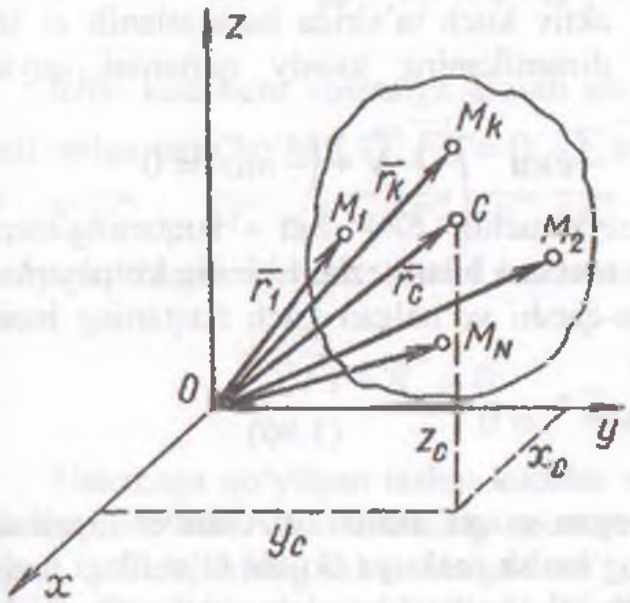
Mexanik sistema $M_1, M_2 \ldots M_N$ nuqtalardan tashkil topgan bo'lsin. Bu nuqtalarning massalarini mos ravishda $m_1, m_2 \ldots m_N$ bilan belgilaymiz. $Oxyz$ koordinatalar sistemasiga nisbatan sistema nuqtalarining holati $\overline{r_1}, \overline{r_2} \ldots \overline{r_n}$ radius-vektorlar bilan aniqlansin (1.76-rasm).

Sistema nuqtalari massalarining yig'inisi $M = \sum m_k$ *sistemaning massasi* deyiladi.

Sistema dinamikasida radius-vektori $\overline{r_C} = \frac{\sum m_k \overline{r_k}}{M}$ (1.88)

formula yordamida aniqlanadigan geometrik nuqta *S sistemaning massalar markazi* deyiladi. (1.88) ning ikkala tomonini *x, u, z* koordinata o'qlariga proeksiyalab massalar markazining koordinatalari aniqlanadi:

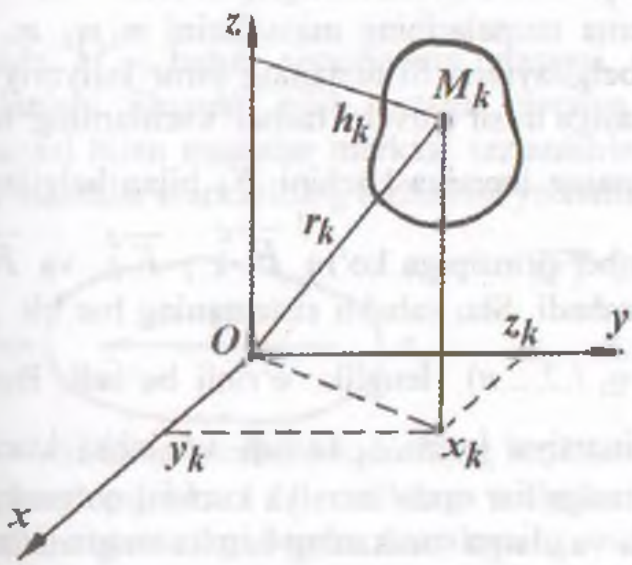
$$x_C = \frac{\sum m_k x_k}{M},\ y_C = \frac{\sum m_k y_k}{M},\quad z_C = \frac{\sum m_k z_k}{M} \qquad (1.89)$$



1.76-rasm.

Bu formulalardan ko'ramizki, sistema massalar markazining holati ta'sir etuvchi kuchlarga bog'liq bo'lmay, faqat berilgan sistema nuqtalarining holatiga va ularning massalariga bog'liq, bo'ladi. Agar sistema bir jinsli og'irlik kuchi maydonida joylashsa, bu sistemaning massalar markazi uning og'irlik markazi bilan ustmaust tushadi. Sistema og'irlik kuchi maydonida harakatlansa, og'irlik markazi mavjud.

Sistemaning inersiya momentlari. Mexanizm dinamikasini o'rganishda muhim ahamiyatga ega bo'lgan sistema nuqtalari massalarining o'qqa, nuqtaga yoki tekislikga bo'lgan masofalar kvadratiga ko'paytmalarining yig'indisiga teng bo'lgan dinamik kattaliklar aniqlanadi. Bu kattaliklar sistema massalarining o'q, nuqta yoki tekislikka nisbatan taqsimlanishi ifodalaydi va mos ravishda sistemaning o'qqa, nuqtaga yoki tekislikka nisbatan inersiya momentlari deyiladi.



1.77-rasm.

Sistemaning x, y, z - koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momentlari I_x, I_y, I_z bilan belgilanadi.

$$I_x = \sum m_k \left(y_k^2 + z_k^2\right)$$
$$I_y = \sum m_k \left(x_k^2 + z_k^2\right)$$
$$I_z = \sum m_k \left(x_k^2 + y_k^2\right)$$
$$I_0 = \sum m_k \left(x_k^2 + y_k^2 + z_k^2\right)$$

U holda $I_z = \sum m_k \cdot h_k^2$. Bu yerda: h_k berilgan o'qdan m_k massali nuqtagacha bo'lgan masofa.

Sistemani O nuqtaga nisbatan inersiya momenti qo'yidagicha yoziladi: $I_0 = \sum m_k \cdot \gamma_k^2$. Bu yerda: $\gamma_k - O$ nuqtadan sistemaning M_k nuqtasigacha bo'lgan masofa. Jismning massasi va inersiya radiusi berilgan bo'lsa, o'qqa nisbatan momenti: $I = M \cdot \rho_k^2$. SI birliklar sistemasida inersiya momenti 1 kGm^2 da o'lchanadi.

1.6.5. d'Alamber prinsipi

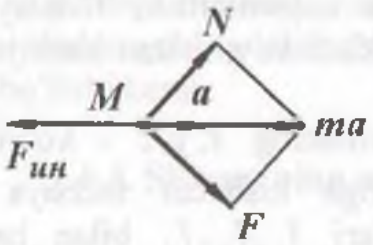
Bog'lanishdagi nuqta $\bar{F}$ aktiv kuch ta'sirida harakatlanib $\bar{a}$ tezlanishni olsin. Bu nuqta uchun dinamikaning asosiy qonunini quyidagi ko'rinishda yozamiz.

$$m\bar{a} = \bar{F} + \bar{N} \qquad \text{ёки} \quad \bar{F} + \bar{N} + \left(-m\bar{a}\right) = 0$$

Bunda $\bar{N}$ - bog'lanish reaksiya kuchi; $F^{in} = -ma$ - nuqtaning inersiya kuchi: miqdor jihatdan nuqtaning massasi bilan tezlanishining ko'paytmasiga teng va uning tezlanishiga qarama-qarshi yo'nalgan kuch nuqtaning inersiya kuchi deyiladi.

$$\bar{F} + \bar{N} + \bar{F}^{in} = 0 \qquad (1.90)$$

(1.90) tenglik erkin bo'lmagan nuqta uchun d'Alamber prinsipini ifodalaydi . Agar aktiv kuch va bog'lanish reaksiya kuchi ta'siridagi nuqtaga har onda uning inersiya kuchini qo'ysak, bu kuchlar o'zaro muvozanatlashadi. Aslida inersiya kuchi moddiy nuqtaga qo'yilgan bo'lmaydi. Shu sababli d'Alamber prinsipida kiritiladigan muvozanat tushunchasi shartli tushunchadir. d'Alamber prinsipida nuqtaga har onda inersiya kuchi qo'yilgan deb qarashdan maqsad, dinamikaning asosiy qonunini formal ravishda statikaning muvozanat tenglamasiga o'xshash tenglamalarga keltirib, dinamika masalalariga statikadagi muvozanat shartlarini qo'llashdan iborat. Shu boisdan bu usulga kinetostatika usuli deyiladi.



n- ta M_1, M_2 ... M_n moddiy nuqtalardan tashkil topgan mexanik sistema berilgan bo'lsin.

Sistema nuqtalarining massalarini $m_1, m_2 \ldots m_n$ bilan belgilaymiz. Sistemaning biror ixtiyoriy M_k nuqtasiga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning teng ta'sir etuvchisini $\bar{F}_k^e$, $\bar{F}_k^i$ va nuqtaning inersiya kuchini $\bar{F}_k^{in}$ bilan belgilasak, nuqta uchun bayon etilgan d'Alamber prinsipiga ko'ra $\bar{F}_k^e$, $\bar{F}_k^e$ va $\bar{F}_k^{un}$ kuchi har onda o'zaro muvozanatlashadi. Shu sababli sistemaning har bir nuqtasi uchun $\bar{F} + \bar{F} + \bar{F}_K^{in} = 0 \,(K = 1,2,\ldots n)$ tenglik o'rinli bo'ladi. Bunda $\bar{F}_K^{in} = -m_k \bar{a}_k - (M_k)$ nuqtaning inersiya kuchi. Tashqi va ichki kuchlar ta'siridagi sistemaning har bir nuqtasiga har onda inersiya kuchini qo'ysak, bu kuchlar sistemasi muvozanatlashadi va ularga statikaning barcha tenglamalarini qo'llash mumkin.

Bu kuchlarning ixtiyoriy O markazga nisbatan momentlarining yig'indisi ham nolga teng bo'ladi.

$\sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^e\right)+\bar{m}_0\left(\bar{F}_k^i\right)+\bar{m}_0\left(\bar{F}_k^{in}\right)=0$ va tenglamalar sistemasini

qo'shamiz

$$\left.\begin{aligned}\sum \bar{F}_k^e+\sum \bar{F}_k^i+\sum \bar{F}_k^{in}=0\\ \sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^e\right)+\sum \bar{m}_{0k}^i+\sum \bar{m}_k^{in}=0\end{aligned}\right\} \quad (K=1,2,...n)$$

Ichki kuchlarni xossasiga asosan ularning bosh vektori bilan bosh momenti nolga teng bo'ladi, $\sum \bar{F}_k^i=0;\ \sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^i\right)=0$. Belgilashlar kiritamiz: $\bar{R}^{in}=\sum \bar{F}_k^{in},\quad \bar{M}_0^{in}=\sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^{in}\right)$. $\bar{R}^{in},\bar{M}_0^{in}$ miqdorlarga mos ravishda sistema inersiya kuchlarining bosh vektori va O markazga nisbatan bosh momenti deyiladi.

$$\sum \bar{F}_k^e+\bar{R}^{in}=0; \qquad \sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^e\right)+\bar{m}_0^{in}=0; \qquad (1.91)$$

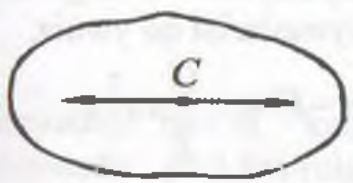
Sistemaga qo'yilgan tashqi kuchlar va uning barcha nuqtalaridagi inersiya kuchlari bosh vektorlarining geometrik yig'indisi har onda nolga teng bo'ladi. Tenglikning ikkinchisiga ham xuddi shunga o'xshash ta'rif berish mumkin. Bu d'Alamber prinsipidan kelib chiqqan natijadir.

(1.91) tenglamalardan foydalanish uchun inersiya kuchlarning bosh vektori va bosh momenti ma'lum bo'lishi kerak. Bu miqdorlarni topamiz:

$$\bar{R}^{in}=\sum \bar{F}_k^{by}=-\sum m_k\bar{a}_k=-\sum m_k\cdot\frac{d^2\bar{r}_k}{dt^2}=-\frac{d^2}{dt^2}\left(\sum m_k\bar{r}_k\right)=$$

$$-\frac{d^2}{dt^2}\left(M\bar{r}_c\right)=-M\cdot\frac{d^2\bar{r}_c}{dt^2}=-\frac{d^2}{dt^2}\left(\frac{d^2\bar{r}_c}{dt^2}\right)=-M\cdot\frac{d^2\bar{v}_c}{dt}=-\bar{M}a_c$$

bunda M – butun sistemaning massasi, $\bar{a}_c$ sistema massalar marka-zining tezlanishi. Shunday qilib, sistema inersiya kuchlarining bosh vektori sistema massasi bilan massalar markazi tezlanishining ko'paytmasiga teng, yo'nalishi esa massalar markazining tezlanishi yo'nalishiga qarama-qarshidir.



$$\bar{M}_0^{in}=\sum \bar{m}_0\left(\bar{F}_k^{in}\right)=-\sum \bar{m}_0\left(m_k\bar{a}_k\right)=$$

$$=-\frac{d}{dt}\left[\sum \bar{m}_0\left(m_k\bar{v}_k\right)\right]$$

Sistema harakat miqdorining bosh momenti degan tushunchani kiritamiz. Sistemaning biror O markazga nisbatan harakat miqdori (yoki kinetik momenti) sistemadagi barcha nuqtalarning shu markazga nisbatan olingan harakat miqdorlari momentlarining geometrik yig'indisiga teng bo'ladi.

$$\overline{R}_0 = \sum \overline{m}_0\left(m_k \overline{v}_k\right)$$

Inersiya kuchlarining biror O markazga nisbatan bosh momenti uchun $\overline{M}_0^{in} = -\frac{d\overline{R}_0}{dt}$ formulani hosil qilamiz. Shunday qilib, sistema inersiya kuchlarining O markazga nisbatan bosh momenti miqdor jihatdan shu markazga nisbatan sistema kinetik momentidan vaqt bo'yicha olingan hosilaga teng, yo'nalishi unga teskari bo'ladi. Umumiy holda qattiq jism nuqtalarining inersiya kuchlarini bosh vektorga teng bo'lgan bitta kuchga va momenti bosh momentga teng bitta juft kuchga keltirish mumkin.

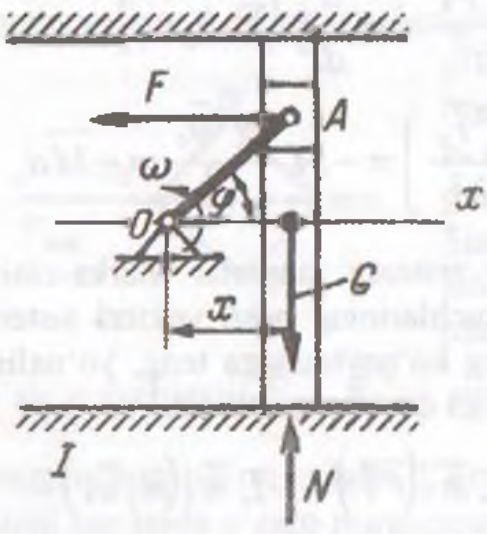
Ilgarilanma harakatdagi qattiq jismning inersiya kuchlari massalar markazdan o'tuvchi va $\overline{R}^{in} = -M\overline{a}_c$ bo'lgan bitta teng ta'sir etuvchiga keltiriladi.

Misol-1. OA krivoship ω - burchak tezlik bilan tekis aylanib, I-I yo'naltiruvchida ilgarilanma harakat qilayotgan kulitsani harakatlantiradi. Ishqalanishni e'tiborga olmasak, og'irligi G bo'lgan A tishni kulitsaga bosim kuchi F aniqlansin (1.78-rasm).

Yechish. Masala dinamikasini birinchi masalasiga oid. Kulitsani bog'lanishlarini reaksiyalar bilan almashtiramiz. N-reaksiya kulitsani yo'naltiruvchilariga perpendikulyar, F kuch kulitsaga perpendikulyar, chunki ishqalanish e'tiborga olinmaydi.

Kulitsa ilgarilanma – qaytma harakatlanganligi uchun, uning barcha nuqtalari bir hil harakatlanadi. A nuqta harakat tenglamasining X o'qqa proeksiyasini tuzamiz, u kulitsa harkatining kinematik tenglamasi bo'ladi:

$$X = \ell\cos\varphi = \ell\cos\omega t$$



1.78-rasm.

Tezlanishni koordinata o'qiga proeksiyalash teoremasiga asosan, kulitsaning tezlanishini topamiz.

$$a_x = \frac{d^2x}{dt^2} = -\ell\omega^2\cos\omega t = -\omega^2 x$$

Kulitsa harakatining koordinata shaklidagi tenglamasini tuzamiz:

$$\sum x = ma_x.$$

Kulitsaga ta'sir qiluvchi kuchlarni X o'qiga proeksiyalaymiz va unga massa va tezlanish qiymatlarini qo'yamiz.

$$F_x = -F = -\frac{G}{g}\omega^2 x,$$

bu yerdan $$F = \frac{G}{g}\omega^2 x$$

Demak, polzunning kulitsaga bosim kuchi, kulitsaning krivoship o'qidan joylashgan masofasiga proporsional o'zgaradi.

Misol-2. Gorizontga $\alpha = \frac{\pi}{6}$ rad burchak bilan joylashgan harakatlanmaydigan konveyerning lentasidagi g'isht ta'sir ostida boshlang'ich $v_0 = 2\,m/s$ tezlikda sirpanib tusha boshlaydi.

G'ishtning lentada sirpanib tushish koeffitsienti $f = 0{,}4$ bo'lsa, $t = 2$ s vaqt oralig'ida g'ishtni S-ko'chishi aniqlansin (g'isht to'planma kuch deb qaralsin) (1.79-rasm).

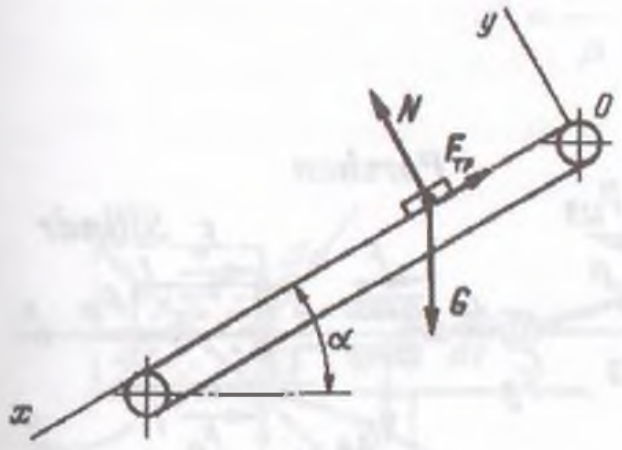
Yechish. Masala dinamikaning ikkinchi masalasiga oid. XOY koordinata sistemasini shunday tanlaymizki koordinataning boshlang'ich nuqtasi jismni boshlang'ich vaziyati bilan mos tushsin; X-o'qi konveyer lentasi bo'ylab va Y-o'qi unga perpendikulyar yo'nalsin.

G'isht og'irlik kuchi - G, normal reaksiya - N va ishqalanish kuchi – F_{mp} ta'sirida konveyer lentasida X-o'qi bo'ylab harakat qilayotgan moddiy nuqta deb qabul qilamiz. Moddiy nuqtaning harakat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum x = ma_x \text{ va } \quad G\sin\alpha - F_{TP} = \frac{G}{g}a_x \qquad (1)$$

$$\sum y = ma_y \text{ va } \quad N - g\cos\alpha = \frac{G}{g}a_y \qquad (2)$$

Bu tenglamalardan tashqari $F_{mp} = fN$ (3)



1.79-rasm.

Material nuqta X-o'qi bo'ylab harakatlanganligi uchun $a_y = 0$, unda $N = G\cos\alpha$ tenglamani (3) tenglikka qo'ysak $F_{mp} = fG\cos\alpha$ hosil bo'ladi.

Bu tenglamani (1) ga qo'ysak

$$G\sin\alpha - fG\cos\alpha = \frac{G}{g}a_x.$$

$a_x = a$ tenglikga asosan

$a = g\sin\alpha - gf\cos\alpha$ yoki

$a = g\cos\alpha(tg\alpha - f)$

tenglamadagi barcha kattaliklar o'zgarmas, shuning uchun tezlanish ham o'zgarmasdir: yo'l formulasini tekis o'zgaruvchan harakat deb qabul qilib yo'l S-ni topamiz:

$$S = v_0 t + \frac{at^2}{2} = v_0 t + g\cos\alpha(tg\alpha - f)\frac{t^2}{2} = 2\cdot 2 + 9{,}81\cdot 0{,}866(0{,}577 - 0{,}4)\frac{4}{2} \approx 7_M$$

1.7. Mexanizmlar dinamikasi

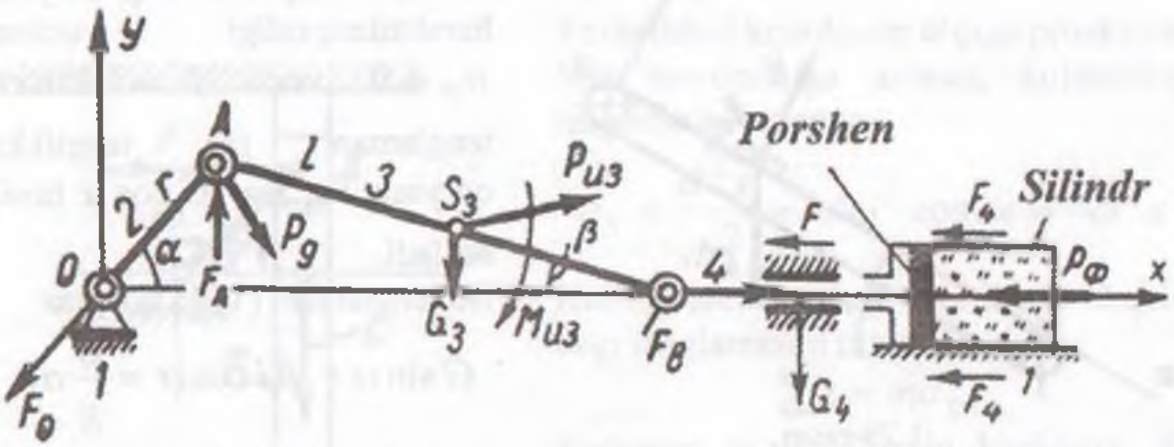
Asosiy masala. Mexanizmlar dinamikasi quyidagi masalalar bilan shug'ullanadi:

- kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarini aniqlash. Bu dinamikani kinetostatikasi, ya'ni harakatdagi statikasi deyiladi.
- mashina va mexanizmlarga berilgan energiyaning tarqalish qonuni orqali mashina yoki mexanizmlarning FIK – ni topish;
- berilgan kuch ta'sirida bo'g'in yoki bo'g'in nuqtalarining haqiqiy harakat qonunlarini topish;
-mashina va mexanizmlar harakatining bir tekisda bo'lishini ta'minlash va bo'g'in massalarini muvozanatlash.

Mexanizm bo'g'inlaridagi kuchlar. Harakatdagi har qanday bo'g'inda quyidagi tashqi kuchlar va momentlar bo'lishi mumkin .

- bo'g'inning o'z og'irligi - G;
- bo'g'in o'zgaruvchan tezlik bilan ilgarilanma harakat qilsa inersiya kuchi – (R_i) hosil bo'ladi;
- bo'g'in o'zgaruvchan tezlik bilan murakkab harakat qilsa inersiya kuchidan tashqari, yana inersiya kuchining momenti M_i hosil bo'ladi;
- kinematik juftlarda reaksiya kuchlari $F_{12}; F_{23}; F_{34}$ ·...paydo bo'ladi.

Bu yerda F_{12} - birinchi bo'g'inni ikkinchi bo'g'inga ta'siri va h.k.



1.80-rasm.

Masalan krivoship-polzunli mexanizmda (1.80-rasm) quyidagi kuchlar mavjud:

P_9 - harakatlantiruvchi kuch, krivoshipni A nuqtasiga qo'yilgan va A nuqta tezligi bilan bir yo'nalishda bo'ladi.

P_Φ - foydali qarshilik kuchi. Qanday kuchning ishini mashina engishi zarur bo'lsa, u kuchga foydali qarshilik kuchi deyiladi. P_Φ hamma vaqt harakatga teskari yo'naladi.

$F_O; F_\Pi; F_4; F$ – zararli qarshilik kuchi. Mexanizmni harakati vaqtida uning kinematik juftlaridagi ishqalanish kuchlari.

$G_3; G_4$ – og'irlik kuchlari.

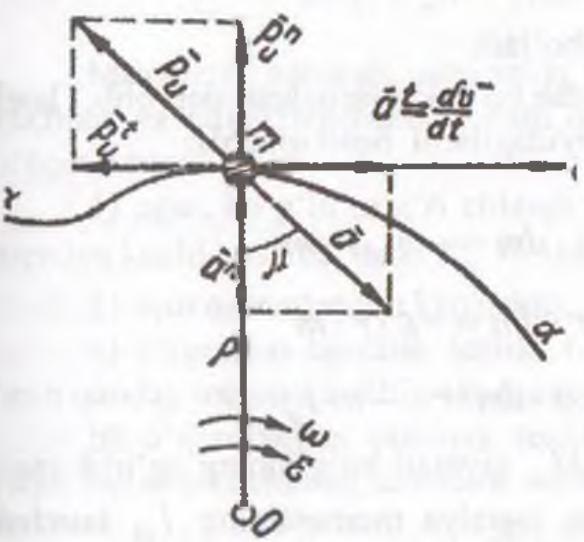
P_u - inersiya kuchi. Tezlanish bilan harakatlanuvchi bo'g'inning harakatlantiruvchi bo'g'inga ko'rsatgan ta'sir kuchi inersiya kuchi deb ataladi.

Inersiya kuchining bosh vektori P_u bo'g'in og'irlik markaziga qo'yilgan. Qiymat jihatdan bo'g'in massasi m bilan massalar markazi tezlanishining (a_s) ko'paytmasiga teng – $P_u = -ma_s$ N

P_u - tezlanish yo'nalishiga teskari qo'yiladi.

Mexanizm bo'g'inlaridagi inersiya kuchi va uning momenti. Inerciya kuchini hisobga olib, bo'g'inlarga ta'sir etuvchi va kinematikaviy juftlardagi reaksiya kuchlarini hisoblash mexanizmlar kinetostatikasining asosiy masalasidir. m massali egrilik radiusi ρ - bo'lgan yoyda harakatlansin. Massaning normal tezlanishi

$$a^n = \frac{V^2}{\rho} = \omega^2 \cdot \rho,$$



1.81-rasm.

egrilik radiusi bo'ylab, urinma tezlanishi –

$$a^\tau = \frac{dV}{dt} = \frac{d(\omega \cdot \rho)}{dt} = \frac{d\omega}{dt}\rho = \varepsilon \cdot \rho$$

yoyga urinma bo'ylab yo'naladi.

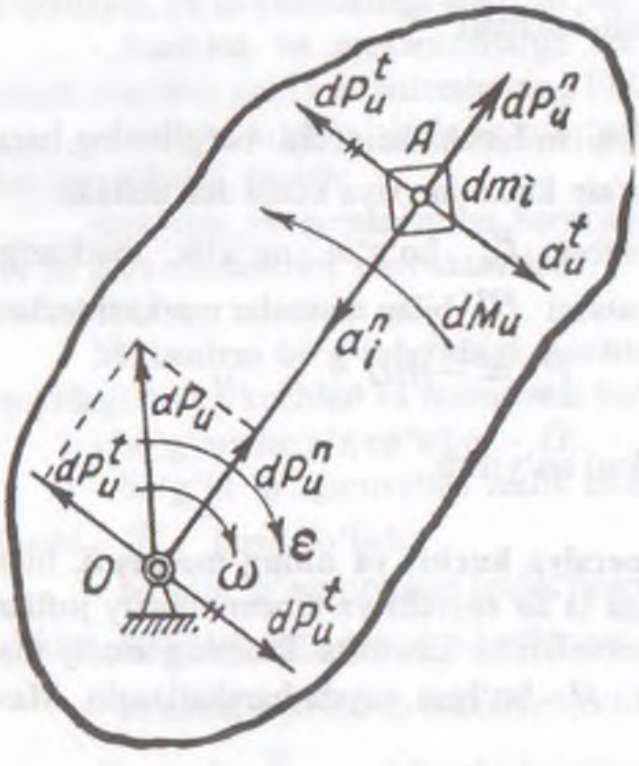
Normal inersiya kuchi a^n tezlanishga qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib quyidagicha topiladi:

$$P_u^n = -ma^n = -\frac{G}{g}\omega^2\rho$$

Tangensial inersiya kuchi a^τ tezlanishga qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib quyidagicha topiladi:

$$P_u^\tau = -ma^\tau = -\frac{G}{g}\varepsilon\rho$$

To‘liq inersiya kuchi $P_u = \sqrt{(P_u^n)^2 + (P_u^\tau)^2} = -\frac{G}{g}\cdot\rho\cdot\sqrt{\omega^4+\varepsilon^2}$



1.82-rasm.

Bo‘g‘inga ta’sir etuvchi inersiya kuchlarini shu bo‘g‘in massalari markaziga ta’sir etuvchi yagona bosh inersiya kuchi va bo‘g‘inning burchak tezlanishi sababli vujudga keluvchi bosh inersiya momentiga almashtiriladi (1.82-rasm).

Bo‘g‘in O nuqta atrofida ω burchak tezlik bilan aylanma harakat qiladi. A nuqtadagi dm massachada normal

$dP_u^n = -\omega^2\cdot r_1\cdot dm$ va tangensial $dP_u^\tau = -\varepsilon\cdot r_1\cdot dm$ inersiya kuchlari hosil bo‘ladi. dP_u^n va dP_u^τ kuchlarni O nuqtaga ko‘chiramiz. U holda O nuqtaga dP_u^n kuch o‘z yo‘nalishida kirib nol sistema hosil qiladi. Ikkita chiziqchali dP_u^τ kuchlari M_u juft kuch momentini hosil qiladi. O nuqtada dP_u^n, dP_u^τ va $M_u = F_u^\tau\cdot r_1$ juft kuch momenti hosil bo‘ladi.

Bo‘g‘inning massasi hajmi bo‘yicha bir tekis tarqalgan deb olib, hosil bo‘lgan tengliklarni integrallaymiz va quyidagilarni hosil qilamiz:

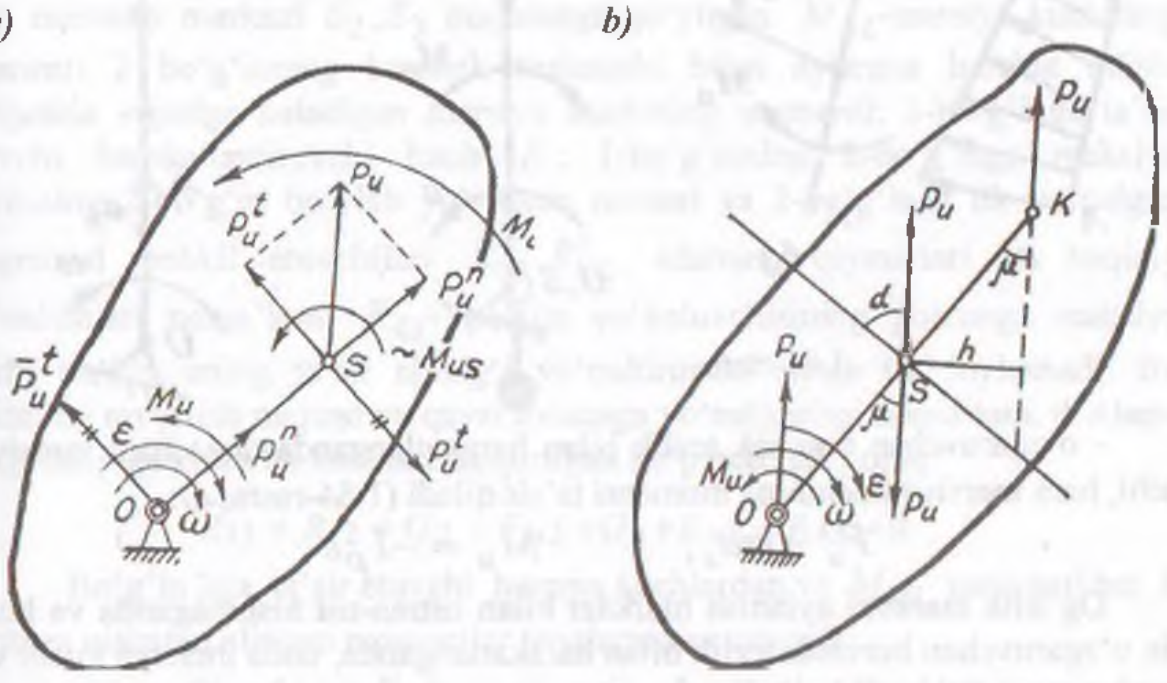
$$F_u^n = \int dF_u^n = \int\omega^2\cdot r\cdot dm = -\omega^2\cdot r\cdot m$$

$$F_u^\tau = \int dF_u^\tau = \int\varepsilon\cdot r\cdot dm = -\varepsilon\cdot r\cdot m$$

$$M_u = \int dF_u^\tau\cdot r = -\int\varepsilon\cdot r\cdot dm\cdot r = -\varepsilon\cdot I_\rho$$

Inersiya kuchi bosh momentning M_u qiymati bo‘g‘inning og‘irlik markazidan o‘tuvchi o‘qqa nisbatan olingan inersiya momentining I_ρ burchak tezlanishi ε ga ko‘paytmasiga teng va yo‘nalishi unga teskari $M_u = -\varepsilon\cdot I_\rho$.

Bu yerda $I_\rho = \int r^2 \cdot dm$ bo‘g‘in massasining og‘irlik markazidan o‘tuvchi o‘qqa nisbatan inersiya momenti.



1.83-rasm.

O nuqtaga qo‘yilgan P_u^n, P_u^τ kuchlar va moment o‘rniga $P_u = P_u'' + P_u^\tau$ to‘liq inersiya kuchi va $M_u = -\varepsilon \cdot I_\rho$ olinishi mumkin (1.83-rasm, a).

P_u va M_u-ni OS o‘qi davomida biror K nuqtaga qo‘yilgan bitta P_u kuch bilan almashtirish mumkin (1.83-rasm, b):

$$M_u = P_u h \quad \text{yoki} \quad h = \frac{M_h}{P_u} = \frac{I_\rho \cdot \varepsilon}{P_u}$$

Mexanizm harakati jarayonida bo‘g‘inlarda vujudga keladigan inersiya kuchlari va uning momentlari ham qiymat jixatdan, ham yo‘nalishi jihatdan o‘zgarib turadi.

1) agar, bo‘g‘in to‘g‘ri chiziqli ilgarilanma harakatda bo‘lsa, unda faqat inersiya kuchi hosil bo‘ladi: $P_m = -ma_s$

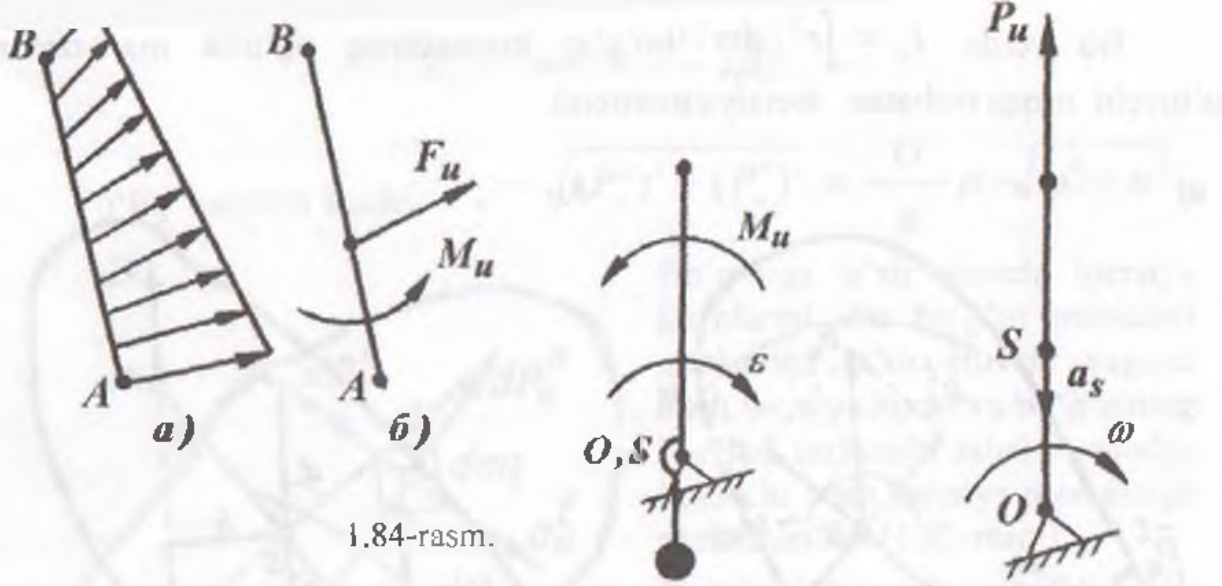
2) muvozanatlangan krivoship;

a) o‘zgarmas burchak tezlik ($\omega = const$) bilan harakatlanganda, unda hech qanday inersiya kuchi yoki uning momenti vujudga kelmaydi;

b) o‘zgaruvchan burchak tezlik bilan harakatlanganda (1.84-rasm, *b*) faqat inersiya kuchining momenti vujudga keladi:

$$M_u = -\varepsilon \cdot I_\rho$$

3) muvozanatlanmagan krivoship o‘zgarmas burchak tezlik bilan harakatlansa faqat inersiya kuchi hosil bo‘ladi. $F_u - ma_s^n$



1.84-rasm.

- o'zgaruvchan burchak tezlik bilan harakatlanganda unga ham inersiya kuchi, ham inersiya kuchining momenti ta'sir qiladi (1.84-rasm; *a)*:

$$F_u - ma_s; \qquad M_u = -I_\rho \varepsilon$$

Og'irlik markazi aylanish markazi bilan ustma-ust tushmaganda va bo'g'in o'zgaruvchan burchak tezlik bilan harakatlanganda, unda inersiya kuchi va inersiya momenti hosil bo'ladi.

1.7.1. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlarni hisoblash

Kuchlar ta'sirida hisoblash – mexanizm detallarini mustahkamlik shartiga ko'ra hisoblashga va mexanik foydali ish koeffitsientini aniqlash uchun zarurdir. Buning uchun kinematik juftlardagi ishqalanish hisobga olinishi kerak, mexanizm detallaridagi kuchlar qiymatlarining davr davomida o'zgarishini bilish kerak. Kuchlar ta'sirida hisoblash uchun quyidagilar berilgan bo'ladi: 1) mexanizm bo'g'inlarining uzunlik o'lchamlari, bosh bo'g'in koordinatasi; 2) bo'g'in og'irliklari; 3) og'irlik markazlariga nisbatan olingan bo'g'inlarning inersiya momentlari; 4) keltirish bo'g'inning harakat qonuni.

Kuchlar tag'sirida hisoblash Nyuton qonuniga asoslangan d'Alamber prinsipini qo'llash natijasida amalga oshiriladi. d'Alamber prinsipiga ko'ra mexanizmga ta'sir etuvchi hamma kuchlar qatorida bo'g'inlarning tezlanishi ta'sirida vujudga keluvchi inersiya kuchlari ham hisobga olinsa, mexanizmni muvozanatda deb qarash mumkin. Reaksiya kuchlarni aniqlashda statika qoidasi qo'llanilsa bo'ladi. Bunday usulda mexanizm Assur guruhlariga ajratiladi. Har bir guruh uchun d'Alamber prinsipi tadbiq etilib muvozanat tenglamasi tuziladi. Muvozanat tenglamasining shartiga ko'ra sistemaga ta'sir etuvchi hamma kuchlarning bosh vektori yoki hamma momentlarning bosh vektorining qiymati nolga teng bo'lishi zarur.

Ilgarilanma va aylanma harakat qiluvchi kinematik juftli ikkinchi klass Assur guruhi uchun kinematik juftlardagi reaksiya kuchlarni aniqlash. Guruhga tegishli 2-bo'g'in va 3 bo'g'inlarga (1.85-rasm) quyidagi tashqi kuchlar ta'sir

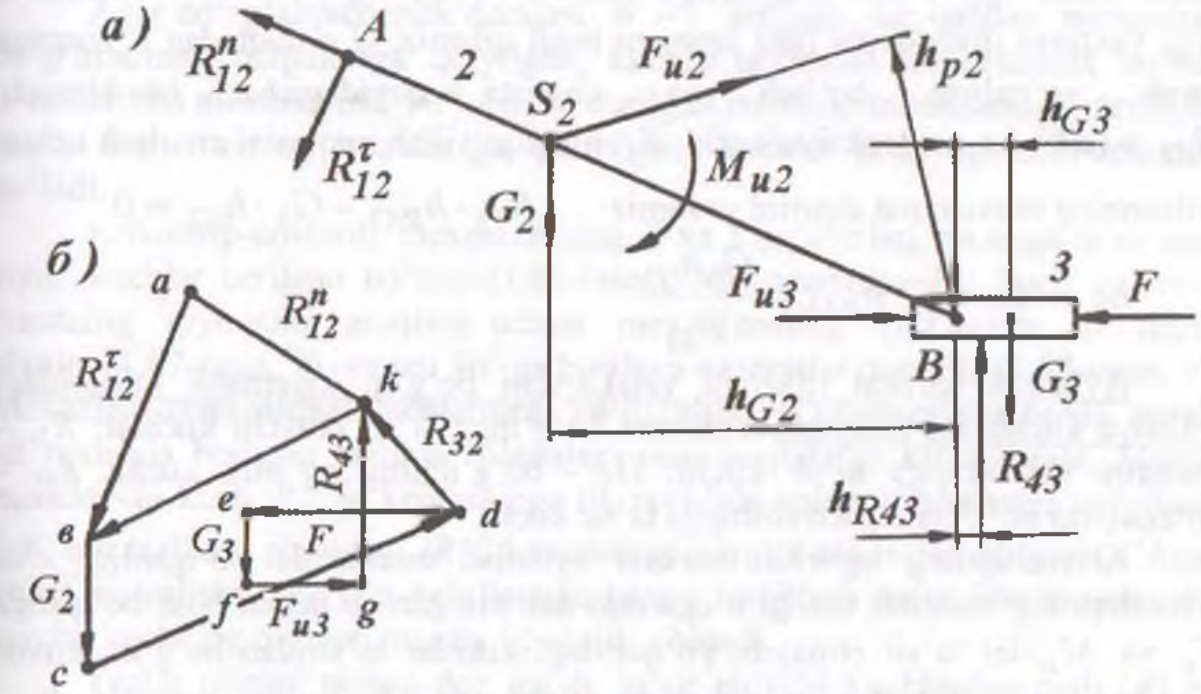
qilsin: G_2 va G_3 - bo'g'inlarning og'irlik kuchlari, ular bo'g'inlar massalarining markazi S_2 va S_3 nuqtalariga qo'yilgan bo'ladi. F_{u2} va F_{u3} - ilgarilanma harakat natijasida bo'g'inlarda vujudga keladigan inersiya kuchlari, ular ham massalar markazi S_2, S_3 nuqtalarga qo'yilgan. M_{u2}-inersiya kuchining momenti 2 bo'g'inning burchak tezlanishi bilan aylanma harakat qilishi natijasida vujudga keladigan inersiya kuchining momenti; 3-bo'g'inga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuch F; 1-bo'g'inning 2-bo'g'inga reaksiya kuchining 2-bo'g'in bo'ylab yo'nalgan normal va 2-bo'g'inga tik yo'nalgan tangensial tashkil etuvchilari $R^n_{1.2}, R^\tau_{1.2}$, ularning qiymatlari va haqiqiy yo'nalishlari noma'lum, R_{43}- polzun yo'naluvchisining polzunga reaksiya kuchi bo'lib, uning ta'sir chizig'i yo'naltiruvchi sirtga tik joylashadi. Bu kuchning qo'yilish nuqtasi va qaysi tomonga yo'nalganligi noma'lum. d'Alamber prinsipiga ko'ra bu kuchlardan qurilgan ko'p burchak yopiq:

$$\vec{R}^n_{12} + \vec{R}^\tau_{12} + \vec{G}_2 + \vec{F}_{u2} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{u3} + \vec{R}_{43} = 0$$

Bo'g'in 2ga ta'sir etuvchi hamma kuchlardan va M_{u2} momentidan V nuqtaga nisbatan olingan momentlar tenglamasini tuzamiz:

$$-R^\tau_{1.2} \cdot \ell_{AB} + F \cdot h_{p.2} \cdot \mu_p - G_2 \cdot h_{G2} \cdot \mu_p + M_{u2} = 0$$

bu yerda $R^\tau_{1.2} = \dfrac{F_u \cdot h_{p.2} \cdot \mu_p - G_2 h_{G2} \cdot \mu_p + M_{u2}}{\ell_{AB}}$, h_{p2}, G_2 - kuch yelkalari. R^n_{12}, R_{43} kuchlarning modul qiymatlari va vektor yo'nalishlarini aniqlash uchun $R^n_{12} + R^\tau_{12} + G_2 + F_{u2} + F + G_3 + F_{u3} + R_{43} = 0$ tenglamaga asosan kuch ko'pburchagi quriladi (1.85-rasm).



1.85-rasm.

Buning uchun kuchlarning chizma o'lchamlarini kuch masshtabi asosida aniqlaymiz: $(\overline{R_{12}^{\tau}}) = \frac{R_{12}^{\tau}}{\mu_p}$, *мм*: $(\overline{F_{u2}}) = \frac{F_{u2}}{\mu_p}$ *мм* va h.k.

bu yerda $\mu_p = \left(\frac{N}{мм}\right)$ kuch masshtabi.

Kuch ko'p burchagini qurish tartibi. Tanlangan a nuqtadan (1.85-rasm, *b*) $R_{12}^{\tau} + G_2 + F_{u2} + F + G_3 + F_u$ ni ifodalovchi chiziqlar zanjiri $(a-b-c-d-e-f-g)$ ni quramiz. So'ngra R_{12}^{n} vektorning boshlanish nuqtasi a dan bo'g'in 2 ga parallel ravishda R_{12}^{n} vektorning ta'sir chizig'ini, F_{u3} vektorning oxiri bo'lgan g nuqtadan polzun yo'naltiruvchisiga tik ravishda R_{43} vektorning ta'sir chizig'ini o'tkazamiz. Ularning kesishish nuqtasi K tenglamalar sistemasining yechimini beradi, ya'ni $(\kappa a) - R_{12}^{n}$ vektorni $(g\kappa) - R_{43}$ vektor ifodalaydi. R_{12}^{n} va R_{12}^{τ} vektorlarning yig'indisi bo'lgan R_{12} ni $(\kappa в)$ kesma ifodalaydi. R_{12} va R_{43} reaksiya kuchlarining modul qiymatlari masshtab koeffitsientidan foydalanib topiladi:

$$R_{12} = (\kappa в) \cdot \mu_p \qquad R_{43} = (\partial\kappa) \cdot \mu_\rho$$

V sharnirdagi reaksiya kuchini aniqlash uchun bo'g'in 2 ning muvozanat shartini tuzamiz. $R_{12} + G_2 + F_{42} + R_{32} = 0$

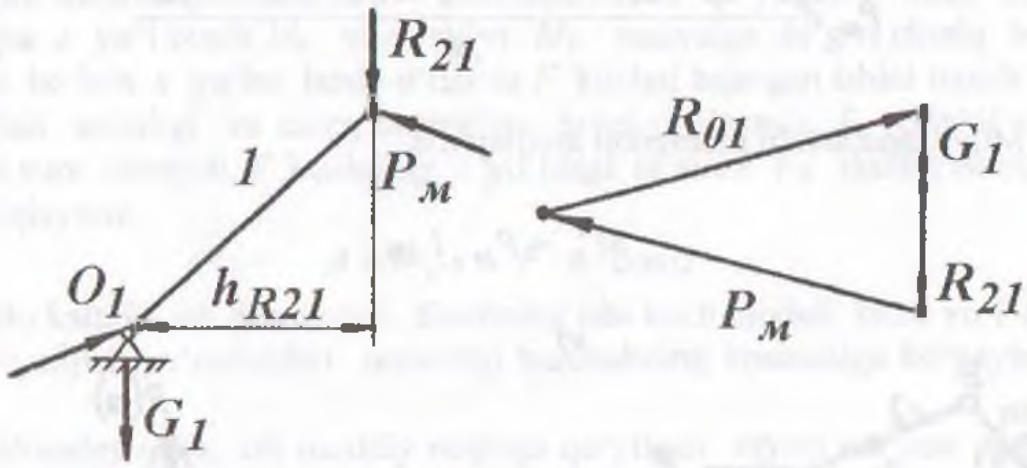
R_{32} – ham vektor yo'nalishi, ham modul qiymati noma'lum bo'lgan bo'g'in 3 ning bo'g'in 2 ga to'liq reaksiya kuchidir. R_{12} vektorning boshlanishi K nuqta bilan F_{u2} vektorning oxirini ifodalovchi d nuqtani o'zaro tutashtirib, R_{32} vektorni ifodalovchi (dk) kesmani hosil qilamiz. U d nuqtadan K nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi va qiymati quyidagicha hisoblanadi: $R_{32} = (dk) \cdot \mu_\rho$. Reaksiya kuchi R_{43}ning qo'yilish nuqtasini aniqlash uchun polzunning muvozanat shartini yozamiz: $R_{43} \cdot h_{R43} - G_3 \cdot h_{G3} = 0$

bu yerdan $h_{R43} = \frac{G_3 h_{G3}}{R_{43}}$

Aylanma harakat qiluvchi yetaklovchi bo'g'in kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini aniqlash. Yetakchi bo'g'inga ta'sir etuvchi kuchlar: R_{21} – shatunni krivoshipga ta'sir kuchi; G_1 - bo'g'inning og'irlik kuchi; R_{01} – qo'zgalmas bo'g'inning krivoshipga ta'sir kuchi.

Krivoshipning og'irlik markazi aylanish markazida bo'lganligi va krivoshipning burchak tezligi o'zgarmas deb olinganligi uchun bosh bo'g'inga F_u va M_u-lar ta'sir etmaydi. yo'qoridagi kuchlar ta'siridan bo'g'in muvozanatlanmaydi. Bo'g'inni muvozanatga keltiruvchi R_m kuchni topamiz. R_m - kuch krivoshipga perpendikulyar ravishda A nuqtasiga qo'yilgan:

$$\Sigma M_{01} = R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_p - P_M \cdot \ell_{OA} = 0 \qquad P_M = \frac{R_{21} \cdot h_{R21} \cdot \mu_p}{\ell_{OA}}$$



1.86-rasm.

Tayanch kuchini aniqlash uchun krivoshipga ta'sir etuvchi kuchlarni muvozanat sharti yoziladi. $G_1 + R_{21} + P_M + R_{01} = 0$

Kuchlar planini qurish uchun masshtab tanlaymiz:

$$\mu_\rho = \frac{G_1}{ab}; \qquad bc = \frac{R_{21}}{\mu_\rho}; \qquad cd = \frac{P_m}{\mu_\rho} \qquad R_{01} = da \cdot \mu_\rho; \quad н$$

N.E. Jukovskiy teoremasi. Kuchlar orasidagi bog'lanishni N.E. Jukovskiyning yordamchi qattiq richag teoremasidan foydalanib amalga oshirish mumkin. N.E. Jukovskiy teoremasi quyidagicha ta'riflanadi:

Agar qo'zg'aluvchanlik darajasi $W = 1$ bo'lgan har qanday mexanizm bo'g'inlarining nuqtalariga qo'yilgan, kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'lsa, u holda shu mexanizmni 90^0 burib, tuzilgan ixtiyoriy masshtabdagi tezliklar plani ham o'zining nuqtalariga keltirilgan kuchlar ta'siridan muvozanatda bo'ladi.

Krivoship-polzunli mexanizmning 2 va 3 bo'g'inlari va unga ta'sir etuvchi kuchlar berilgan bo'lsin (1.86-rasm). Muvozanatlovchi kuch va momentning qiymatini aniqlash uchun mexanizmning (1.87-rasm, *a)* tezlik planini (1.87-rasm, *b*) va uni 90^0 ga burilgan vaziyatini quramiz (1.87-rasm, *v*). Mexanizm sxemasidagi kuchlarning yo'nalishini o'zgartirmagan holda parallel ravishda berilgan tezliklar planidagi mos nuqtalarga ko'chiramiz. Muvozanatlovchi kuch P_M ni krivoshipga tik ravishda uning *V* nuqtasiga qo'yilgan deb, uni tezliklar planidagi *(RV)* kesmaning oxirgi *v* nuqtasiga qo'yamiz. Agar uning yo'nalishi noto'g'ri belgilangan bo'lsa hisoblash natijasida muvozanatlovchi kuchning qiymati manfiy ishoralik chiqadi.

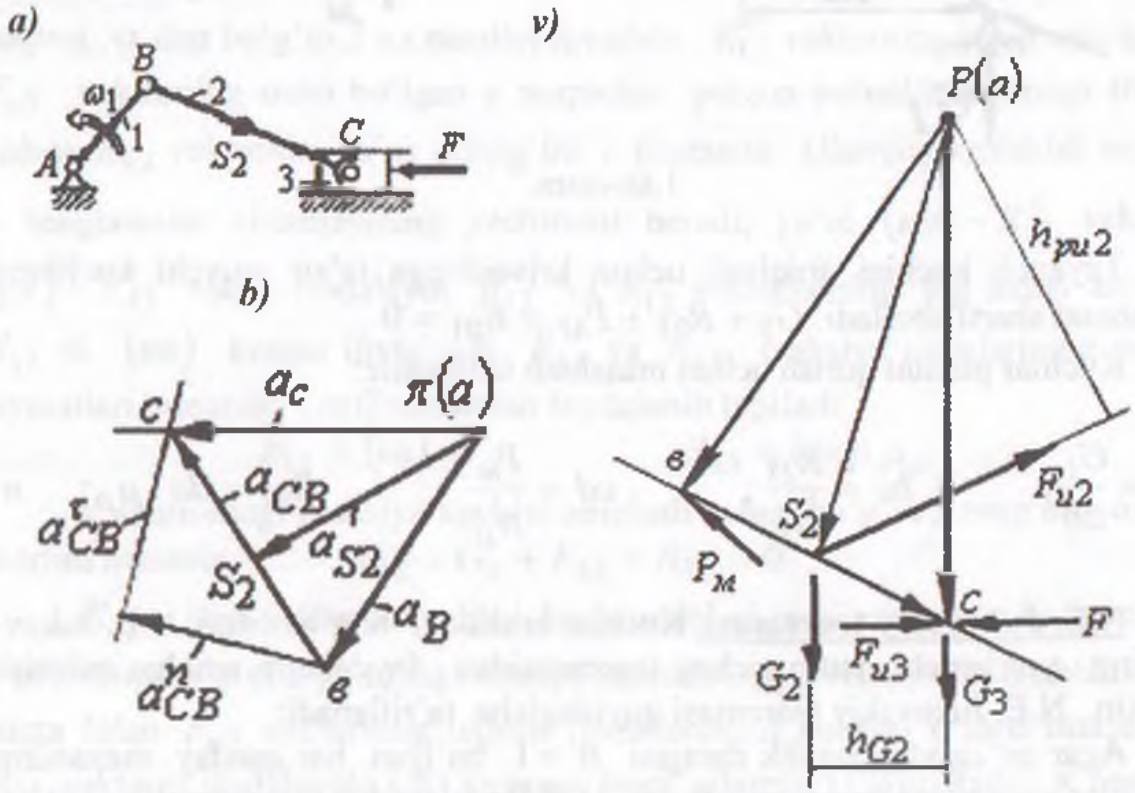
Tezlik planini richag deb qarab, ta'sir etuvchi kuchlardan qutb (*R*) ga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz.

$$(F - F_{u3})\cdot(pc) - G_2 \cdot h_{G2} - F_{u2} \cdot h_{pu2} + P_м \cdot (pв) = 0$$

$$P_м = \frac{(-F + F_{u3})\cdot(pc) + G_2 \cdot h_{G2} + F_{u2} \cdot h_{pu2}}{pв}$$

Muvozanatlovchi momentni aniqlaymiz.

$$M^1_м = P_м \cdot l_{AB}$$



1.87-rasm.

Nazorat savollari

1. Dinamikaning qonunlarini tushuntiring?
2. Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalarini yozing?
3. Dinamikaning masalalarini ayting?
4. Mexanik sistema nima?
5. d'Alamber prinsipini tushuntiring?
6. Mexanizm bo'g'inlaridagi inersiya kuchlarining berilishini turli holatlarini tushuntiring?
7. Mexanizmni kuchlar ta'sirida hisoblash tartibini ayting?

1.8. Ish va quvvat

Kattaligi o‘zgarmas bo‘lgan kuchning to‘g‘ri chiziqli oraliqlarda bajargan ishlari. Gorizontga α burchak ostida qo‘yilgan F kuch ta’sirida M nuqta s yo‘l bosib M_0 vaziyatdan M_1 vaziyatga to‘g‘ri chiziq bo‘ylab siljigan bo‘lsin. s yo‘lni bosib o‘tishda F kuchni bajargan ishini topish uchun uni siljish tekisligi va uning normaliga proeksiyalaymiz. F_Y tashkil etuvchi nuqtani sura olmaydi. F kuchning s yo‘ldagi ta’sirini F_X tashkil etuvchi bilan aniqlaymiz.

$$A = F_X \cdot s = F \cdot s \cdot \cos\alpha$$

Bu kattalik ish deb ataladi. Kuchning ishi kuch moduli bilan yo‘l hamda kuch va siljish yo‘nalishlari orasidagi burchakning kosinusiga ko‘paytmasiga teng.

Shunday qilib, ish moddiy nuqtaga qo‘yilgan va uni ma’lum masofaga siljitishida kuch ta’sirining o‘lchovidir. Ish skalyar kattalik. Ish hisoblashning uchta xususiy holini ko‘rib chiqamiz: 1) $\alpha = 0$, u holda $A = Fs$; 2) $\alpha = 90^0$ bu holda $A = 0$; 3) $\alpha = 180^0$ bu holda $A = -Fs$.

Shunday qilib, agar kuch bilan siljish yo‘nalishi mos tushsa ish musbat, aks holda manfiy bo‘ladi. Musbat ish bajaradigan kuchlar harakatlantiruvchi kuchlar deb, manfiy ish bajaradigan kuchlar qarshilik kuchlari deb ataladi. Jismni yo‘qoriga ko‘tarishda og‘irlik kuchining ishi manfiy bo‘ladi, pastga harakatlanganda musbat bo‘ladi, gorizontal tekislik bo‘ylab harakatlanganda og‘irlik kuchining ishi nolga teng bo‘ladi.

Ish birligi $[A] = [F] \cdot [s]$ = kuch x uzunlik = nyuton x metr = joul (J)

Joul – bir nyuton kuchning bir metr yo‘lda bajargan ishi.

Teng ta’sir etuvchi kuch bajargan ish - tashkil etuvchi kuchlarning yo‘lni xuddi shu orliqida bajargan ishlarining algebraik yig‘indisiga teng.

$$A_R = A_{A1} + A_{A2} + A_{A3} + ... A_{An}$$

Og‘irlik kuchining bajargan ishi - traektoriya turiga bog‘liq bo‘lmaydi va kuch moduli bilan kuch qo‘yilgan nuqtaning vertikal siljishi ko‘paytmasiga teng bo‘ladi, ya’ni:

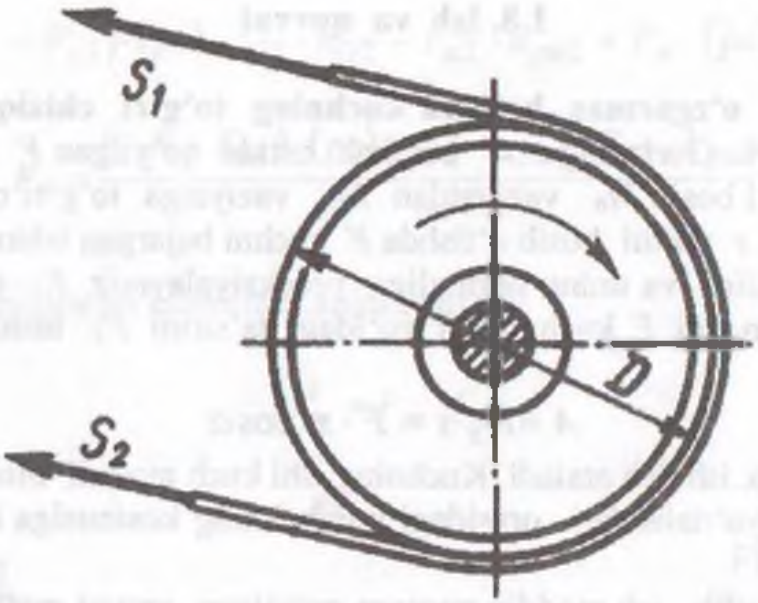
Aylanayotgan jismga qo‘yilgan o‘zgarmas kuchning ishi – aylantiruvchi moment bilan burchak siljishi ko‘paytmasiga teng, ya’ni $A = M \cdot \varphi$.

Quvvat – vaqt birligida bajariladigan ish. Agar ish bir tekis bajarilsa $N = \frac{A}{t}$ ga teng yoki $N = \frac{A}{t} = \frac{Fs}{t} = F \cdot v$.

Kuchning quvvati kuch moduli bilan u qo‘yilgan nuqta tezligining ko‘paytmasiga teng va bir sekundga to‘g‘ri keladigan joul – vatt (Vt) da o‘lchanadi.

Aylanayotgan jismga qo‘yilgan kuch quvvati aylantiruvchi moment bilan burchak tezligining ko‘paytmasiga teng:

$$N = M \cdot \omega$$



1.88-rasm.

Misol-1. Remen ishtirokida P=14,72 kVt quvvat uzatiladi. Remen shkivining diametri (1.88-rasm) $D = 1000$ mm, burchak tezligi $\omega = 5\pi$ rad/s. $S_1 = 2S_2$, ya'ni etaklovchi remenning taranglik kuchi S_1 yetaklanuvchi remenning taranglik kuchi S_2-dan ikki marotaba katta shartidan foydalanib S_1 va S_2 kuchlar hisoblansin.

Yechish.

Aylantiruvchi moment:

$$M = \frac{(S_1 - S_2)D}{2} = \frac{S_2 D}{2}$$

uzatilayotgan quvvat va burchak tuzlikga bog'liq ravishda ham hisoblanadi:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{14720}{5\pi} = 936 нм$$

Unda $S_2 = \frac{2M}{FD} = \frac{2 \cdot 936}{1} = 1872N$ va $S_1 = 2S_2 = 2 \cdot 1872 = 3744N$

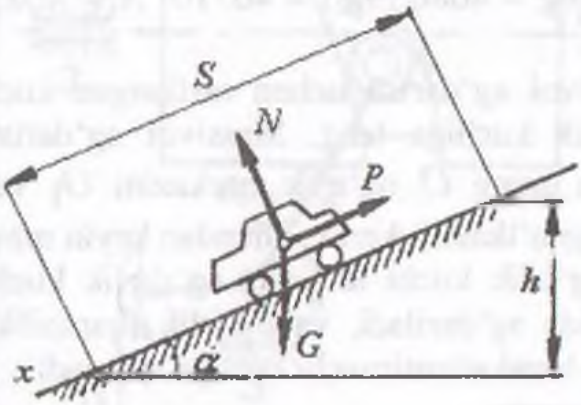
Misol-2. Avtomobil qiyaligi $\alpha = 15^0$ bo'lgan tog' yo'lida 18 $\frac{M}{S}$ tezlik bilan harakatlanadi. Avtomobilning harakatdagi tormozlanish kuchini og'irlik kuchining 0,3 qismiga teng deb olsak, boshqa qarshilik kuchlarini e'tiborga olmasdan, tormozlanish boshlangandan keyin qancha masofada va vaqtda avtomobil to'xtaydi (1.89-rasm).

Yechish. Moddiy nuqta deb qabul qilingan avtomobilga og'irlik kuchi - G, yo'lni normal reaksiyasi - N, tormozlashdan qarshilik kuchi - P ta'sir qiladi. Tormozlanish masofasi - Sni topish uchun kinetik energiya tenglamasini tadbiq etamiz.

$$A = U = \frac{mv^2}{2} - \frac{mv_0^2}{2}, \text{ lekin } v = 0 \text{ va } v_0 = 18\ \frac{м}{s}$$

Moddiy nuqtaga qo'yilgan teng ta'sir qiluvchi kuchning bajargan ishi, tashkil etuvchi kuchlar bajargan ishlarining algebraik yig'indisiga teng.

$$A = A_G + A_p + A_N$$



1.89-rasm.

Bu yerda: A_G - og'irlik kuchining ishi; A_p - tormozlash kuchining ishi; A_N - normal reaksiya ishi, A_N=0, chunki N harakat yo'nalishiga perpendikulyar.

$$A_G = Gh = mgS\sin\alpha \quad \text{va}$$

$$A_p = -PS = -0{,}3GS = -0{,}3mgS$$

Demak, $A = mgS\sin\alpha - 0{,}3mgS = mgS(\sin\alpha - 0{,}3)$.

Unda kinetik energiya

$$-\frac{mv_0^2}{2} = mgS(\sin\alpha - 0{,}3) \quad \text{yoki} \quad \frac{v_o^2}{2} = gS(0{,}3 - \sin\alpha)$$

Tenglamadan $$S = \frac{v_o^2}{2g(0{,}3 - \sin\alpha)} = \frac{18^2}{2 \cdot 9{,}81(0{,}3 - 0{,}258)} = 395\ m$$

Tormozlash vaqtni aniqlash uchun nuqta harakatining miqdori teoremasidan foydalanamiz.

$$mv - mv_0 = \sum Ft, \text{ lekin } v = 0 \text{ va}$$

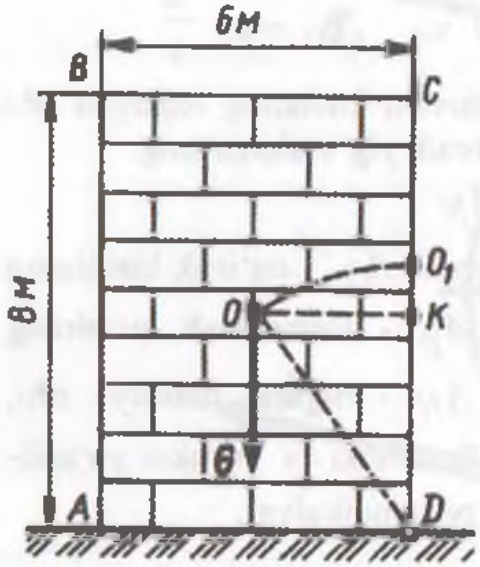
$\sum Ft$ - avtomobilga ta'sir qiluvchi impuls

$$\sum Ft = (G\sin\alpha - P)t = (mg\sin\alpha - 0{,}3mg)t = mg(\sin\alpha - 0{,}3)t$$

Unda $-mv_o^2 = mgt(\sin\alpha - 0{,}3)$ yoki $v_o = gt(0{,}3 - \sin\alpha)$

Bu yerda:

$$t = \frac{v_0}{g(0{,}3 - \sin\alpha)} = \frac{18}{9{,}81(0{,}3 - 0{,}258)} = 44\ sek$$



1.90-rasm.

Misol-3. Bir jinsli *AVSD* massiv m=4080 *kg* massaga ega va chizmada ko'rsatilgan o'lchamlarga ega (1.90-rasm). Massivni D nuqta atrofida ag'darish uchun bajarilgan ish hisoblansin.

Yechish. Massivni og'irligini aniqlaymiz:

$$G = mg = 4080 \cdot 9{,}81 = 40 \cdot 10^3\ NN = 40kN$$

Massivni ag'darish uchun sarflangan kuch og'irlik kuchiga teng. Massivni ag'darish uchun uning O og'irlik markazini O_1 vaziyatga o'tkazish kerak. Shundan keyin massiv og'irlik kuchi ta'sirida ag'darlik kuchi ta'sirida ag'dariladi, va og'irlik (qarshilik) kuchi harakatlantiruvchi kuchga aylanadi.

Og'irlik kuchini bajargan ishiga asosan:

$$W = GKO_1 = G(OD - KD) = G\sqrt{OH^2 + KD^2} - KD =$$

$$40 \cdot 10^3(\sqrt{3^2 + 4^2} - 4) = 40 \cdot 10^3\, dj \quad = 40kdj$$

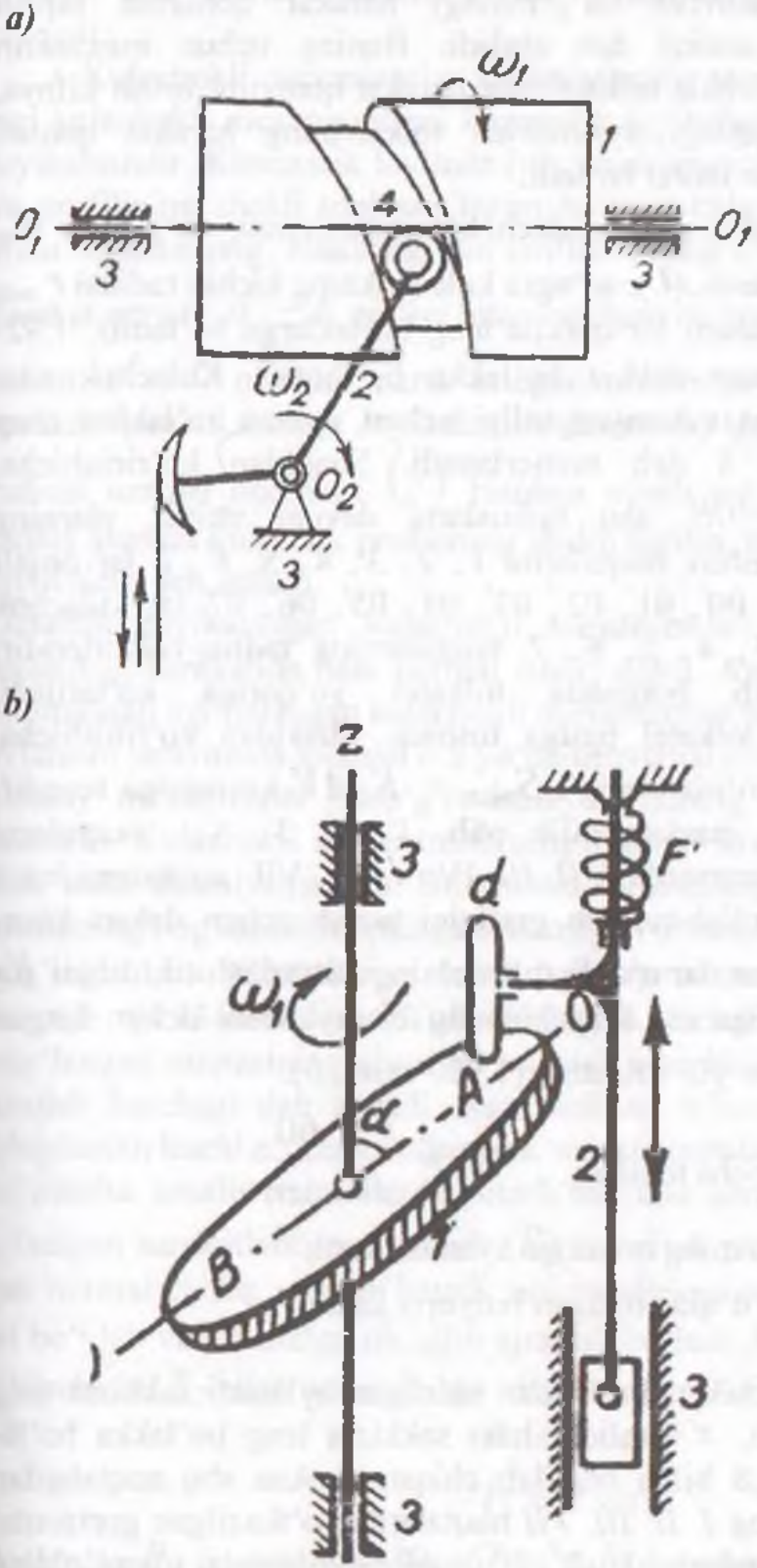
1.9. Kulachokli mexanizmlar [16]

Kulachokli mexanizmlar tarkibida oliy quyi kinematik juftlar bo'ladi. Bunday mexanizmlar vositasi bilan yetaklanuvchi zvenoning istalgan harakat qonunini olish mumkin. Tekislikda harakatlanuvchi kulachokli mexanizmlar tarkibidagi kulachok rolik va tolkatel (yetaklanuvchi bo'g'in) bir tekislikda yoki bir necha parallel tekislikda harakat qilish mumkin, fazoda harakatlanuvchi kulachokli mexanizmlarda esa kulachok bir tekislikda yoki unga parallel tekisliklarda harakat qilsa, uning tarkibidagi yetaklanuvchi zveno kulachok harakatlanadigan tekislikka parallel bo'lmagan boshqa tekislikda harakat qiladi.

1.91-rasm, *a*-da fazoda harakatlanuvchi (fazoviy) kulachokli mexanizmlardan biri ko'rsatilgan silindrik baraban (1) o'z o'qi ($0_1 0_1$) atrofida ω_1 burchak tezligi bilan aylanadi. Barabanning sirtiga ma'lum harakat qonuniga moslab kichik ariqcha o'yilgan, shu ariqcha ichiga kulachok tolkateliga o'rnatilgan rolik (4) tushib turadi. Rolik o'z o'qi (0_2) atrofida bemalol aylana oladi. Baraban aylangach, tolkatel o'z o'qi atrofida tebranma harakat qila boshlaydi. Tolkatelning harakat qonuniga qarab, ariqchaning sirt bo'ylab qanday ketishi aniqlanadi.

1.91-rasm, *b*- da gorizontal tekislikka qiya qilib o'rnatilgan disk (1) o'zining vertikal (ZZ) o'qi atrofida ω_1 burchak tezligi bilan aylanadi. Shunday

qilib, diskning A tomon kelsa, tolkatel (2) yo'qoriga ko'tariladi, tolkatelning uchiga o'rnatilgan F prujinaning elastik kuchi tolkatelni pastga tushiradi.



1.91-rasm

Demak, disk bilan tolkatel orasidagi kinetik juft kuch vositasida biriktirilgan oliy juft.

Shunday qilib, kulachokli har qanday mexanizmda, uning fazoda yoki tekislikda harakatlanishi qat'i nazar, bitta kulachok va bitta tolkatel (shtanga) bo'ladi. Ba'zan, fazoviy kulachoklar kesik konus va boshqa geometrik shakllarda bo'lishi mumkin.

Kulachokli mexanizmlarning analizi. Endi, tekislikda harakat qiluvchi uchi o'tkir tolkatelli kulachokli mexanizmni analiz qilamiz (1.92-rasm, a). Rasmdan 1 raqami bilan kulachok, 2 raqami bilan esa o'tkir uchli tolkatel ko'rsatilan.

Agar kulachok ω_1 burchak tezligi bilan aylanganda, kulachoking kichik radiusi uchi (A_0) bilan tolkatel urinib tursa, bunda tolkatel eng past vaziyatda bo'ladi, agar kulachokning eng katta radius-vektor (OA) uchi (A) bilan tolkatel urinsa, tolkatel eng baland va ziyatda bo'ladi. Shunday qilib, kulachokning har aylanishida olkatel $S_{max} = (OA\text{-}AO_0)$ oraliqqa ko'tarilib, yana o'z joyiga qaytib keladi. Agr kulachok har sekundda 10 marta aylansa, tolkatel sekundiga 10

marta yo‘qori ko‘tarilib, 10 marta pastga tushadi, ya’ni garmonik tebranma harakat qiladi.

Tolkatelning (yetaklanuvchi bo‘g‘inning) harakat qonunini topish kulachokli mexanizmning analizi deb ataladi. Buning uchun mexanizm kulachogining bir aylanishi ichida tolkatelning harakat qonunini bilish kifoya, chunki kulachokning navbatdagi aylanishida tolkatelning harakat qonuni avvalgisining takrorlanishidan iborat bo‘ladi.

Masalani analiz qilishdan avval kulachokli mexanizmni, qo‘g‘ozga K_m masshtabda chizamiz (1.92-rasm, a), so‘ngra kulachokning kichik radiusi r_{min} bilan aylana chizib, shu aylanani bir qancha teng bo‘laklarga bo‘lamiz. 1.92-rasm, a kichik aylana teng sakkiz bo‘lakka bo‘lingan. Kulachok soat stryelkasi yuradigan tomonga aylanayotganligi uchun, aylana bo‘laklari chap tomondan 0, 1, 2, 3,..., 8 deb nomerlanadi. Shakldan ko‘rinishicha, $r_{min}=00=01=02=03...=08$. shu radiuslarni davom ettirib, ularning kulachok profili bilan uchrashuv nuqtalarini $1'$, $2'$, $3'$, $4'$, $5'$, $6'$, $7'$ lar orqali belgilaymiz. Shunday qilib, $00'$, $01'$, $02'$, $03'$, $04'$, $05'$, $06'$, $07'$ lar kulachok profilidagi tegishli $0'$, $1'$, $3'$, $4'$, $5'$, $6'$, $7'$ nuqtalarning radius-vektorlaridir. Radius-vektorlar kattalashib borganda tolkatel yo‘qoriga ko‘tariladi, kichiklashib borganda esa tolkatel pastga tushadi. Shakldan ko‘rinishicha, tolkatelning maksimal ko‘tarilish oralig‘i $S_{max} = K_T AV$ kesmasiga tengdir. Kulachokning O nuqtasini markaz qilib olib, $1'$, $2'$, $3'$, $4'$,... nuqtalarni tolkatelning OY o‘qiga chiqaramizda *I, II, III,* IV, V, VI, VII nuqtalarni hosil qilamiz. Tolkatelning ko‘tarilish-tushish grafigini tuzish uchun dekart koordinatalar sistemasining ordinatalar o‘qida tolkatelning ko‘tarilish-tushishini K_S masshtabda, abscissalar o‘qiga esa kulachokning bir aylanishi uchun ketgan vaqt (T) ni K_t masshtabda qo‘yib chiqamiz (1.92 - rasm, b).

K_t masshtab quyidagicha topiladi: $K_t = \frac{T}{x} = \frac{60''}{xn}$

bu yerda n – kulachokning minutiga aylanish soni;

$x = 0...8$ – abscissalar o‘qida olingan ixtiyoriy kesma.

Kulachokning eng kichik radiusi bilan chirilgan aylanani sakkizta teng bo‘lakka bo‘lganimiz uchun, x oraliqni ham sakkizta teng bo‘lakka bo‘lamizda, ularni 0, 1, 2, 3, ...8 bilan belgilab chiqamiz. Ana shu nuqtalardan kordinatalar ko‘tarib, ularning *I, II, III, VII* nuqtalardan o‘tkazilgan gorizontal chiziqlar bilan kesishuv nuqtalarini $1''$, $2''$, $3''$ orqali belgilaymiz; ularni o‘zaro tutashtirsak, K_S masshtabdagi $01''2''3''4''5''6''8''$ egri chizig‘i, ya’ni $S - t$ grafigi hosil bo‘ladi, $u_{max} = 44''$ qilib olib, K_t masshtabni quyidagicha topamiz:

$$K_S = \frac{S\max}{У\max} = \frac{Км \times AB}{У\max}\left[\frac{м}{мм}\right]$$

$S-t$ grafigini istalgan metod bilan bir marta differensiallasak $v-t$ grafigi, ikki marta differensiallasak tolkatelning a^t-t tezlanish grafigi chiqadi.

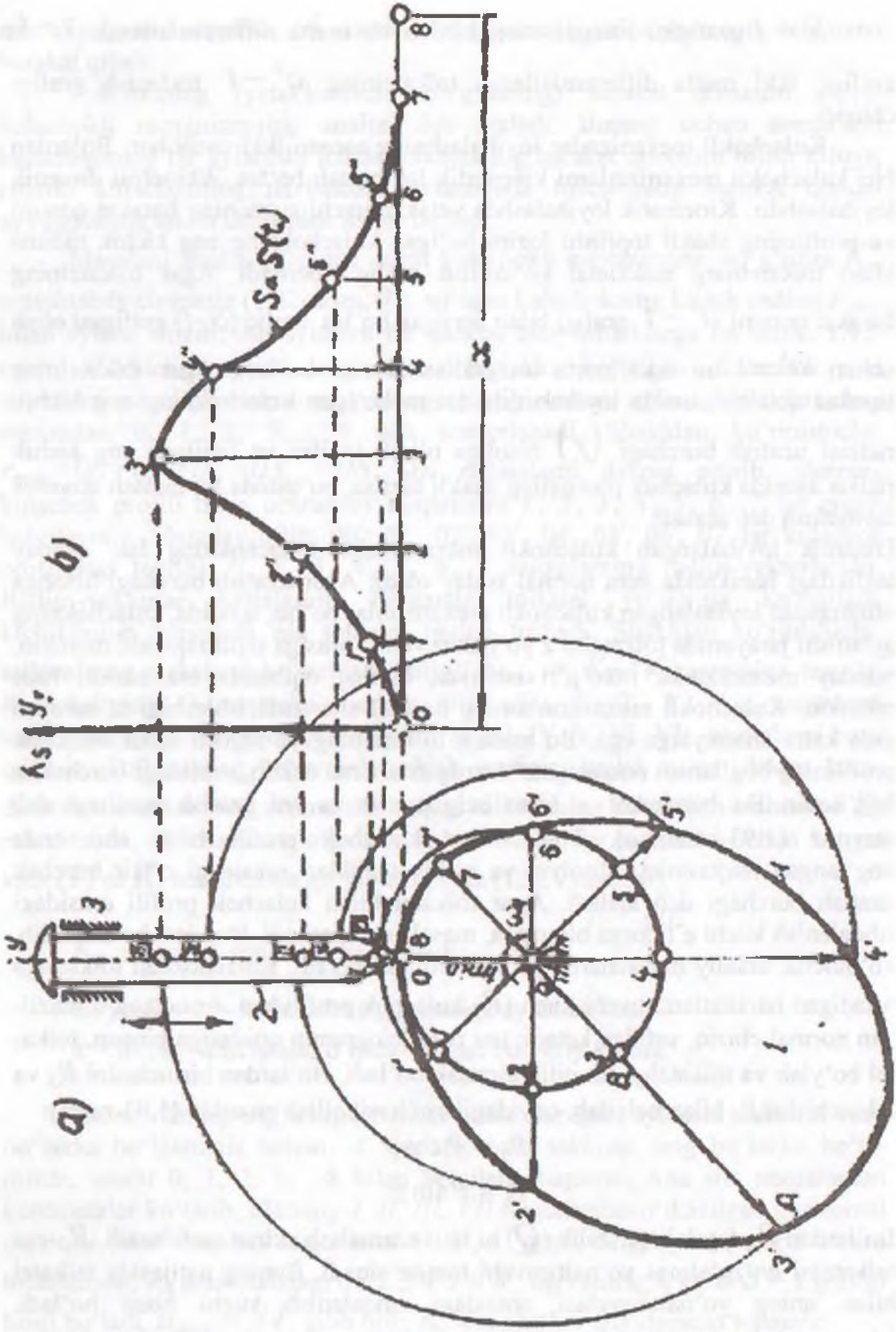
Kulachokli mexanizmlar loyihalashning asosan ikki usuli bor. Bulardan biri kulachokli mexanizmlarni kinematik loyihalash bo'lsa, ikkinchisi dinamik loyihalashdir. Kinematik loyihalashda yetaklanuvchi zvenoning harakat qonuni va profilining shakli topilishi lozim bo'lgan kulachokning eng kichik radiusi bilan tolkatelning maksimal ko'tarilish oralig'i beriladi. Agar tolkatelning harakat qonuni a^t-t grafigi bilan berilgan bo'lsa, oraliq (S–t) grafigini olish uchun a^t-t ni ikki marta integrallash lozim bo'ladi. Agar tolkatelning harakat qonuni asosida loyihalanishi lozim bo'lgan kulachokning eng kichik radiusi uzatish burchagi (γ) hisobga olinib topilsa va topilgan eng kichik radius asosida kulachok profilining shakli tuzilsa, bu usulda loyihalash *dinamik loyihalash* deb ataladi.

Dinamik loyihalangan kulachokli mexanizmlar kulachokning har qanday tezlikdagi harakatida ham normal ishlay oladi. Agar uzatish burchagi hisobga olinmasdan loyihalangan kulachokli mexanizmlar bo'lsa, u holda, kulachokning aylanishi jarayonida tolkatel o'z yo'naltiruvchisi orasiga tiqilib qolishi mumkin, bunday mexanizmlar noto'g'ri ishlaydi, buning oqibatida esa sinishi ham mumkin. Kulachokli mexanizmlarning normal sharoitda ishlashini ta'minlash juda katta ahamiyatga ega. Bu masala tolkatelning yo'nalishi bilan kulachok profilining bog'lanish nuqtasiga o'tkazilgan urinma chiziq, orasidagi burchakka bog'liqdir. Bu burchakni γ bilan belgilaymiz va uni uzatish burchagi deb ataymiz (1.93-rasm, a). Tolkatelning kulachok profili bilan shu onda bog'langan nuqtasining absolyut va nisbiy tezliklari orasidagi o'tkir burchak uzatish burchagi deb ataladi. Agar tolkatel bilan kulachok profili orasidagi ishqalanish kuchi e'tiborga olinmasa, masala osonlashadi. Bu ideal holat bo'lib, ko'pincha, amaliy masalalarda yetarli natijalar beradi. Kulachokdan tolkatelga o'tadigan harakatlantiruvchi kuch (R) kulachok profilidagi A nuqtaga o'tkazilgan normal chiziq, ustidan ketadi; uni parallelogramm qoidasiga binoan, tolkatel bo'ylab va tolkatelga tik qilib ajratsak bo'ladi. Bo'lardan birinchisini R_3 va ikkinchisini R_2 bilan belgilab, quyidagilarni hosil qilish mumkin (1.93-rasm):

$$P_2 = P\cos\gamma$$

$$P_3 = P\sin\gamma$$

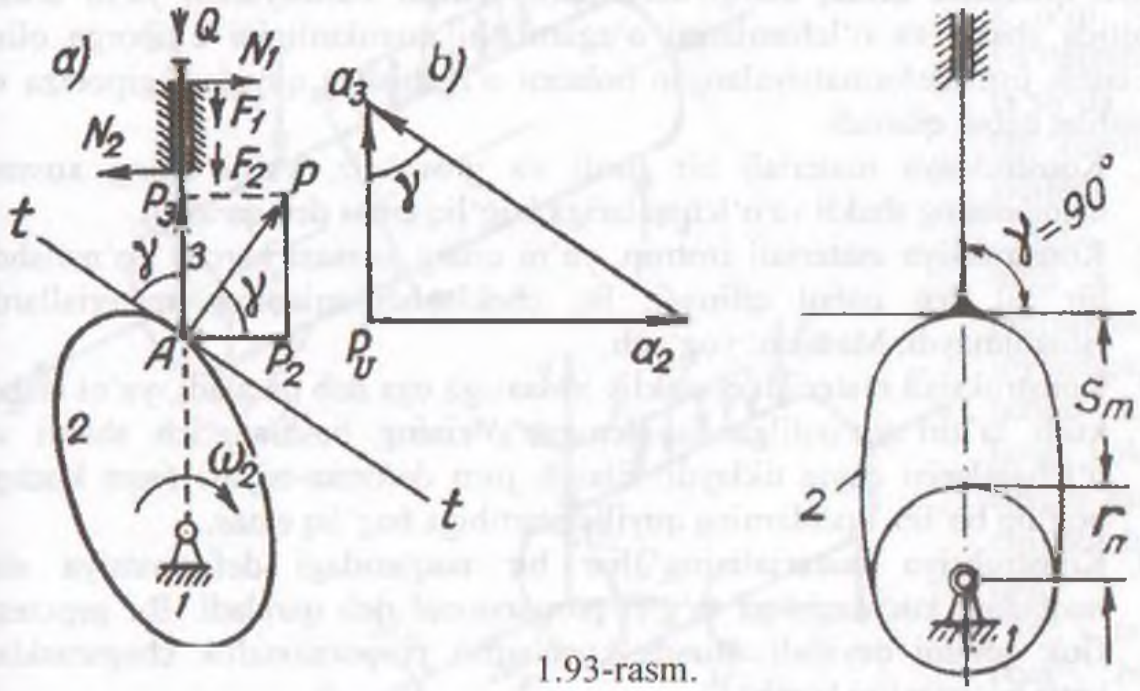
Bo'lardan R_3 foydali qarshilik (Q) ni muvozanatlash uchun sarf-lanadi. R_2 esa tolkatelni qo'zg'almas yo'naltiruvchi tomon siqadi. Buning natijasida tolkatel bilan uning yo'naltiruvchisi orasidagi ishqalanish kuchi hosil bo'ladi. Ishqalanish kuchi tolkatel harakatiga teskari yo'nalgan bo'ladi (F_1, F_2) va uning harakatiga qarshilik ko'rsatadi. Shakldan ko'rinishicha, R_3 kuch qancha



1.92-rasm.

ko‘p va R_2 kuch qancha kam bo‘lsa, tolkatel harakati yaxshilanib, mexanizm normal ishlaydigan bo‘ladi. Bu holat γ burchak kattalashganda bo‘ladi.

Yuqoridagilarga asosan: agar υ burchak 90^0 ga teng bo‘lsa va o‘zgarmas $\left(\gamma = 90^0 = const\right)$, tekis tolkatelli kulachokli mexanizm eng yaxshi mexanizm-



1.93-rasm.

dir (1.93-rasm, *b*). Shunday qilib, kulachokli mexanizmlarning boshqa xillari uchun burchak tajriba yo‘li bilan topilgpn $\upsilon_{\min}$ burchakdan kichik bo‘lmasligi, ya’ni $\gamma \geq \gamma_{\min}$ bo‘lishi shart. Agar bu shart bajarilmasa kulachokli mexanizmlarning konstruksiyalari noqulay tuzilgan bo‘ladi, oqibatda esa tolkatel bilan yo‘naltiruvchi orasida ishqalanish kuchi ko‘payib, mexanizm detallari qiziy boshlaydi, ortiqcha energiya sarflanadi va ba’zi hollarda, tolkatel o‘z yo‘naltiruvchisi orasida harakatlana olmay, unga tiqilib qoladi. Agar uzatish burchagi (γ) ruxsat etilgandan kichik bo‘lsa, bunday kulachokli mexanizmning tolkateli kulachok aylangan tomonga qarab egilishi va kulachok aylanmay qolishi mumkin.

Ko‘p marta o‘tkazilgan tajribalar asosida, ilgarilama harakatlanuvchi tolkateli kulachokli mexanizmlar uchun $\gamma_{\min} = 60^0$, aylanma harakatlanuvchi tolkateli kulachokli mexanizmlar uchun esa $\gamma_{\min} = 45^0$ tavsiya etiladi.

Mexanizm va mashinalar yoki muxandislik inshoot qismlarining ishga layoqatliligi, ularning bo‘g‘in va detallarining mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligi bilan ta’minlanadi. Mustahkamlikni o‘rganishda detallarni absolyut qattiq jism deb qabul qilmaslik kerak, ularni deformatsiyalanish xususiyatini, ya’ni tashqi ta’sir ostida shakli va o‘lchamlarini o‘zgartirishi mumkinligini e’tiborga olish lozim.Elastik jism deformatsiyalangan holatini o‘rganishda quyidagi gipoteza va cheklanishlar qabul qilinadi.

1. Konstruksiya materiali bir jinsli va g‘ovaksiz, ya’ni uning xossasi elementning shakli va o‘lchamlariga bog‘liq emas deb qaraladi.
2. Konstruksiya materiali izotrop, ya’ni uning xossasi barcha yo‘nalishda bir xil deb qabul qilinadi. Bu cheklanish anizotrop materiallarda ishlatilmaydi. Masalan: yog‘och.
3. Konstruksiya materiali elastiklik xossasiga ega deb qaraladi, ya’ni tashqi kuch ta’siri yo‘qotilganda element o‘zining boshlang‘ich shakli va o‘lchamlarini qayta tiklaydi. Elastik jism deforma-tsiyasi faqat kuchga bog‘liq bo‘lib, kuchlarning quyilish tartibiga bog‘liq emas.
4. Konstruksiya materialining har bir nuqtasidagi deformatsiya shu nuqtadagi kuchlanishga to‘g‘ri proporsional deb qaraladi. Bu gepoteza Guk qonuni deyiladi. Bunda kuchlanish proporsionallik chegarasidan katta bo‘lmasligi kerak.
5. Konstruksiyaning deformatsiyasi uning geometrik o‘lchamlariga nisbatan kichik miqdor deb qaraladi. Bu gepotezadan ayrim statik aniqmas masalalarni yechishda foydalaniladi.
6. Konstruksiyaga qo‘yilgan yuklar sistemasining ta’siri alohida yuklar ta’sirlarining yig‘indisiga teng deb qabul qilinadi.

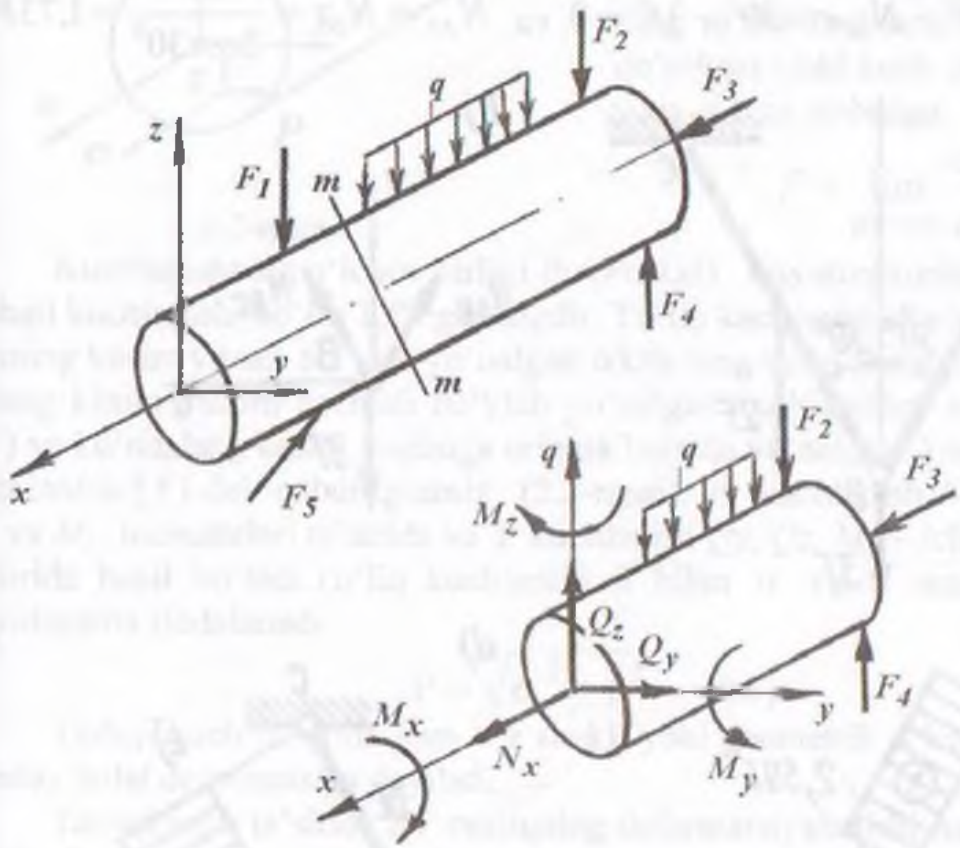
Yuk qo‘yilishigacha tekis bo‘lgan brusning kesimi, yuk ta’siridan keyin xam tekisligicha qoladi. Bu gepoteza Bernulli gepotezasi deyiladi.

2.1.Kesish usuli

Qattiq jismning mustahkamligi undagi zarrachalarning o‘zaro tortishish kuchlari bilan ifodalanadi. Jismga tashqaridan ta’sir ko‘rsatilsa, zarrachalarning o‘zaro tortishish kuchlari (ta’sirlari) intensivlashadi (o‘zgaradi). **Tashqi kuch ta’sirida zarrachalar o‘zaro ta’sirining intensivlashishiga – ichki kuch deyiladi.** Ichki kuchlar tashqi kuchga va materialning fizik-mexanik xossalariga bog‘liq bo‘ladi. Konstruksiya qismlarining mustahkamligini ta’minlashda ichki kuch katta rol o‘ynaydi.

Berilgan tashqi kuchlar ta’sirida muvozanatda bo‘lgan brusning (2.1-rasm) ixtiyoriy tanlangan kesim yuzasidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni shu kesim yuzasidan $m - m$ tekisligi bilan kesib B va V bo‘laklarga ajratamiz va B qismini tashlab yuboramiz. Natijada, brusning V qismida tashlab yuborilgan B bo‘lakning ta’siri yo‘qotildi. Demak, brusning V qismida muvozanat holati buziladi. Ajratilgan V qism muvozanatini ta’minlash uchun uning kesilgan yuzasiga B qism ta’sirini

bosh kuch vektori $\overline{R}$ va bosh moment vektori $\overline{M}$ ko'rinishida keltirilishi lozim. Bosh kuch vektori va bosh moment vektori V qism uchun ichki kuch hisoblanadi. $\overline{R}$ va $\overline{M}$ lar XYZ o'qlarida tashkil etuvchilarga ajratiliishi mumkin :



2.1-rasm.

N_x – bo'ylama kuch, brusning x o'qi bo'ylab yo'nalgan. N_x – ta'sirida brus cho'ziladi yoki siqiladi.

Q_y, Q_z – brusning x o'qiga perpendikulyar joylashganligi uchun ko'ndalang yoki kesuvchi (siljituvchi) kuch deyiladi.

M_x - ta'sirida brus buralish deformatsyasiga uchraydi. M_x – brusning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladi.

M_y va M_z momentlari ta'sirida brus– egiladi.

Nx, Qy, Qz, Mx, My, Mz – ichki kuch faktorlari deyiladi. Ichki kuch faktorlarini topish uchun brusning ajratilgan qismidagi barcha kuchlardan muvozanat shartlari tuziladi.

$$\sum X = 0 \qquad \sum M_x = 0$$
$$\sum U = 0 \qquad \sum M_u = 0$$
$$\sum Z = 0 \qquad \sum M_z = 0 \quad (2.1)$$

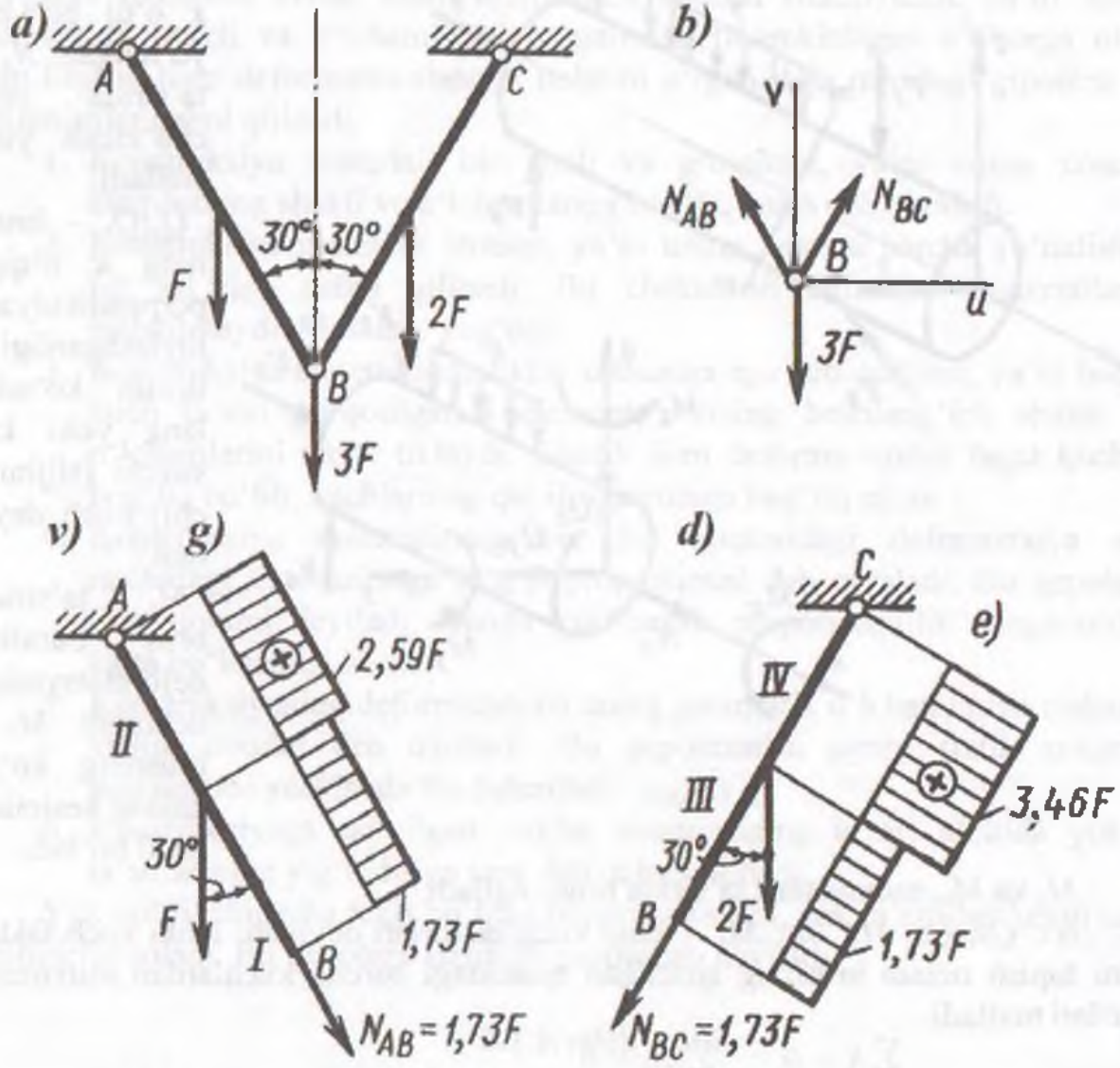
Misol . *AV* va *VS* sterjenlardagi ichki bo'ylama kuchlar aniqlansin va epyuralari qurilsin.

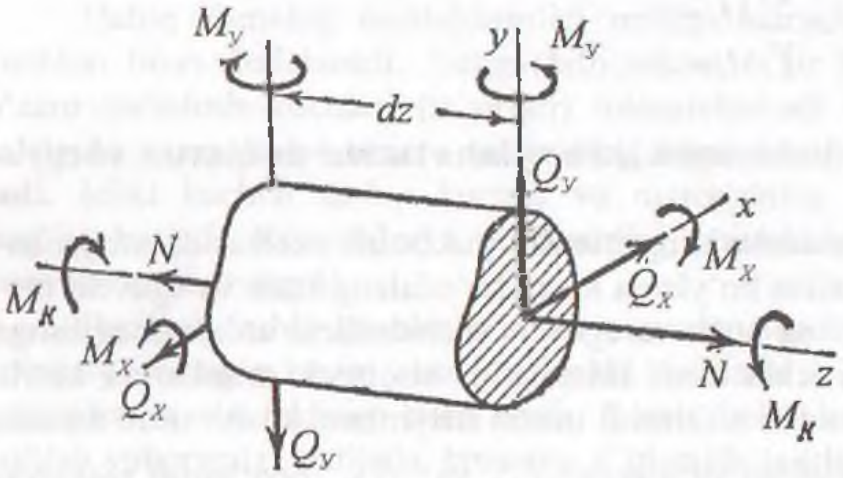
Yechish. Sterjenlar sistemasining bunday yuklanish sxemasida sterjenlarning ko'ndalang kesim yuzasida bo'ylama kuch, ko'ndalang kuch va eguvchi moment hosil bo'ladi. Ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarni aniqlash egilishga ishlovchi konstruksiyalarda ichki kuch faktorlarini hisoblash misollarida ko'rib chiqiladi. *V* sharnir muvozanatini tekshirish uchun sterjenlarni kesish usuli asosida bog'lanishdan ozod etib, kesilgan yuzalarga N_{AB} va N_{BC} bog'lanish reaksiyalarini qo'yamiz.

Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

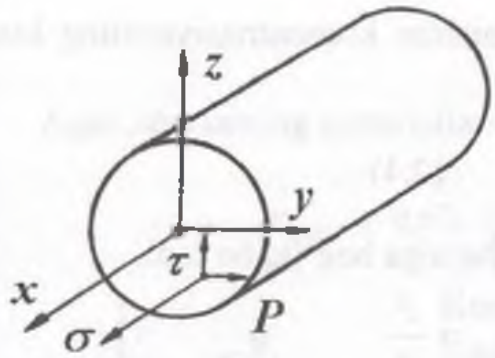
$$\sum Y = -N_{AB}\sin 30^0 + N_{BC}\sin 30^0 = 0 \quad \text{bu yerdan} \quad N_{AB} = N_{BC}$$

$$\sum X = N_{AB}cos30^0 + N_{BC}cos30^0 - 3F = 0 \quad \text{va} \quad N_{AB} = N_{BC} = \frac{3F}{2cos30^0} = 1{,}73F$$





Kuchlanish va deformatsiya. Ichki kuchning qiymati va yo'nalishi brus kesimining turli nuqtalarida har xil bo'lishi mumkin. Kesimning ma'lum nuqtasidagi yoki kesim yuzasi bo'ylab ichki kuch qiymatining tarqalish qonuniyatini aniqlash uchun



2.2-rasm.

kuchlanish tushunchasini kiritamiz. *Kuchlanish deb, bir birlik yuzaga to'g'ri keluvchi kuchni miqdoriga aytiladi.*

K – nuqta joylashgan elementar yuzaning to'liq kuchlanishi R shu nuqtaga qo'yilgan ichki kuch dR ning elementar yuza dA ga nisbatiga teng.

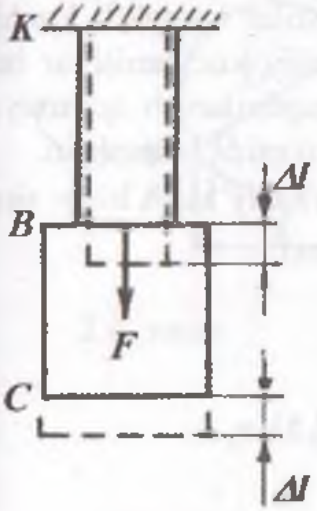
$$P = \lim_{dA \to \infty} \frac{dR}{dA} \quad (2.2)$$

Kuchlanishning o'lchov birligi *Pa* (Paskal). 1 nyuton kuchning $1m^2$ yuzaga nisbati kuchlanish bo'lib 1 *Pa* ga tengdir. To'liq kuchlanish R ning ko'ndalang kesimning kesim yuzasi bo'ylab yo'nalgan ikkita teng tuzuvchilarga ajratamiz. Ko'ndalang kesim yuzani normali bo'ylab yo'nalgan kuchlanishni normal kuchlanish (σ) va ko'ndalang kesim yuzasiga urinma holatda yo'nalgan kuchlanishni urinma kuchlanish (τ) deb qabul qilamiz (2.2-rasm). σ kuchlanish Nx,bo'ylama kuch, M_y va M_z momentlari ta'sirida va τ kuchlanish Qy, Qz, M_K – ichki kuch faktorlari ta'sirida hosil bo'ladi.To'liq kuchlanish R bilan σ va τ orasidagi bog'lanish quyidagicha ifodalanadi:

$$P = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \quad (2.3)$$

Tashqi kuch ta'sirida jism o'z shakli yoki geometrik o'lchamini o'zgartirsa bunday holat deformatsiya deyiladi.

Tashqi kuch ta'sirida KV oraliqning deformatsiyalanishi natijasida BS oraliq ko'chadi (2.3-rasm), VS oraliq deformatsiyalanmaydi. Demak, deformatsiya ko'chish emas. Deformatsiyalar oddiy va murakkab turlarga bo'linadi. Oddiy deformatsiyalar: cho'zilish va siqilish; siljish; buralish va egilish.



2.3-rasm.

Murakkab deformatsiyalar: qiyshiq egilish; markazlashmagan cho'zilish va siqilish; buralishning egilish bilan birgalikdagi ta'siri va h.k.

Elastik va qoldiq deformatsiyalar mavjud. Tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin boshlang'ich o'lchamlari yoki shakli tiklangan sterjen deformatsiyasi – elastik, aks holda qoldiq deformatsiya bo'ladi.

Kuchlanishlar koncentratsiyasi. Turli notekisliklar, teshiklar va kanavkalar hisobiga ko'ndalang kesimni (zaiflashishi) o'zgarishi kuchlanishni notekis taqsimlanishiga, kuchlanishlar konsentratsiyasini hosil bo'lishiga olib keladi.

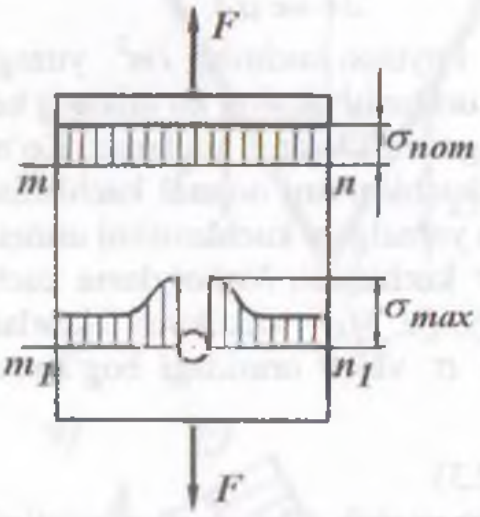
F kuch ta'sirida cho'zilayotgan sterjenning $m - n$ kesimida normal kuchlanish teng tarqaladi. $m_1 - n_1$ kesimdagi teshik yonida kuchlanish to'plami hosil bo'ladi. Kuchlanishning bunaqa to'planishi mahalliy kuchlanish yoki kuchlanishlar konsentratsiyasi deyiladi (2.4-rasm). Mahalliy kuchlanishni keltirib chiqargan notekisliklarning turiga kuchlanishlar konsentratori deyiladi. Maksimal kuchlanish

σ_{ν}-ni kuchlanish σ_{HOM}-ga nisbatan kuchlanishlar konsentratsiyasining koeffitsienti deyiladi.

$$\alpha = \frac{\sigma_M}{\sigma_{nom}} \qquad (2.4)$$

α_K - ning qiymati notekislikning shakli va o'lchamiga bog'liq bo'ladi.

Bu yerda: $\sigma_{nom} = \frac{F}{A_0}$



2.4-rasm.

A_0 - sterjenni zaiflashmagan ko'ndalang kesimining yuzasi;

α_K - ni qiymati eksperiment orqali topiladi. Masalan: mahalliy kuchlanish – shisha, selluloid, bakelit yordamida yorug'lik o'tkazish bilan chizib olinadi. Mo'rt materiallarda lak qoplamasini yoki setkasini hosil qilish usuli bilan mahalliy kuchlanish aniqlanishi mumkin. Ayrim hollarda, kesimi o'zgaruvchan sterjenlarda α_K-ni qiymati materialni mustahkamlik chegarasini aniqlash bilan topiladi, ya'ni:

$$\alpha_K = \frac{\sigma_M}{\sigma}$$

Kontakt kuchlanishlar haqida tushuncha. Podshipniklar, tishli uzatmalar, ko'priklarning tayanch qismlaridagi shar va cilindrik g'ildiraklarni ish jarayonida kontaktli kuchlanishlar hosil bo'ladi. Demak, ikkita o'zaro tegib turadigan jismni bir-biriga siqqanda paydo bo'ladigan kuchlanishlar kontaktli kuchlanishlar deyiladi. Kontaktli kuchlanishlarni ko'pincha mahalliy kuchlanishlar ham deyiladi. Kontaktli kuchlanishlarni va deformatsiyalarni taqsimlanish qonuniyati va aniqlanishining ayrim usullari, nazariyasi elastiklik nazariyasida keltirilgan.

Diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan ikkita elastik shar markaziy kuch bilan siqilganda ularning o'zaro tegib turgan joylarida radiusi (2.5-rasm)

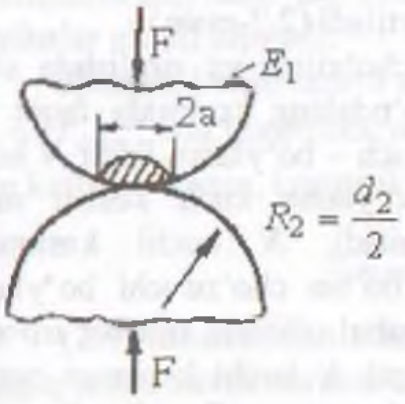
$$a = 0{,}88 \cdot \sqrt[3]{\frac{F}{2} \cdot \frac{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \qquad (2.5)$$

bo'lgan doira hosil bo'ladi. Kontakt maydonchasidagi normal kuchlanish notekis taqsimlanadi. Eng katta kuchlanish kontakt doirasining markazida bo'lib, kuchlanishning o'rtacha qiymatidan 1,5 marta kattadir:

$$\sigma_{max} = 1{,}5\frac{F}{\pi \cdot d^2}$$

Agar, sharlarning materiallari bir xil bo‘lsa, ya’ni: $E_1 = = E_2$ bo‘lsa:

$$\sigma_{max} = 0{,}62 \cdot \sqrt[3]{FE^2\left(\frac{d_1 + d_2}{d_1 d_2}\right)^2} \qquad (2.6)$$



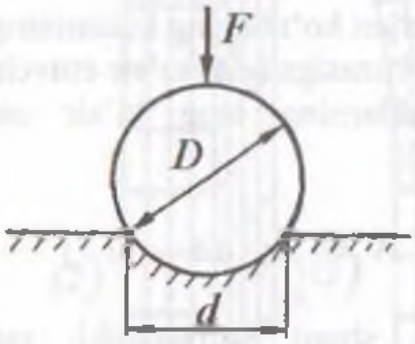
2.5-rasm.

Kontaktli kuchlanishlar maydonchasida hajmiy kuchlanish sodir bo‘ladi. Material har tomonlama siqilishga yaqin sharoitida ishlaydi. Shuning uchun mahalliy ezilish uchun ruxsat etilgan kuchlanish oddiy siqilishdagiga qaraganda ancha katta olinadi. Kontaktli kuchlanishlarni aniqlash uchun keltirilgan formulalar kontaktdagi jismlarni shakliga va o‘lchamiga bog‘liqdir.

Qattiqlik. *Sirtiga mexanik tarzda kiritilgan detalga qarshilik ko‘rsatib bilish qobiliyatiga materialning qattiqligi deyiladi.*

Qattiqlik yordamida materialni mustahkamlik chegarasini aniqlash mumkin. Materialning qatiqligini aniqlash uchun, uning sirtiga sharik ma’lum kuch bilan ta’sir qildiriladi (2.6-rasm). Qattiqlik Brinel soni bo‘yicha:

$$HB = \frac{2F}{\pi D\left(D - \sqrt{D^2 - d^2}\right)}$$ formulasi bilan topiladi.



2.6- rasm

Bu yerda D - sharikning diametri; *sm*;
d - material sirtidagi sharik qoldirgan yuzaning diametri, sm^2.

Agar, $HB \geq 400 \frac{кг}{мм^2}$ bo‘lsa, materialning qattiqligi sharik yordamida topilmaydi, chunki materialning deformatsiyasi sezilarli bo‘ladi.

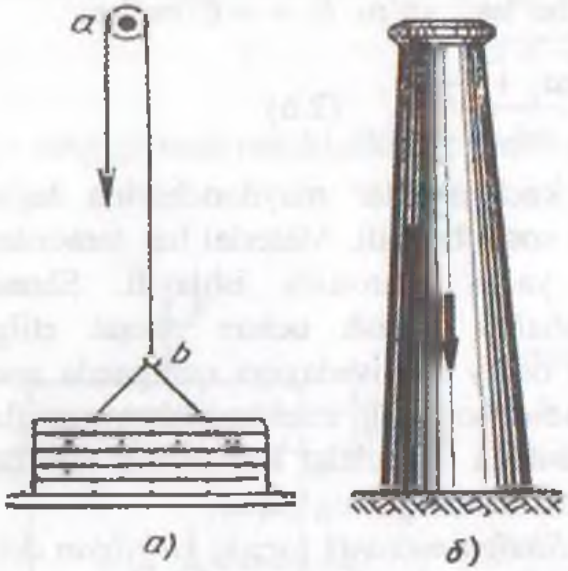
Brinel soni va materialni mustahkamlik chegarasi quyidagicha bog‘lanishda kam uglerodli po‘lot uchun:

$\sigma_в = 0{,}36\ HB$ kul rang cho‘yan: $\sigma_в = \frac{HB - 40}{6}$

2.1. Cho‘zilish va siqilish

Cho‘zilish va siqilish mashina elementlarida va konstruksiya qismlarida ko‘p uchraydigan holdir. Masalan: zanjirlar, troslar, fabrika – zavodlarning trubalari, bino tomini ushlab turuvchi kolonkalar va h.k. cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyasiga uchraydi. Inshoot yoki konstruksiya qismlari mahkamlanish turiga

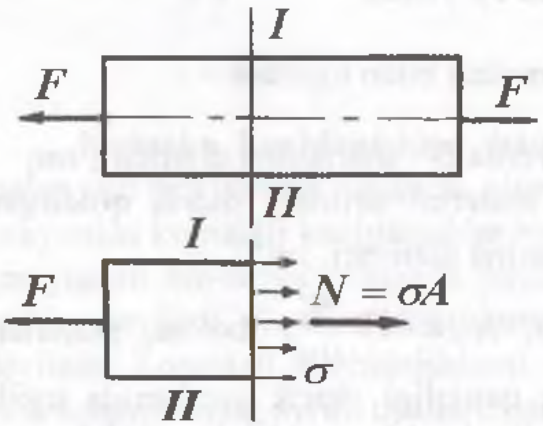
yoki yuk va tashqi kuchlarning ta'sir qilish tavsifiga qarab markaziy yoki markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda bo'ladi.



Markaziy cho'zilish yoki siqilish deb, bir-biriga teng va o'qi bo'ylab qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan kuchlar ta'siridagi sterjenning deformatsiyasiga aytiladi (2.7-rasm).

Markaziy cho'zilish va siqilishda sterjenning ko'ndalang kesimida faqat bir xil ichki kuch - bo'ylama kuch N hosil bo'ladi. Bo'ylama kuch kesish usuli orqali topiladi. N kuchi kesimdan yo'nalgan bo'lsa cho'zuvchi bo'ylama kuch deb qabul qilinadi, musbat ishorali bo'ladi. Agar N kuchi kesimga qarab yo'nalgan bo'lsa siquvchi bo'ylama kuch bo'ladi va ishorasi manfiy olinadi.

Kesish usulidan foydalanib N kuchni topishda, uning yo'nalishi noma'lum bo'lsa, musbat ishorani olish maqsadga muvofiqdir. Sterjen bir qancha tashqi kuchlar ta'sirida bo'lsa, sterjenning uzunligi bo'ylab ichki kuchlarning grafigini chizish kerak.



2.7-rasm.

Sterjen o'qi bo'ylab N kuchining o'zgarish grafigiga bo'ylama kuch epyurasi deyiladi. N kuchni topish uchun muvozanat tenglamalaridan foydalanamiz. Bo'ylama kuch N sterjen ko'ndalang kesimining cheksiz kichik yuzasiga (dA) ta'sir etuvchi $\sigma\, dA$ ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi hisoblanadi:

$$N = \int_A \sigma \cdot dA \qquad (2.7)$$

Kuchlanish va deformatsiya. Tajriba shuni ko'rsatadiki, markaziy cho'zilish yoki siqilishda, sterjenning ichki bo'ylama elementlari ham, uning ko'ndalang kesimlari ham boshlang'ich holatiga nisbatan parallel ko'chadi, ya'ni, deformatsiyagacha tekis bo'lgan kesimlar deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (2.8-rasm, a,b,v). Shuning uchun sterjen kesim yuzasining har bir nuqtasiga qo'yilgan σ kuchlanish bir xil bo'ladi.

Demak, (2.7) formulani quyidagicha yozish mumkin ekan:

$$N = \sigma \cdot \mathrm{A} \quad \text{bu yerdan} \quad \sigma = \frac{N}{A} \qquad (2.8)$$

bu yerda: σ - sterjen kesim yuzasining normal kuchlanishi; $\frac{kN}{m^2}$.

A - sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi, m^2.

Cho‘zilish va siqilishga ishlaydigan detallarni mustahkamlikka hisoblashda normal kuchlanish σ-ning qaysi qiymati xavfli emas, degan savol tug‘iladi. Albatta, bu kuchlanish detalning yemirilish yoki uni noqulay sharoitda ishlash holatiga to‘g‘ri keluvchi xavfli kuchlanish σ_0- dan kichik bo‘lishi kerak. Konstruksiya qismlarining xavfsiz holatini ta’minlovchi kuchlanishga ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Bu kuchlanishni $[\sigma]$ orqali ifodalaymiz. $[\sigma]$-ning qiymati tajribalar orqali topiladi.

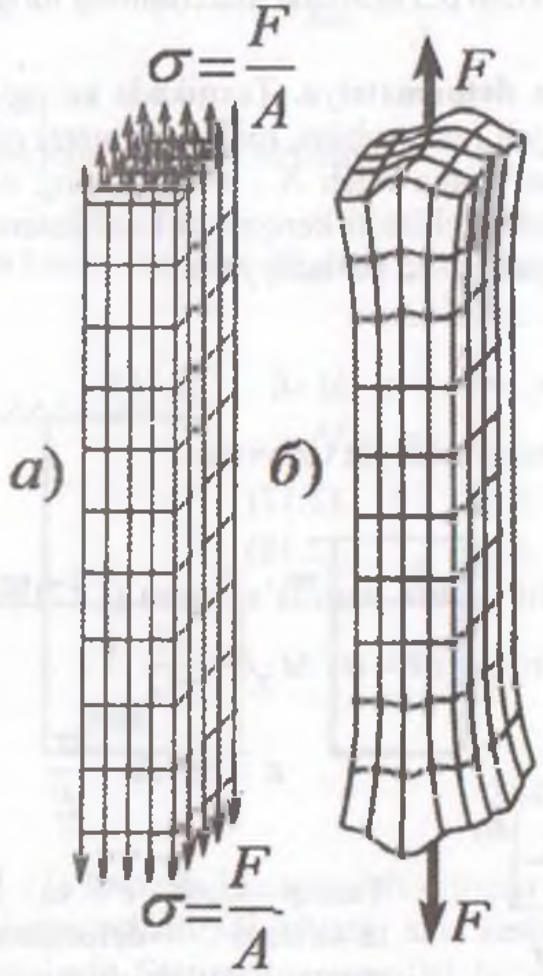
Demak, konstruksiya qismida hosil bo‘lgan eng katta normal kuchlanish $\sigma = \sigma_{max}$, shu konstruksiya materiali uchun tanlangan ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo‘lmasa, konstruksiyaning mustahkamligi ta’minlangan bo‘ladi, ya’ni:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \le [\sigma] \qquad (2.9)$$

(2.9) formula cho‘zilish yoki siqilishdagi mustahkamlik shart deyiladi. $[\sigma]$ ning qiymati xavfli normal kuchlanishning bir qismiga teng deb qabul qilinadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_0}{n} \qquad (2.10)$$

bu yerda: σ_0 - materialning mustahkamlik chegarasi: n - ehtiyotlik koeffitsienti.



Elastik jismlar deformatsiyasi tajribalar asosida kuzatilganda, ta’sir qiluvchi normal kuchlanishlar nisbiy deformatsiyaga to‘g‘ri proporsional ekanligini aniqlash mumkin:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon \qquad (2.11)$$

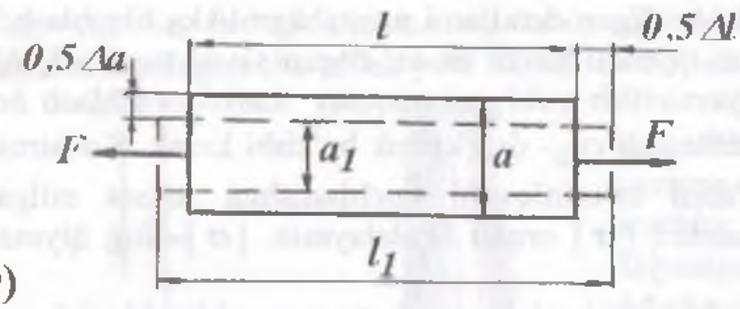
Bu shart Guk qonuni deyiladi. (2.11) formuladagi ε- nisbiy uzayish. Nisbiy uzayish brusning absolyut uzayishi $\Delta\ell$-ning boshlang‘ich uzunligi nisbatiga tengdir:

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell} \qquad (2.12)$$

Ko‘ndalang deformatsiyaning nisbiymiqdori:

$$\varepsilon' = \frac{\Delta a}{a} \qquad (2.13)$$

Agar (2.11) formulaga (2.8) va (2.12) larni keltirib qo‘ysak, Guk qonunini topamiz:



2.8-rasm.

$$\Delta\ell = \frac{N\ell}{EA} \quad (2.14)$$

E kattaligi proporsionallik koeffitsienti bo'lib elastiklik moduli deyiladi. E – fizik konstanta tajriba asosida topiladi, $\frac{N}{m^2}; \frac{kN}{m^2}$ larda o'lchanadi. E – materialning turiga qarab o'zgaradi va uning fizikaviy-mexanik xossasiga bog'liq bo'ladi. EA – brusning cho'zilish yoki siqilishdagi bikrligi deyiladi.

Cho'zilish va siqilishdagi ko'ndalang nisbiy deformatsiya ε'-ning bo'ylama nisbiy deformatsiya ε-ga nisbati o'zgarmas son bo'lib, u Puasson koeffitsienti deyiladi:

$$\mu = \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \quad (2.15)$$

Puasson koeffitsenti - μ ham E – ga o'xshab materialning xossasini aniqlovchi kattalikdir. μ-ning qiymati 0 dan 0,5 oraliqda materialning turiga qarab o'zgaradi.

Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya. Texnikada ko'pgina konstruksiya qismlari harorat ta'sirida ishlaydi (gaz trubina, reaktiv dvigatel qismlari). Harorat ta'sirida hosil bo'lgan ichki bo'ylama kuch N - materialning elastiklik moduli E, qizdirilish harorati - t^0 ta'siridagi chiziqli kengayish koeffitsienti α va sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi A-ga bog'liq bo'ladi, ya'ni:

$$N = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot A$$

Haroratli kuchlanish: $$\sigma_t = \frac{N}{A} = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \quad (2.16)$$

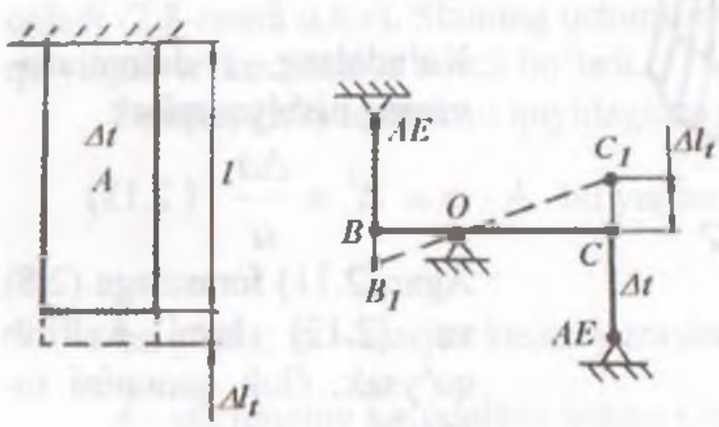
Tekis qizdirilgan bir jinsli sterjenning absolyut uzayishi:

$$\Delta\ell_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell \quad (2.17)$$

va nisbiy uzayishi: $$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t \quad (2.18)$$

Agar, sterjenga tashqi cho'zuvchi kuch F ham ta'sir qilsa (2.17) va (2.18) formulalarni quyidagicha yozish mumkin: $\Delta\ell = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell + \frac{N\ell}{EA}$;

$$\varepsilon = \alpha \cdot \Delta t + \frac{\sigma}{E}$$



2.9-rasm.

Tashqi kuch F va harorat ta'siridagi deformatsiya-lar mustaqil ko'rinishga egadir va sterjenning umumiy deformatsiyasini tashkil qiladi.

Xususiy og'irlik ta'sirida kuchlanish va deformatsiya. Uzunligi ℓ-ga teng bo'lgan sterjen xususiy og'irlik ta'sirida uzayadi. Sterjenning pastki uchidan X – masofada joylashgan $m - n$ kesimining ichki kuchi va kuchlanishini aniqlaymiz. Buning uchun kesish usulidan foydalanamiz. Sterjenni ikki qismga ajratib, pastki bo'lagini olib qolamiz. Sterjenning ajratib olingan pastki qismi o'zining xususiy og'irligi ρAx va sterjenning tashlab yuborilgan qismining pastki qismga qo'yilgan ta'siri σ_x ostida bo'ladi. Agar, σ_x sterjenning $m-n$ kesimida teng tarqalgan bo'lsa $N = \sigma_x A = \rho \cdot Ax$ va $\sigma_x = \rho \cdot x$ hosil bo'ladi (2.10-rasm).

Demak, xususiy og'irlik ta'sirini hisobga olganda normal kuchlanish – materialning solishtirma og'irligi ρ va sterjenning uzunligi ℓ-ga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanish $X = \ell$ kesimda, ya'ni tayanch kesimda eng katta qiymatga erishadi:

$$\sigma_{max} = \rho \cdot \ell \qquad (2.19).$$

Sterjenning xavfli kesimi uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

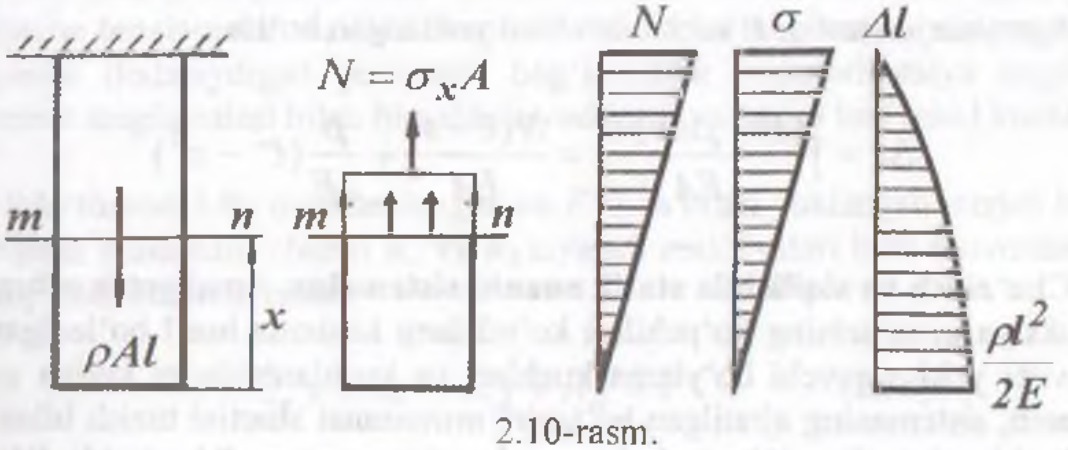
$$\sigma_{max} = \rho \cdot \ell \le [\sigma] \quad (2.20).$$

Agar, sterjenning pastki uchiga F kuch qo'yilgan bo'lsa, mustahkamlik shartning ko'rinishi o'zgaradi.

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \rho \cdot \ell \le [\sigma] \qquad (2.21)$$

Sterjenning kritik uzunligi $\ell_k = \dfrac{[\sigma]}{\rho}; \quad \ell_k = \dfrac{[\sigma]A - F}{\rho A}$

va kesim yuzasini aniqlash mumkin: $A \ge \dfrac{F}{[\sigma] - \rho \cdot \ell} \qquad (2.22)$

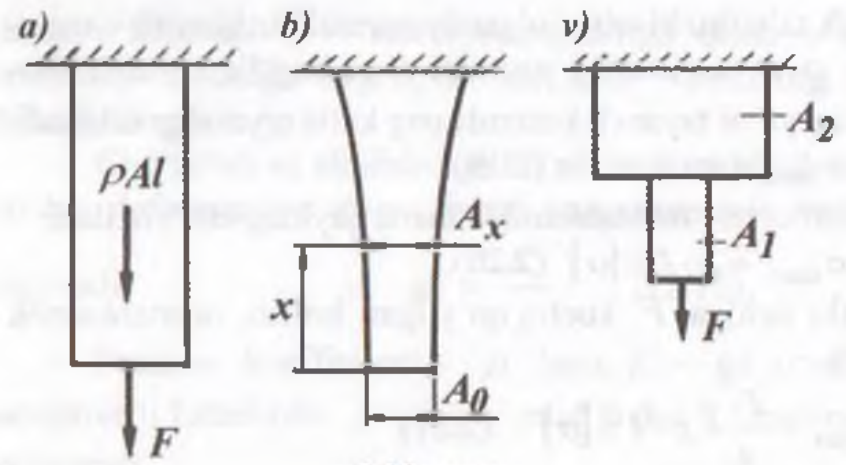


2.10-rasm.

(2.22) formula bilan tanlab olingan kesim yuza sterjenning xavfli tayanch kesimini qanoatlantiradi, chunki shu kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. Sterjenning uzunligi bo'ylab, kesim yuzani (2.22) formula yordamida tanlash mumkin emas, chunki $X = 0$ bo'lsa, (2.22) formula bilan tanlab olingan kesim yuza sterjenning xavfli tayanch kesimini qanoatlantiradi, chunki shu kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. Sterjenning uzunligi

bo‘ylab, kesim yuzani (2.22) formula yordamida tanlash mumkin emas, chunki $X = 0$ bo‘lsa, $\sigma = 0$ va $X = \ell$ bo‘lsa $\sigma = \sigma_{max}$ ga asosan, normal kuchlanish sterjenning uzunligi bo‘ylab barcha kesimlarda to‘g‘ri chiziqli qonuniyat bilan o‘zgaruvchandir. Bu holat sterjenning uzunligi bo‘ylab barcha kesimlar normal kuchlanishi bilan bir xil yuklanmaganligini va ortiqcha material sarflanganligini bildiradi.

Sterjenning uzunligi bo‘ylab kesimni shunday tanlash kerak-ki, uning barcha kesim yuzalarida σ bir xil qiymatga ega bo‘lsin. Bunday sterjenlar teng qarshilik ko‘rsatuvchi bruslar deyiladi.



2.11-rasm.

Teng qarshilik ko‘rsatuvchi (2.11-rasm, *a*) sterjenlarning ko‘ndalang kesim yuzasi:

$$A_x = A_0 \ell^{\frac{\rho}{[\sigma]}x}$$

formula bilan topilib, sterjenning uzunligi bo‘ylab normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga bog‘liq bo‘ladi.

Sterjenning xususiy og‘irlik ta’sirida uzayishini topish uchun Guk qonunidan foydalanamiz:

$$\Delta\ell = \int_x^\ell \frac{N dx}{EA} = \int_x^\ell \frac{\rho \cdot A \cdot x \cdot dx}{EA} = \frac{\rho}{2E}(\ell^2 - x^2) \qquad (2.23)$$

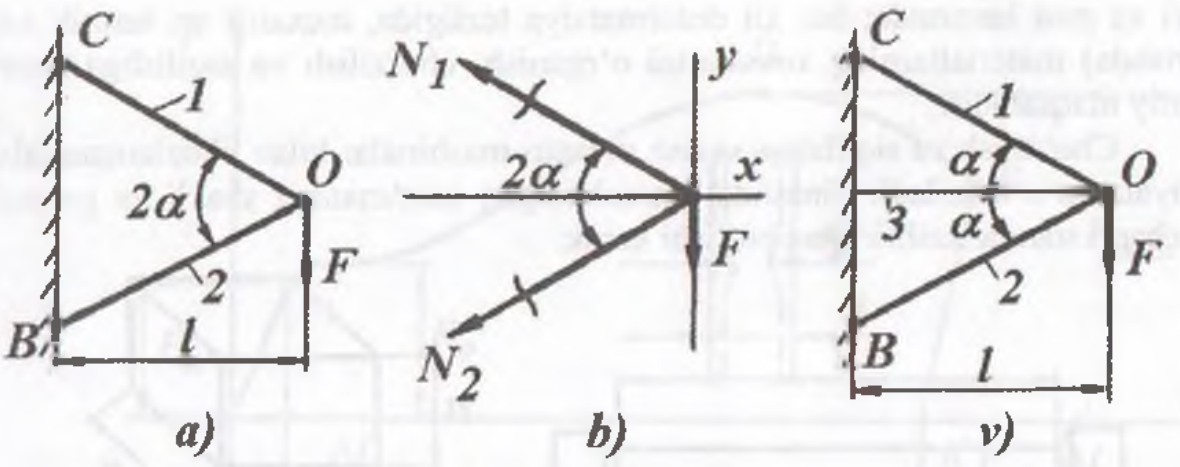
Agar, sterjen tashqi F kuch bilan ham yuklangan bo‘lsa

$$\Delta\ell = \int_x^\ell \frac{(F + \rho A x)dx}{EA} = \frac{N(\ell - x)}{EA} + \frac{\rho}{2E}(\ell^2 - x^2)$$

Cho‘zilish va siqilishda statik noaniq sistemalar. Amaliyotda uchraydigan konstruksiya qismlarining ko‘pchiligi ko‘ndalang kesimda hosil bo‘ladigan ichki cho‘zuvchi yoki siquvchi bo‘ylama kuchlari va kuchlanishlarini kesish usulidan foydalanib, sistemaning ajratilgan bo‘lagini muvozanat shartini tuzish bilan topish mumkin. Masalan: S va V kesimlari tayanchga tayangan va O kesimida F kuch bilan yuklangan sterjenlar sistemasining (2.12- rasm) ichki bo‘ylama kuchlarini topaylik. Sistemaning muvozanat shartini ta’minlovchi ikkita tenglama tuzamiz:

$$\sum x = -N_1 \cos\alpha - N_2 \cos\alpha = 0 \qquad (2.24)$$

$$\sum y = N_1 \sin\alpha - N_2 \sin\alpha - F = 0 \qquad (2.25)$$



2.12-rasm.

(2.24) ni tenglamadan $N_1 = -N_2$ tenglikni (2.25) shartga keltirib qo'ysak, $N_2 = \dfrac{F}{2\sin\alpha}$ hosil bo'ladi.

Agar, sistemaga yana bitta sterjen joylashtirsak (2.12-rasm, v), undagi ichki kuchlarni muvozanat shartlardan foydalanib topib bo'lmaydi, chunki ajratilgan qismdagi ichki kuchlarning soni shu qismning muvozanat holatini ta'minlovchi tenglamalar sonidan ko'p bo'ladi .

$$\sum x = -N_1 \cos\alpha - N_3 - N_2 \cos\alpha = 0 \qquad (2.26)$$

$$\sum y = N_1 \sin\alpha - N_2 \sin\alpha - F = 0 \qquad (2.27)$$

(2.26) va (2,27) tenglamalarda uchta N_1, N_2 va N_3 noma'lum kuchlar bo'lib, bu kuchlarni yuqorida tuzilgan shartlar yordamida topib bo'lmaydi. N_1, N_2 va N_3 -larni topish noaniqlikka kelib qoladi. Bunday sistemalar statik noaniqdir. (2.26) va (2.27) tenglamalardan noma'lum N ichki kuchlarni topish uchun qo'shimcha tenglamalar tuzilishi kerak. Qo'shimcha tenglamalar sistemani deformatsiyasini ifodalaydigan geometrik bog'lanishlar – deformatsiya tenglamalari muvozanat tenglamalari bilan birgalikda yechiladi va noma'lum ichki kuchlar topiladi.

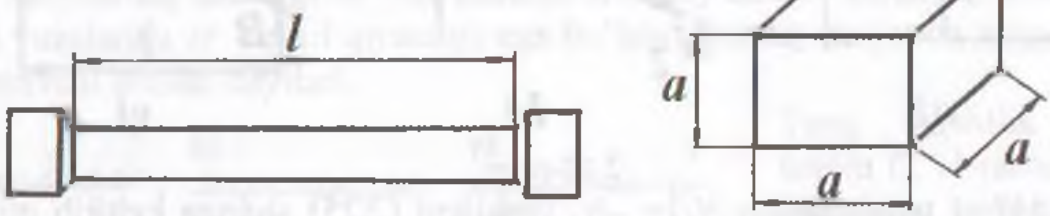
Ikki tomoni bikr mahkamlangan va F kuch bilan yuklangan sterjen ham statik aniqmas masaladir, chunki R_A va R_B tayanch reaksiyalari bitta muvozanat shartidan topilishi mumkin emas:

$$\sum y = 0; \quad R_A + R_B = F \qquad (2.28)$$

Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash. Konstruksiya qismlarini cho'zilish va siqilishga mustahkamligini, bikrligini hisoblashda ruxsat etilgan kuchlansh $[\sigma]$, elastiklik moduli E va Puasson koeffitsienti μ, materialni elastiklik va plastiklik xossalarini hisobga olish kerak bo'ladi. Yuqorida keltirilgan materiallarning mexanik va plastiklik xossalari konstruksiya qismlarining ishlash sharoitlariga, ularni tayyorlash texnologiyasiga bog'liq bo'ladi. Turli sharoitlarda (yu-

qori va past haroratda; har xil deformatsiya tezligida, mexanik va termik ishlov berishda) materiallarning xossalarini o‘rganish, cho‘zilish va siqilishga sinashni asosiy maqsadidir.

Cho‘zilish va siqilishga sinash maxsus mashinalar bilan jihozlangan laboratoriyalarda o‘tkaziladi. Sinashda qatnashadigan namunaning shakli va geometrik o‘lchami standartlashtirilgan bo‘lishi kerak.



Cho‘zilishga sinaladigan namunaning asosiy xususiyati, uning kuchaytirilgan ushlagich qismidan d_0 diametriga deformatsiyaning silliq o‘tishidir. Siqilishga sinaladigan namunalar cilindrik (metall) va kubik (yog‘och, beton) shaklida tayyorlanadi.

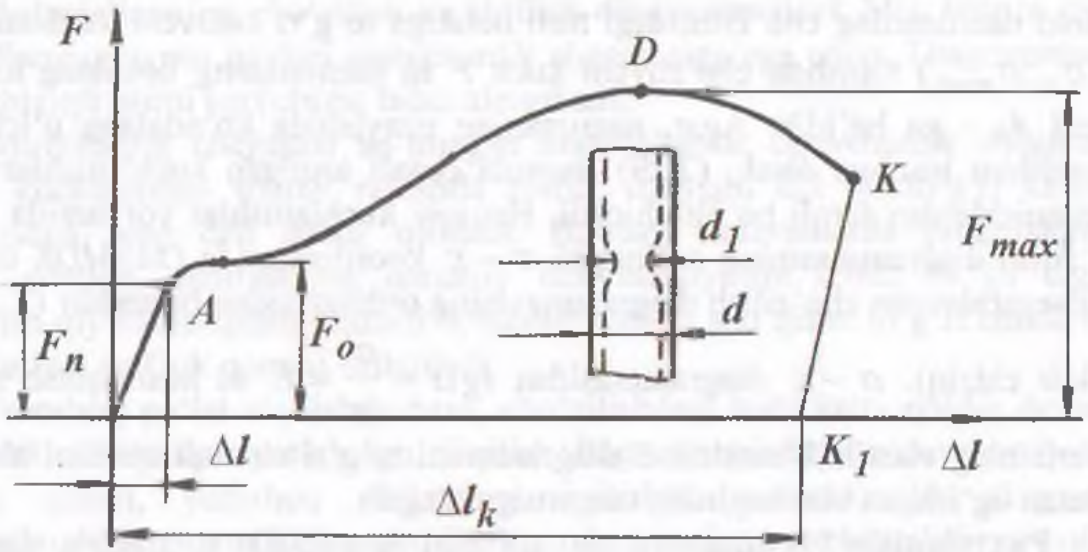
Yumshoq po‘latning cho‘zilish diagrammasi. Cho‘zilishga sinashda kuch bilan namunaning uzayishi orasidagi bog‘lanish, mashinadan diagramma (72-rasm) ko‘rinishida olinadi. Diagrammani tavsifli nuqtalari quyidagicha nomlanadi. *OA* – chiziq proporsionallik chegarasi deyiladi. *OA* chegarada material Guk qonuniga bo‘ysunadi, chunki namunaning uzayishi ($\Delta\ell$) cho‘zuvchi kuchga proporsional o‘zgaradi.

$$\Delta\ell = \frac{F\ell_0}{EA_0}$$

Guk qonuni bo‘ysunmaydigan holat boshlanishiga to‘g‘ri keluvchi kuchlanish $\sigma_{\prime\prime}$ - materialni proporsionallik chegarasi deyiladi. *A* nuqtadan sezilar-sezilmas balandroqda joylashgan *V* nuqta materialning elastiklik chegarasi deyiladi. Nisbatan kamroq (0,001...0,003 %) qoldiq deformatsiya hosil qiladigan kuchlanish $\sigma_э$ elastiklik chegarasi deyiladi. Agar, *OA* oraliqda sinovni to‘xtatib, namunadan kuchni olsak, namunaning uzayishi yo‘qoladi (so‘nadi). So‘nuvchan deformatsiya – elastik deformatsiya deyiladi.

Cho‘zuvchi kuchni orttirib borsak, silliq qilib tayyorlangan namunaning yuzida sterjenning simmetriya o‘qiga nisbatan 45^0 burchakda joylashgan chiziqlar hosil bo‘ladi. Namunaning yuzi xiralashdi va uning uzayishi uchun kuchning orttirilishi talab qilinmaydi. Material oqadi.

O‘zgarmas kuchda namuna deformatsiyasini o‘sishi – materialning oquvchanlik chegarasi deyiladi. Materialning oqishiga sabab bo‘luvchi kuchlanish σ_{ok}-ga oquvchanlik chegarasi deyiladi. *D* nuqtagacha namunaning ℓ_0 uzunligi cho‘ziladi (deformatsiyalanadi). *D* nuqtada namuna eng katta kuchni qabul qiladi va uning butun uzunligi uzayishdan to‘xtab ma’lum bir bo‘lagi uzayadi.



2.13-rasm.

Mahalliy uzayish hosil bo'ladi. Namunaning mahalliy uzayishida qatnashgan ko'ndalang kesimi – qisqaradi (diametr kichiklashadi), ingichka bo'yin hosil bo'ladi. Qisqargan kesimni uzish uchun kam kuch sarf qilinadi va namuna ingichka bo'yindan *K* nuqtada uziladi.

Eng katta kuch F_{max} ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish materialning mustahkamlik chegarasi yoki vaqtinchalik qarshilik deyiladi.

$$\sigma_n = \frac{F_n}{A_o}; \qquad \sigma_{ok} = \frac{F_{oq}}{A_o}; \qquad \sigma_{max} = \frac{F_{max}}{A_o} \qquad (2.29)$$

(2.29) formulada topilgan σ_n, σ_{ok} va σ_{max} kuchlanishlar – materialning mexanik xossalarini tashkil qiladi. $OK_1 = \Delta\ell_k$ namunaning uzilishidagi qoldiq deformatsiyasi. $K_1 U$ - namunaning uzilishidan keyin so'ngan deformatsiyasi (2.13-rasm).

Namunaning nisbiy uzayishi : $$\delta = \frac{\Delta\ell_k}{\ell_0} \cdot 100\ \% \qquad (2.30)$$

Ko'ndalang kesimning nisbiy qisqarishi: $$\psi = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100\% \qquad (2.31)$$

namuna materialining plastiklik xossasini belgilaydi. Masalan: agar $\delta \succ 5\ \%$ bo'lsa material plastik va $\delta \prec 5\ \%$ bo'lsa material mo'rt bo'ladi.

Plastik materiallar uchun ψ katta bo'ladi. St.2 markali po'lat uchun

$$\psi = 55...65\ \%,\ \delta = 28...33\ \%.$$

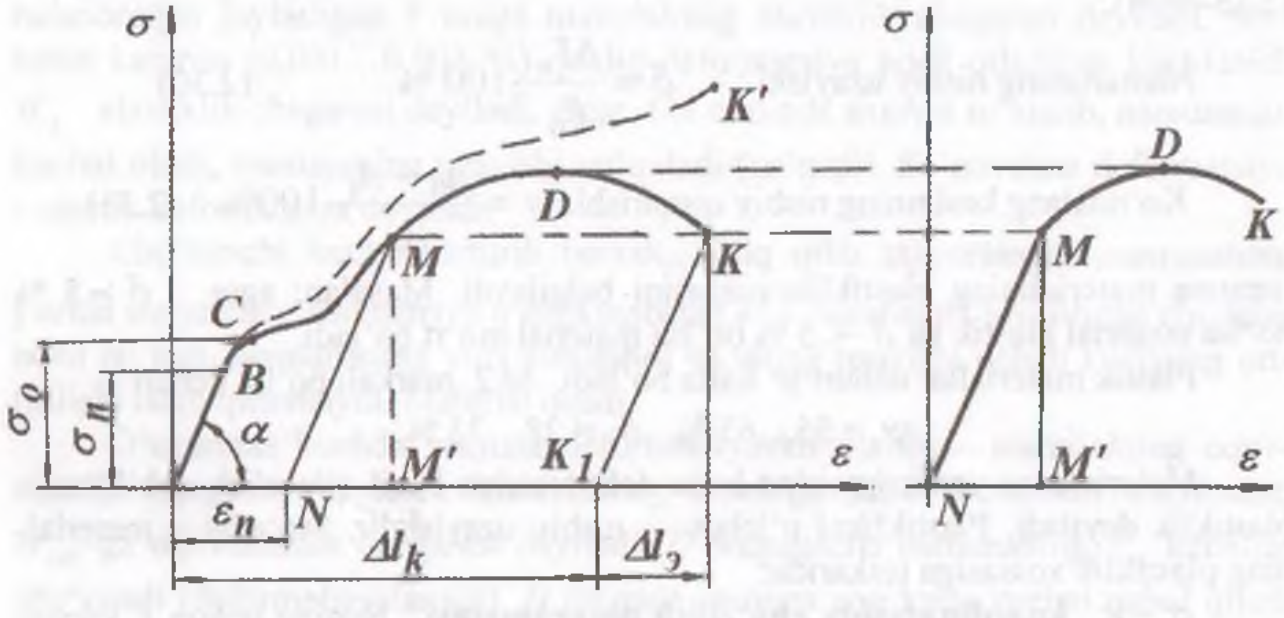
Materialning yemirilmasdan katta deformatsiya hosil qila olish qobiliyati – plastiklik deyiladi. Plastiklikni o'lchovi – nisbiy uzayishdir. Mo'rtlik – materialning plastiklik xossasiga teskaridir.

$\sigma - \varepsilon$ koordinatasida cho'zilish diagrammasi. Buning uchun *F* kuchni A_0 ga va $\Delta\ell$ ni namuna uzunligiga bo'lamiz (2.14-rasm). $\sigma - \varepsilon$ koordinatasidagi cho'zilish diagrammasini shartli diagramma deb qabul qilsak ham bo'laveradi.

Chunki namunaning cho'zilishdagi turli holatiga to'g'ri keluvchi kuchlanishlarini $(\sigma;\sigma_o;\sigma_{max})$ topishda cho'zuvchi kuch F ni namunaning boshlang'ich kesim yuzasi A_0 – ga bo'ldik. Agar, namunaning uzayishida ko'ndalang o'lchamning qisqarishini hisobga olsak, (2.29) formula orqali topilgan kuchlanishlar haqiqiy kuchlanishlardan farqli bo'lib chiqadi. Haqiqiy kuchlanishlar yordamida qurilgan cho'zilish diagrammasining ordinatasi $\sigma-\varepsilon$ koordinatasida *OASMDK* chiziq bilan chegaralangan cho'zilish diagrammasining ordinatasidan balanddir (2.14-rasm, punktir chiziq). $\sigma-\varepsilon$ diagrammasidan $tg\alpha=\frac{\sigma}{\varepsilon}=E$ ni hosil qilish mumkin. Materialning elastiklik moduli E diagrammani to'g'ri chiziqli qismini abssissaga nisbatan og'ishgan burchagining tangensiga tengdir.

Puxtalanish: Namunaning cho'zilishini M nuqtada to'xtatsak, diagramma OA chiziqqa parallel MN chiziq bilan orqaga qaytadi. Namunada ε_N qoldiq deformatsiya hosil bo'ladi. Agar namunaga qayta F kuchni yuklasak cho'zilish diagrammasi, namunaning uzayishi, N nuqtadan boshlanadi va NM chiziq ustidan davom etadi. Diagrammaning qolgan qismi MDK chizig'i bilan ustma-ust tushadi. Demak, namuna qayta yuklanganda oldingi qoldiq deformatsiya ε_N hisobga olinmas ekan. Takroriy (qayta) yuklashda (cho'zishda) materialning qoldiq deformatsiyasiz katta kuchni qabul qilish qobiliyati yaxshilandi. Bu holat MN chiziqda yaqqol ko'rinadi. MN chiziq takroriy yuklashdagi proporsionallik chegarasi bo'lib, materialning elastiklik xossasini aniqlaydi. Plastik deformatsiya ta'sirida material elastiklik xossasining yaxshilanishi – puxtalanish deyiladi.

Puxtalanish texnikada ko'p uchraydigan texnologik jarayondir. Masalan: remen, zanjir, troslarning sovuq holatida boshlang'ich cho'zilishi, presslash, valiklarda prokatka qilish va h.k.



2.14-rasm.

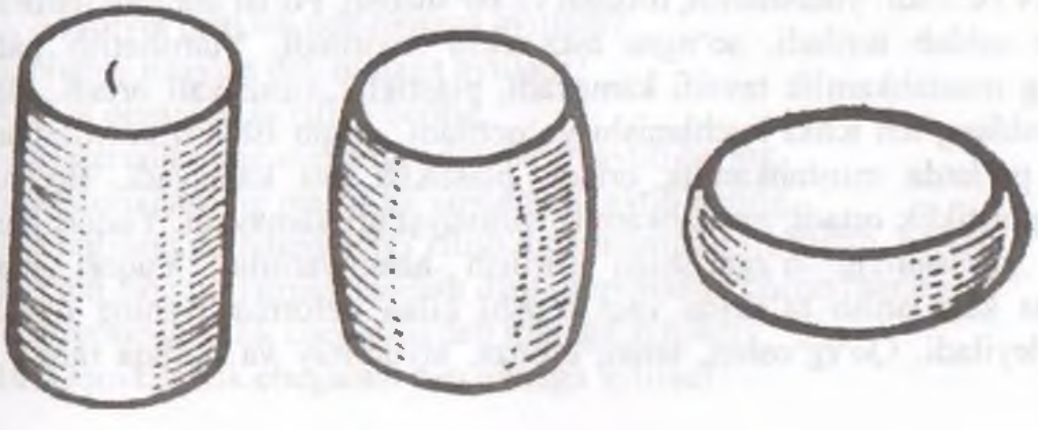
Materiallarning cho'zilish va siqilish diagrammalari. Mis, bronza, po'lat materiallarning ayrim navlari oquvchanlik chegarasiga ega emas. Diagrammaning to'g'ri chiziqli qismi egri chiziq bilan almashadi.

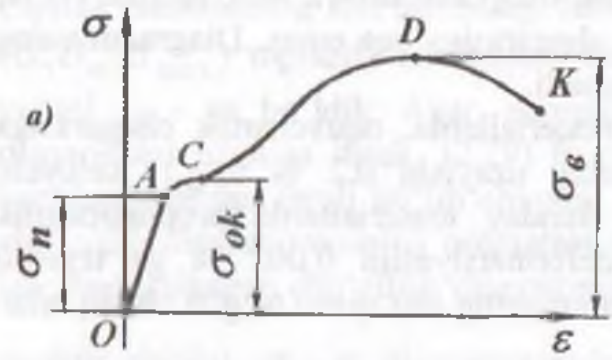
Oquvchanlik chegarasi bo'lmagan materiallarda, oquvchanlik chegarasiga tegishli kuchlanishni shartli ravishda nisbiy uzayishi 0,2 % to'g'ri keluvchi kuchlanishga teng deb qabul qilinadi. Bunday materiallarda proporsionallik chegara sifatida, namunaning umumiy deformatsiyasini 0,002 % ga tegishli kuchlanish qiymatini qabul qilinadi. Diagrammaning shu qismi to'g'ri chiziq bilan almashtiriladi va Guk qonuni ishlatiladi.

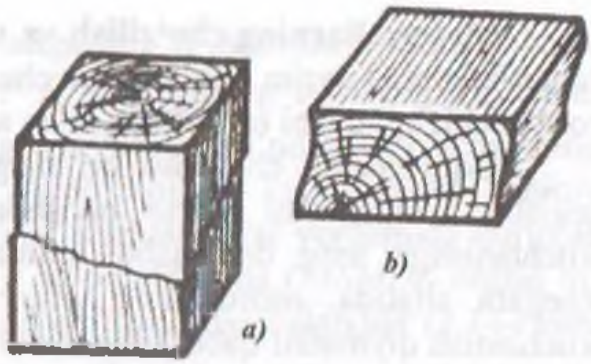
Yumshoq po'lat siqilishda ham, cho'zilishdagi kabi katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyatiga ega. Siqilish diagrammasi faqat o'suvchan bo'ladi. Shuning uchun, yumshoq po'latning siqilishda mustahkamlik chegarasini aniqlash mumkin emas (2.15-rasm, *b*). Yumshoq po'latning cho'zilish va siqilishdagi σ_n, σ_{ok} kuchlanishlari taxminan bir xil: σ_n=200 *mPa* va σ_{ok}=240 *mPa*. Cho'yanda cho'zilish (2.15-rasm, *v-2)* va siqilish diagrammalari (2.15-rasm, *v-1*) bir xil emas. Chunki cho'yan cho'zuvchi kuchga kam qarshilik ko'rsatib, juda kichik qoldiq deformatsiya hosil qilib yemiriladi. Cho'yanni cho'zilishda uzilish bo'yni sezilmaydi, siqilishda esa namuna *F* kuch chizig'iga 45^0 burchak ostida yemiriladi. Umuman, materialning xossalari sinov ishlarini o'tkazish sharoitiga, materiallarning olinish texnologiyasiga, termik va mexanik ishlov berish usuliga, harorat va tashqi kuch qo'yilish tavsifiga bog'liq.

Masalan: harorat 300^0 *S* ga qadar ko'tarilganda yumshoq po'latning mo'rtligi namoyon bo'ladi, elastiklik moduli *E* taxminan o'zgarmaydi, oquvchanlik chegarasi kichrayadi, mustahkamligi ortadi. Harorat 350... 400^0 ga qadar ko'tarilganda yumshoq po'latning xossasi noaniqlikka yaqinlashadi. Uning mexanik xususiyatlari yomonlashadi, plastiklik tiklanadi. Bu holat faqat yumshoq po'latga xosdir.

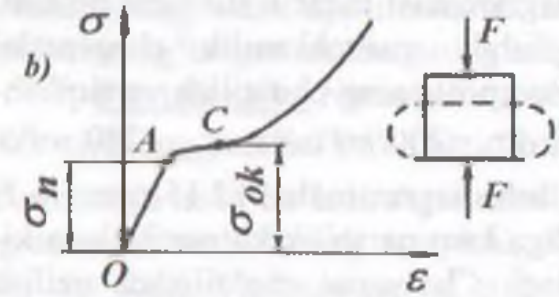
Yuklanish tezligi ortishi bilan plastik materialning xossalari mo'rt material xossasiga yaqinlashadi, yuklanish tezligi ortishi bilan materialning oquvchanlik va mustahkamlik chega ralari ortadi. Dinamik cho'zi-lishning diagrammasi statik cho'zilishning diagrammasidan baland joyla-shadi. Dinamik cho'zilishning diagrammasi σ o'qi tomonga siljigan holatda joylashadi. Dinamik yuklanishda yumshoq po'latning elastik moduli taxminan o'zgarmaydi. Plastmassa va organik materiallarning mexanik xossalari deformatsiya tezligiga bog'liqdir.

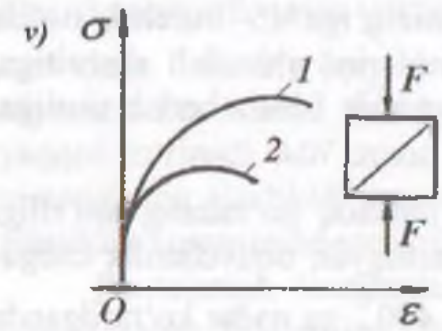






Yog'och namunasining yemirilishi:
a) bo'ylama va *b)* ko'ndalang siqilish.





2.15-rasm.

Plastmassaga uzoq muddat kuch ta'sir qilib tursa, uning mustahkamlik chegarasi kamayadi. Konstruksiya elementlari tayyorlanadigan konstrukcion po'lat quyma, qoliplash, prokatlash, cho'zish usullari bilan olinadi. Turli xil usullar bilan olingan bir xil tarkibli po'latning mexanik xossalari har xil bo'ladi. Quyma usul bilan olingan po'latda, konstruksiyaning mustahkamligini kamaytiruvchi har xil ichki nuqson hosil bo'lishi mumkin. Shuning uchun materiallarni rentgenli, ultratovushli yoki boshqa usullar bilan tekshirib ko'rish kerak.

Prokatlash po'latni anizotrop materialga aylantiradi. Prokatlash yo'nalishida materialda tola hosil bo'ladi. Agar detalning o'qi materialning tolasiga parallel bo'lsa, materialning mustahkamligi katta bo'ladi.

Materialning oquvchanlik chegarasidan tashqarida puxtalanishi, uning oquvchanlik va mustahkamlik chegarasini orttiradi, uzilishdan keyingi qoldiq deformatsiyasini kamaytiradi. Material mustahkam va elastik bo'ladi, plastikligi kamayadi. Materiallarning mexanik va plastik xossalarini o'zgartirish uchun ularga termik ishlov beriladi: yumshatish, toblash va bo'shatish. Po'lat ma'lum haroratgacha qizdirilib ushlab turiladi, so'ngra asta-sekin sovitiladi. Yumshatish natijasida po'latning mustahkamlik tavsifi kamayadi, plastiklik xususiyati ortadi. Natijada, uning boshlang'ich ichki kuchlanishi yo'qotiladi, qirqib ishlash osonlashadi. Toblangan po'latda mustahkamlik ortadi, plastiklik esa kamayadi. Bo'shatilgan po'latda plastiklik ortadi, mustahkamlik xususiyatlari kamayadi. Yuqori haroratda material xossasining o'zgarishida surilish ahamiyatlidir. Yuqori haroratda o'zgarmas kuchlanish ta'sirida vaqt o'tishi bilan deformatsiyaning o'sishiga – surilish deyiladi. Qo'rg'oshin, latun, bronza, alyuminiy va boshqa rangli metal-

larda surilish kichik haroratda ham sodir bo'lishi mumkin. Harorat qancha katta bo'lsa surilish shuncha tezroq hosil bo'ladi.

Ayrim hollarda, juda katta vaqt oralig'ida – kuchlanishi proporsionallik chegarasidan kichik bo'lgan materialni yuqori haroratda deformatsiyaning tez o'sishi – yemirilishiga sabab bo'lishi mumkin. Surilish natijasida plastik deformatsiyaning o'sishi, kuchlanishning detal kesimida qayta taqsimlanishi yoki kamayishiga olib keladi. Plastiklik deformatsiyasining o'sishi natijasida kuchlanishning kamayishi – relaksatsiya hodisasi deyiladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash. Konstruksiyalarni mustahkamlikka hisoblash asosan, uning ayrim nuqtalarida hosil bo'ladigan eng katta kuchlanish σ_{max} bo'yicha olib boriladi. σ_{max} kuchlanish, konstruksiyaning ishlash sharoitidagi va materiali uchun xos bo'lgan kuchlanishdan katta bo'lmasligi kerak. Bu kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ deyiladi va materialni sinash usuli bilan topiladi, ya'ni:

$$[\sigma]=\frac{\sigma_0}{n}$$

σ_0 - materialning xavfli holatiga to'g'ri keluvchi kuchlanish.

Plastik material uchun $\sigma_0 = \sigma_{oq}$ va mo'rt material uchun $\sigma_0 = \sigma_в$ deb qabul qilinadi.

σ_{oq} - oquvchanlik chegarasidagi kuchlanish;

$\sigma_в$ - mustahkamlik chegarasidagi kuchlanish;

n - ehtiyotlik koeffitsienti.

Oquvchanlik chegarasida plastik materialda qoldiq deformatsiya hosil bo'lsa, mo'rt materiallar mustahkamlik chegarasida yemiriladi.

Plastik materiallar uchun $n = 1,2...1,8$; beton uchun $n = 3$, tosh uchun $n = 10$; cho'yan uchun $n = 2,5...3$ ga teng. Umuman ehtiyotlik koeffitsientini tanlashda mashinaning ahamiyati va ishlash muddatiga e'tibor beriladi. Masalan: qurilish sohasida $n = 2...5$ va aviatsiya texnikasida $n = 1,5...2$

Nazorat savollari

1. Markaziy cho'zilish yoki siqilish deb nimaga aytiladi?
2. Absolyut uzayish deb nimaga aytiladi?
3. Nisbiy uzayish deb nimaga aytiladi?
4. Guk qonunini ta'riflab bering.
5. Materiallarning mexanik xossalarini aytib bering.
6. Materiallarning plastiklik xossalarini aytib bering.
7. Yumshoq po'latning cho'zilish diagrammmasini chizib bering.
8. Yumshoq po'latning siqilish diagrammmasini chizib bering.
9. Proporsionallik chegarasi deb nimaga aytiladi?
10. Oquvchanlik chegarasi deb nimaga aytiladi?

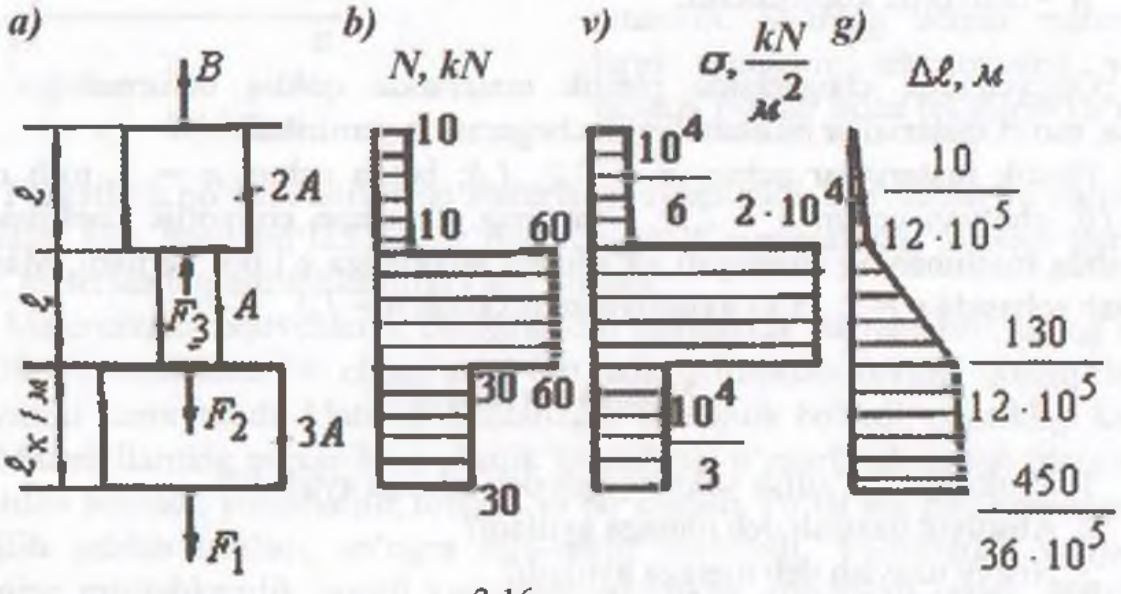
11. Mustahkamlik chegarasi deb nimaga aytiladi?
12. Elastiklik chegarasi deb nimaga aytiladi?
13. Mo'rtlik deb nimaga aytiladi?
14. Plastiklik nima?
15. Ruxsat etilgan kuchlanish nima?
16. Cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shartini yozing?
17. Statik noaniq masala deb nimaga aytiladi?
18. Puxtalanish nima?

Misol-1. Po'latdan tayyorlangan pog'onali brus $F_1 = 30\ kN$, (2.16-rasm, *a*) $F_2 = 30\ kN$, $F_3 = 50\ kN$ tashqi kuchlar bilan yuklangan. Pog'onali brus uchun ichki bo'ylama kuch N (2.16-rasm, *b*); normal kuchlanish σ (2.16-rasm, *v*) va absolyut uzayish $\Delta\ell$ (2.16-rasm, *g*) epyuralari qurilsin.

Yechish. Pog'onali brusning muvozanat tenglamasidan noma'lum reaksiya kuchi V-ni topamiz:

$$\sum y = B + F_3 - F_2 - F_1 = 0 \qquad \text{ёки} \qquad B = 30 + 30 - 50 = 10\kappa N$$

Berilgan masala statik aniq yoki statik aniqmas sistema bo'lishidan qat'i nazar bo'ylama ko'chishni topish tayanch nuqtadan boshlanishi kerak, chunki bu nuqta joylashgan kesimning ko'chishi $(\Delta\ell_B = 0)$ nolga tengdir. Shuning uchun, bo'ylama kuch N – ni topishni ham sterjenning tayanch nuqtasidan boshlaymiz.



2.16-rasm.

Kesish usulidan foydalanib sterjenning yuqori pog'onasidan fikran ikki qismga ajratamiz va pastki qismni tashlab yuboramiz. Ajratib qoldirilgan qismning kesilgan yuzasiga pastki tashlab yuborilgan qismning ta'sirini almashtiradigan N kuchni qo'yamiz va muvozanat tenglamasini tuzamiz.

$$\sum y = B - N_1 = 0 \qquad \text{ёки} \qquad B = N_1 = 10\kappa H$$

Tekshirilayotgan pog'onaning uzunligi bo'ylab N_1 kuch o'zgarmas bo'lib miqdor jihatdan reaksiya kuchi V-ga teng ekan. Kesimda normal kuchlanishni topamiz: $\sigma_1 = \frac{N_1}{2A} = \frac{10}{2 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{6}, \frac{\kappa N}{м^2}$

Sterjenning ℓ uzunligi bo'ylab to'liq ko'chishi : $\Delta\ell_1 = \int_0^{\ell} \frac{N_1 dy}{E2A} = \frac{N_1 y_1}{E2A}$

Agar, $y_1 = 0$ bo'lsa $\Delta\ell_1 = 0$ va $y_1 = 1м$ bo'lsa $\Delta\ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5}, м$

Demak, brusning yuqori pog'onasida bo'ylama deformatsiya to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgarib noldan $\Delta\ell_1 = \frac{10}{12 \cdot 10^5}$ gacha ortib boradi.

II-II – qirqim. (Sterjenning o'rta pog`onasi)

Ajratilgan sistemaning muvozanat tenglamasiga asosan:

$$\sum y = 0. \quad B + F_3 - N_2 = 0 \text{ va } N_2 = 60\kappa N,$$

normal kuchlanish $\sigma_2 = \frac{N_2}{A} = \frac{60}{3 \cdot 10^{-3}} = 2 \cdot 10^4 \frac{\kappa N}{м^2}$

Sterjen ajratilgan qismining to'liq uzayishini topish uchun ikkinchi oraliq uzayishiga birinchi oraliqning to'liq uzayishini qo'shib yozamiz, ya'ni:

$$\Delta\ell_2 = \frac{10}{12 \cdot 10^5} + \frac{N_2 \cdot y_2}{EA}$$

agar $y_2 = 0$ bo'lsa $\Delta\ell_2 = \frac{10}{12 \cdot 10^5}, м,$ va $y_2 = 1м$, $\Delta\ell = \frac{65}{6 \cdot 10^5} м$

III – III qirqim. (Sterjenning pastki pog'onasi)

Bo'ylama kuch N_3 ni topish uchun sterjenning ajratilgan qismining muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = B + F_3 - F_2 - N_3 = 0 \text{ bu yerdan } N_3 = 30\ kN$$

Bo'ylama kuch ajratilgan qismga ta'sir qilayotgan aktiv va reaktiv kuchlarning algebraik yig'indisiga teng bo'ladi.

Normal kuchlanish $\sigma_3 = \frac{N_3}{3A} = \frac{30}{3 \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = \frac{10^4}{3}, \frac{\kappa N}{м^2}$

Sterjenning butun uzunligi bo'yicha to'liq uzayishi

$$\Delta\ell_3 = \Delta\ell_2 + \frac{N_3 y_3}{E3A} \text{ bo'ladi.}$$

$y_3 = 0$ bo'lsa $\Delta\ell_3 = \dfrac{130}{12 \cdot 10^5}, м$ va $y_3 = \ell = 1м$ da $\Delta\ell_3 = \dfrac{450}{36 \cdot 10^5}, м$

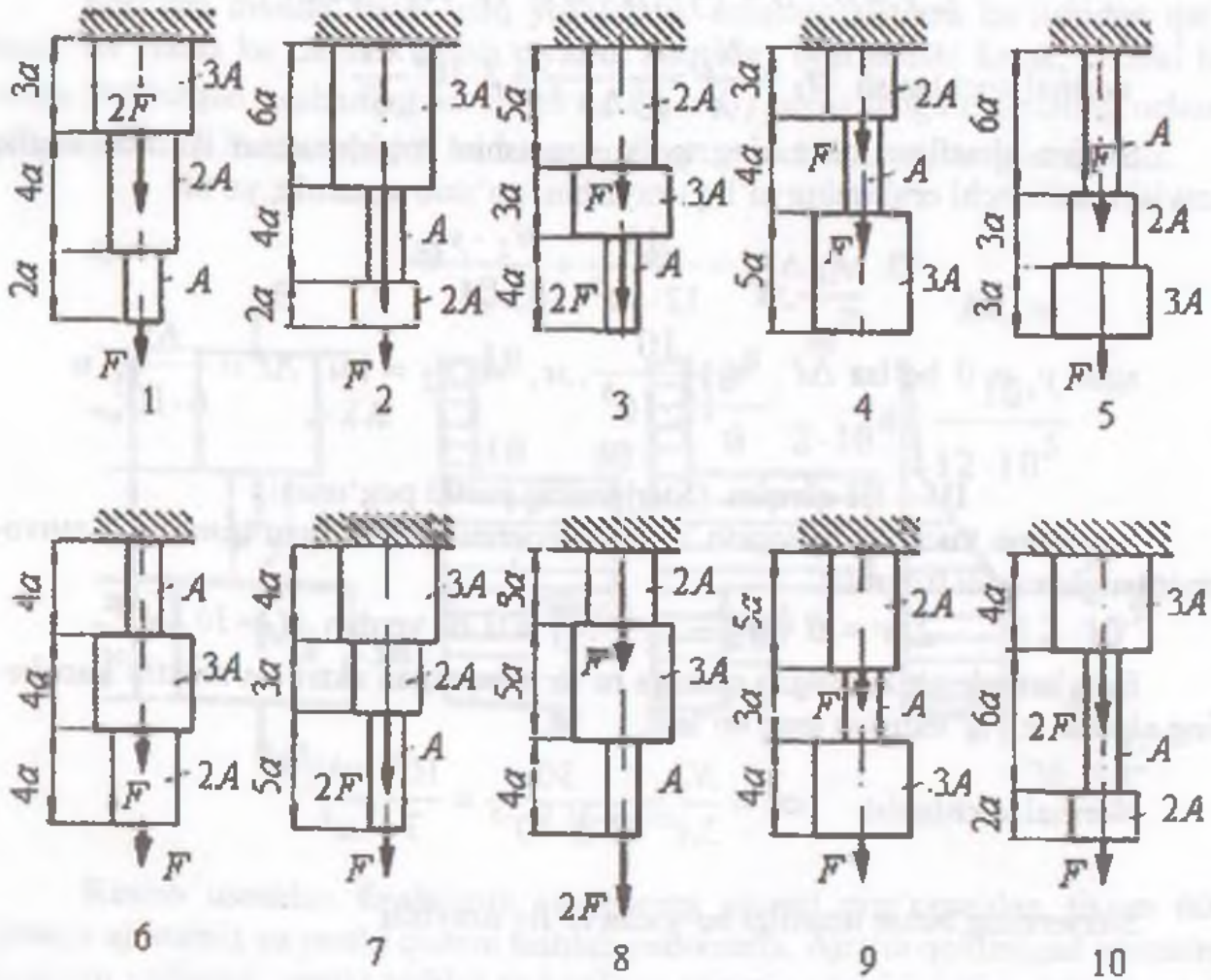
2.1-jadval

№	F, kn	a, m	A sm^2
1	140	1,8	8
2	160	2,0	10
3	190	2,2	12
4	220	2,4	14
5	250	2,6	16
6	280	2,8	18
7	320	3,0	20
8	350	3,2	22
9	380	3,4	24
10	400	3,6	26

Misol-2. Pog'onali brusni cho'zilish va siqilishga hisoblash.

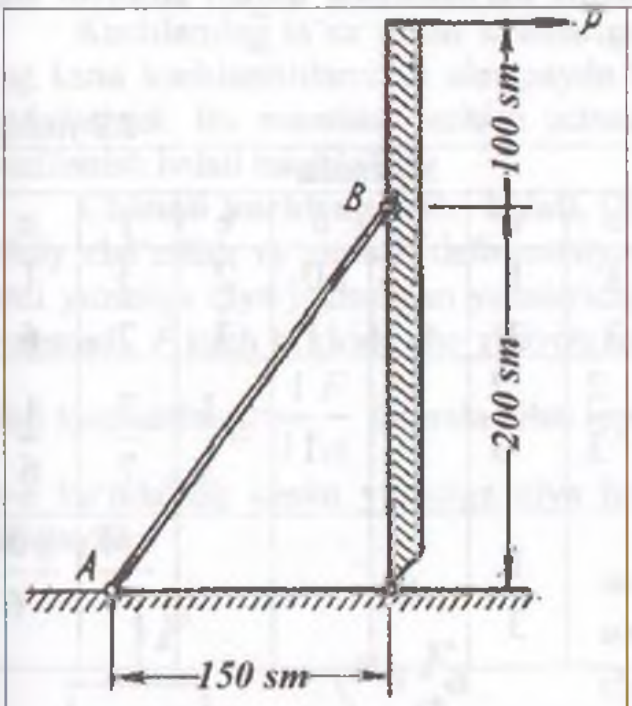
1. Ichki bo'ylama kuch aniqlansin va epyurasi qurilsin?
2. Normal kuchlanish aniqlansin va epyurasi qurilsin?
3. Bo'ylama uzayish aniqlansin va epyurasi qurilsin?

Masala sxemasi 2.17-rasm va berilishi 2.1-jadvaldan olinadi.

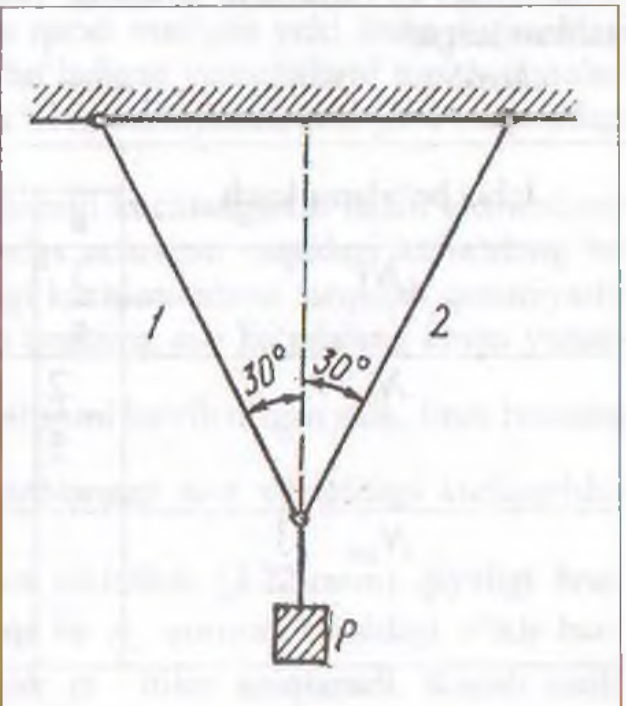


2.17-rasm.

Mustaqil yechish uchun misollar



2.18-rasm.



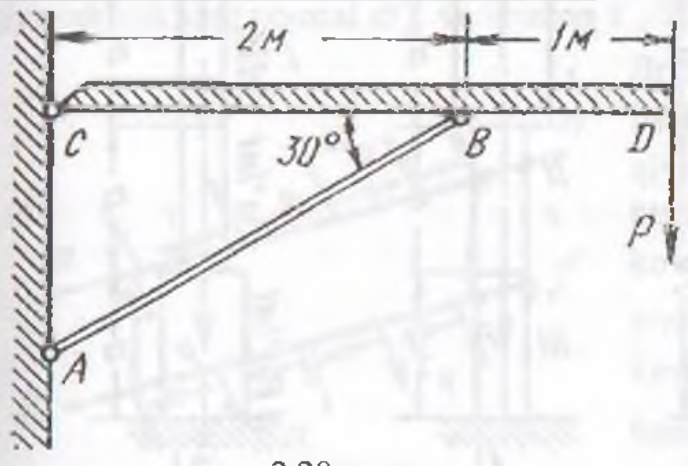
2.19-rasm.

Misol-3. Bikr sterjen (2.18-rasm) kuch R bilan yuklangan va uni diametri 20 *mm* li dumaloq ko'ndalang kesimdagi qiya po'lat tortqi AV ag'darilib ketishdan ushlab turadi. Eng katta yo'l qo'yiladigan yuk R ni va kuch qo'yiladigan nuqtaning gorizontal ko'chish qiymatini aniqlang. Tortqi materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish 160 *MPa* ga teng.

Javob : $P = 20{,}1\kappa H : \delta = 5мм = 5 \cdot 10^{-3}\ м.$

Misol-4. Yuk R ikkita sterjenga 2.19 -rasmda ko'rsatilgandek osilgan. Dumaloq ko'ndalang kesimining diametri 30 *mm* bo'lgan sterjen 1 ning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish 160 *MPa* diametri 40 *mm* bo'lgan dumaloq ko'ndalang kesimli sterjen 2 materialining ruxsat etilgan kuchlanishi 60 *MPa*. Bu konstruksiya ko'pi bilan qancha yuk R ga chidashi mumkin?

Javob: 130 *kN*.



2.20-rasm.

Misol-5. Bikr brus SD (2.20-rasm) da ko'rsatilgandek yuklangan va yog'och qiya tirgak AV bilan mustahkamlangan. Brusning deformatsiyasi hisobga olinmasin. Nuqta D ning ko'chishi 3 *mm*. Qiya tirgakdagi kuchlanishlar nimaga teng? Agar qiya tirgakning ko'n. dalang kesimi 20×20 *sm* o'lchamli kvadrat bo'lsa, yuk R nimaga teng? *Javob:*

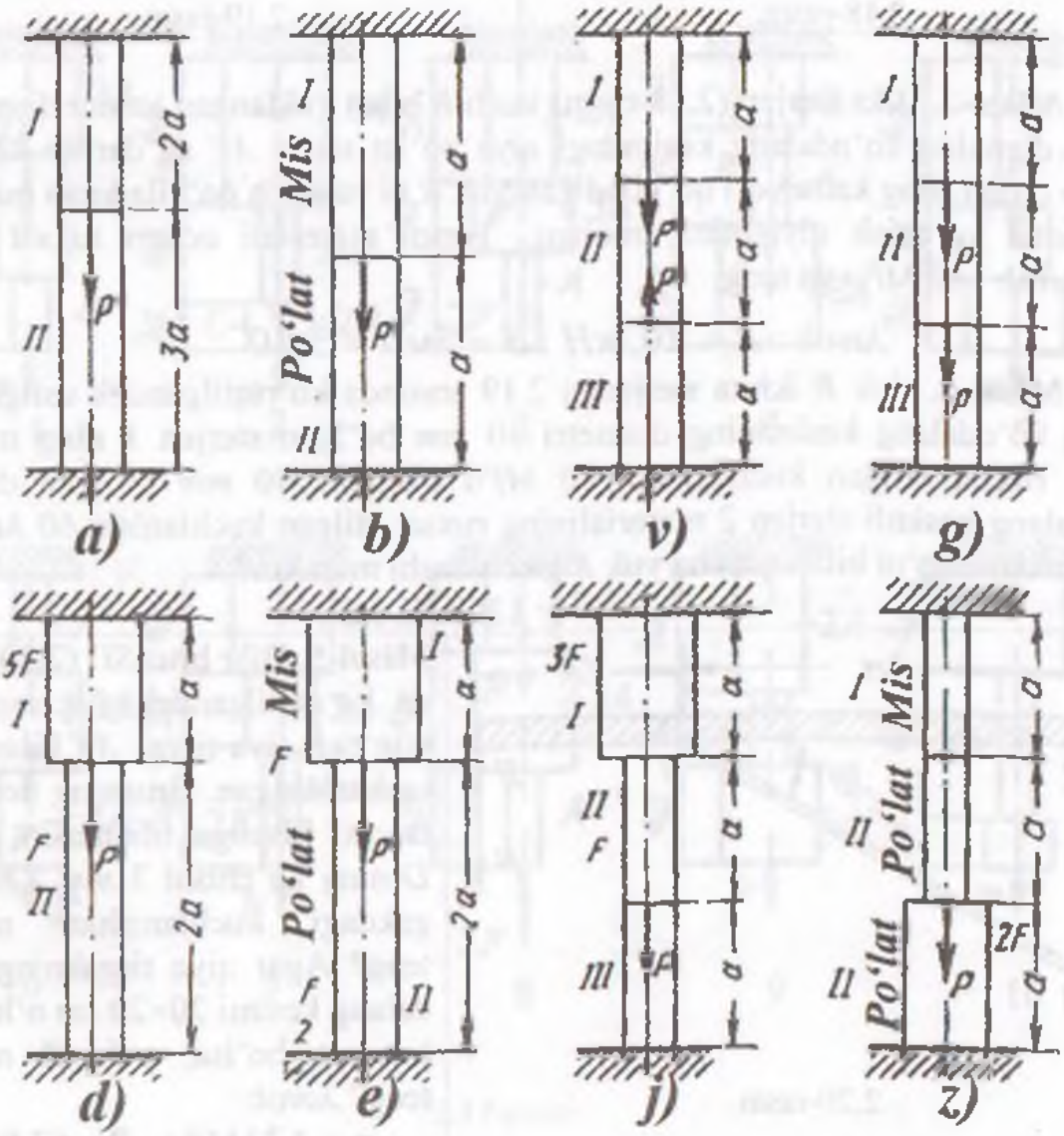
$\sigma = 4{,}33MPa \quad P = 57{,}8\kappa N$

Misol-6. Sterjenlarning 2.21-rasmda I, II va III uchastkalarida ko‘rsatilgan kesimlardagi zo‘riqishlarni aniqlang. Hamma sterjenlarning uchlari absolyut bikr mahkamlangan.

Javob :

2.2-jadval

Ichki bo‘ylama kuch	Sxemalar							
	a	b	v	g	d	e	j	z
N_1	$\frac{3}{5}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3}$	1	$\frac{10}{11}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{1}{6}$
N_n	$-\frac{2}{5}$	$-\frac{2}{3}$	$-\frac{2}{3}$	0	$-\frac{1}{11}$	$-\frac{1}{3}$	$\frac{3}{7}$	$\frac{1}{6}$
N_m			$\frac{1}{3}$	-1			$-\frac{4}{7}$	$-\frac{5}{6}$

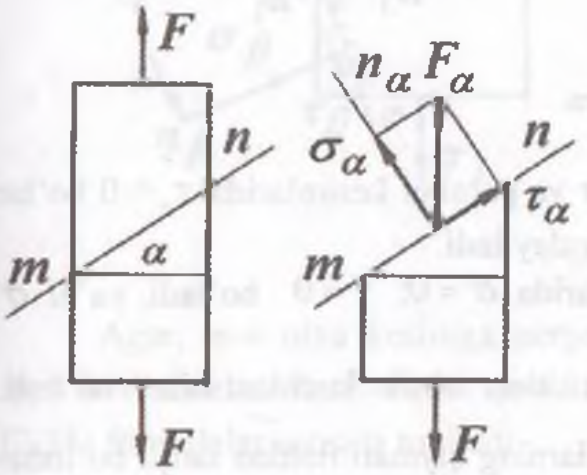


2.21-rasm.

2.3. Kuchlanganlik holatlari va mustahkamlik nazariyalari

Kuchlarning ta'sir qilish holatlariga qarab mashina yoki inshoot qismidagi eng katta kuchlanishlarni va ular paydo bo'ladigan yuzachalarni topish masalasi qiyinlashadi. Bu masalani yechish uchun deformatsiyalanuvchi jism nuqtasidagi kuchlanish holati tekshiriladi.

Chiziqli kuchlanganlik holati. Chiziqli kuchlanganlik holati elementlarni oddiy cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga uchragan vaqtidagi ko'ndalang kesimi yuzasiga qiya joylashgan yuzalaridagi kuchlanishlarni tarqalish qonuniyatini o'rganadi. F kuch ta'sirida cho'zilayotgan brusning m-e ko'ndalang kesim yuzasidagi kuchlanish $\sigma = \frac{F}{A}$ formula bilan topilishini ko'rib o'tgan edik. Endi brusning m-e ko'ndalang kesim yuzasiga qiya hisoblangan m-n yuzasidagi kuchlanishni aniqlaylik.



2.22-rasm.

m-n tekislikni (2.22-rasm) qiyaligi brus o'qi va n_a normali orasidagi o'tkir burchak α bilan aniqlanadi. Kesish usuli orkali ajratib olingan kesimni qiya yuzasida F_a kuchlanish teng tarqaladi va

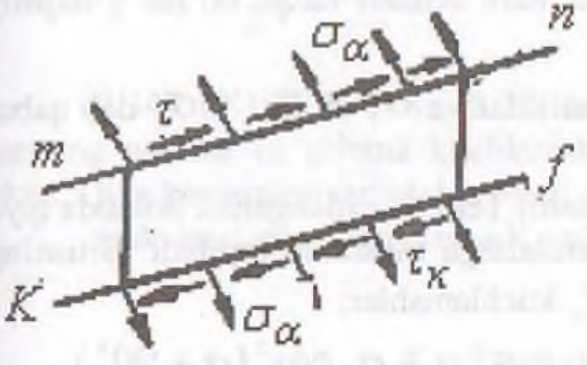
$$F_\alpha = \frac{F}{A_\alpha} = \frac{F}{A}\cos\alpha = \sigma_0 \cos\alpha$$

formula bilan topiladi. F_a - ning qiya tekislik normali va m-n kesim tekisligiga proeksiyalab:

$$\sigma_\alpha = F_\alpha \cos\alpha = \sigma_0 \cos^2\alpha \qquad (2.32)$$

$$\tau_\alpha = F_\alpha \sin\alpha = \frac{\sigma_0}{2}\sin 2\alpha \qquad (2.33)$$

qiya tekislikning normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlarni topamiz.



2.23-rasm

Brusning m-n qiya tekisligiga parallel bo'lgan $e-f$ chiziq bilan kesib, bu qiya yuzada ham normal va urinma kuchlanish-larning hosil bo'lishini ko'ramiz. (2.23-rasm) σ_α-normal kuchlanish ta'sirida m-n va $e-f$ qiya kesim yuzalari orasidagi masofa uzayadi (qisqaradi); τ_a- urinma kuchlanishi ta'sirida siljish deformatsiyasi hosil bo'ladi.

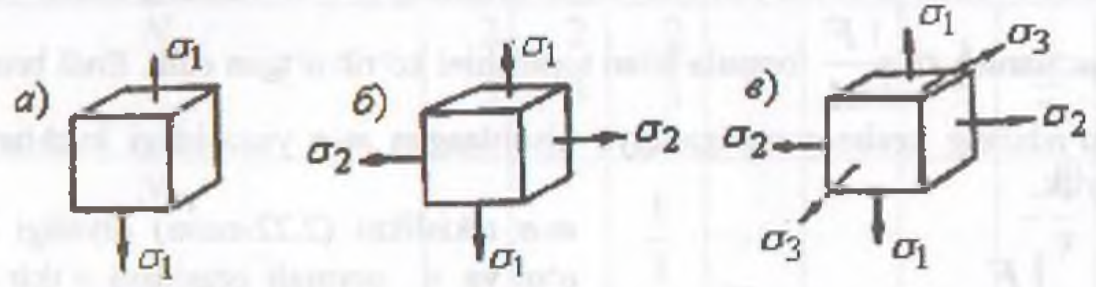
Agar σ_α - cho'zuvchi bo'lsa ishorasi – musbat; τ_α - brusning ajratilgan qismini soat strelkasi yo'nalishi bo'ylab aylantirsa, ishorasi – musbat deb qaraladi. (2.32) va (2.33) tenglamalardan:

$$\alpha = 0 \quad bo'lsa \quad \tau_\alpha = 0 \quad va \quad \sigma_\alpha = \sigma_0$$

$$\alpha = 45^0 da \qquad \tau_\alpha = \frac{\sigma_o}{2} va \qquad \sigma_\alpha = \frac{\sigma_o}{2}$$

kelib chiqadi.

$$\alpha = 90^0 da \qquad \tau_\alpha = 0 \quad va \qquad \sigma_\alpha = 0$$



2.24-rasm.

Demak, 1) brus o'qiga perpendikulyar va parallel kesimlarida $\tau_\alpha = 0$ bo'lar ekan. Shuning uchun bu yuzalar bosh yuzalar deyiladi.

2) brus o'qiga parallel yuzalarida $\sigma = 0;\ \tau = 0$ bo'ladi, ya'ni σ va τ tashqi kuchga bog'liq bo'lmaydi.

Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar bosh kuchlanishlar bo'ladi. Kuchlanganlik holatlarini $\sigma_1; \sigma_2$ va σ_3 - laming qiymati noldan farqli bo'lishiga qarab aniqlanishi mumkin:

1) Agar, bosh kuchlanishlardan bittasi noldan farqli qolgan ikkitasi nolga teng bo'lsa – chiziqli kuchlanganlik holati (2.24–rasm, *a)*.

2) Oddiy cho'zilishda: $\sigma_1 = \sigma_0;\quad \sigma_2 = \sigma_3 = 0$ va siqilishda $\sigma_1 = \sigma_2 = 0;\ \sigma_3 = -\sigma_\alpha$ bo'ladi.

3) Agar, ikkita bosh kuchlanishlar noldan farqli va bittasi nolga teng bo'lsa – tekis kuchlanganlik holati (2.24-rasm, *b*).

4) Agar, uchta bosh kuchlanishlar ham noldan farqli bo'lsa – hajmiy kuchlanganlik holati bo'ladi (2.24-rasm, *v*).

5) $\sigma_1; \sigma_2$ va σ_3 lar bosh kuchlanishlar va $\sigma_1 \succ \sigma_2 \succ \sigma_3$ deb qabul qilamiz.

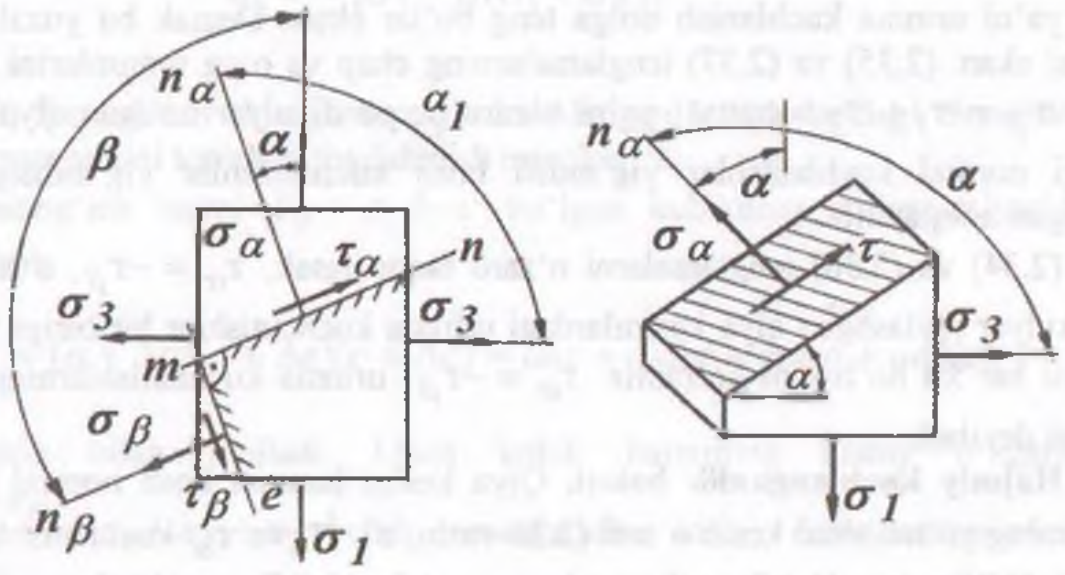
Tekis kuchlanganlik holati. (2.25-rasm) Tekis kuchlanganlik holatida qiya kesimdagi kuchlanish (2.32) va (2.33) formulalarga asoslanib topiladi. Brusning *m-n* qiya kesimidagi normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2\alpha + \sigma_3 \cos^2\alpha_1 = \sigma_1 \cos^2\alpha + \sigma_3 \cos^2(\alpha + 90^0)$$

yoki: $$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha \qquad (2.34)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{z} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2\alpha_1 = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^0) \qquad (2.35)$$

еки $\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha$



2.25-rasm.

Agar, *m-n* qiya kesimga perpendikulyar holatdagi brusning ikkinchi *m-e* qiya kesimini tanlab olsak, bu qiya kesimdagi σ_β va τ_β kuchlanishlari (2.34) va (2.35) formulalar asosida topiladi.

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_3 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2(\alpha + 90^0) + \sigma_3 \sin^2(\alpha + 90^0)$$

yoki $$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha \qquad (2.36)$$

$$\tau_\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2(\alpha + 90^0) \qquad yoki$$

$$\tau_\beta = -\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \qquad (2.37)$$

(2.34); (2.35); 2.36) va (2.37) formulalardan ko'rinib turibdiki, qiya kesimlarining normal va urinma kuchlanishlari α burchakning o'zgarishiga bog'liq ekan. Qiya kesimning og'ish burchagi α=45^0 da urinma kuchlanish maksimal qiymatga erishadi, ya'ni:

$$\tau_\alpha = \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \qquad (2.38)$$

va normal kuchlanish σ_α bosh normal kuchlanishlar yig'indisining yarmiga teng bo'ladi:

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$$

$\alpha = 0$ *ва* $\alpha = 90^\circ$ burchaklarda $\tau_\alpha = 0$ *ва* $\tau_\beta = 0$

ya'ni urinma kuchlanish nolga teng bo'lar ekan. Demak bu yuzalar bosh yuzalar ekan. (2.35) va (2.37) tenglamalarning chap va o'ng tomonlarini qo'shib $\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_1 + \sigma_3 = const$, ya'ni o'zaro perpendikulyar bo'lgan qiya kesimlardagi normal kuchlanishlar yig'indisi bosh kuchlanishlar yig'indisiga teng ekanligini aniqlaymiz.

(2.34) va (2.36) tenglamalarni o'zaro taqqoslasak, $\tau_\alpha = -\tau_\beta$, o'zaro perpendikulyar joylashgan qiya kesimlardagi urinma kuchlanishlar bir-biriga teng va ishorasi har xil bo'lishini ko'ramiz. $\tau_\alpha = -\tau_\beta$- urinma kuchlanishlarning juftlik alomati deyiladi.

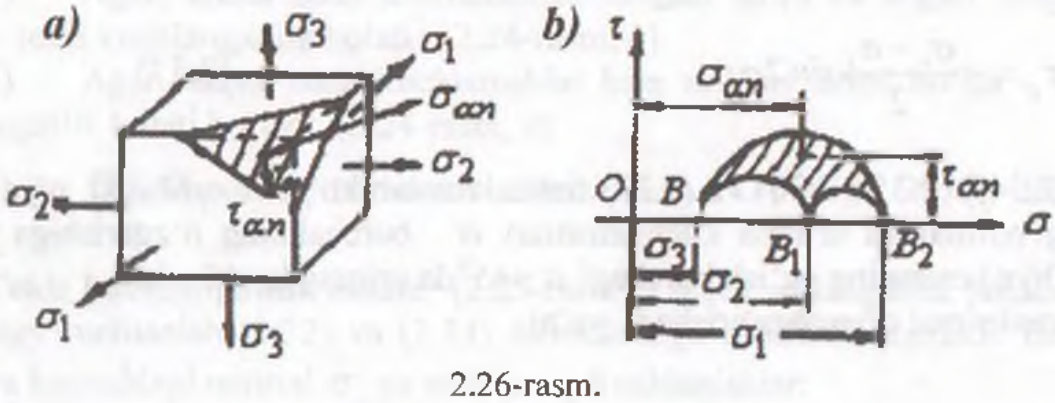
Hajmiy kuchlanganlik holati. Qiya kesim hamma bosh normal kuchlanishlarning yo'nalishini kesib o'tadi (2.26–rasm, *a*). σ_α va τ_α kuchlanishlari Mor doirasi (2.26-rasm, *b*) bilan chegaralangan egri chiziqli murakkab yuzada joylashadi va quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3$$

$$\tau_\alpha = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_\alpha^2}$$

$\alpha_1; \alpha_2; \alpha_3$ - bosh normal kuchlanishlarni qiya kesimning normali bilan hosil qilgan burchagi.

Kubikning birorta bosh normal kuchlanishga parallel qirrasi cho'ziladi, qirralari siqiladi. Natijada, bitta qirraning deformatsiyasi murakkab bo'lib, bir yo'nalishda cho'zilishdan va ikkita yo'nalishda siqilishdan iboratdir.



2.26-rasm.

Hajmiy kuchlanganlik holatida elementning deformatsiyasi Gukning umumlashgan qonuni bo'yicha topiladi:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}[\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \qquad (2.39)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}[\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)]$$

(2.39) formuladan chiziqli va tekis kuchlanganlik holatlaridagi elementlarning deformatsiyasini topishda foydalanish mumkin.

Boshlang'ich hajmi $V_0 = a \cdot b \cdot c$ bo'lgan kubikning deformatsiyasidan keyingi hajmi:

$$V_1 = (a + \Delta a)(в + \Delta в)(c + \Delta c) = aвc + aв\Delta c + вc\Delta a + ac\Delta в$$

formula bilan topiladi. Unda kubik hajmining nisbiy o'zgarishi $\varepsilon_0 = \frac{V_1 - V_0}{V_0} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3$ kubik tomonlarining nisbiy deformatsiyalarining yig'indisiga teng bo'ladi. Guk formulasini hisobga olsak, ε_0 quyidagicha topiladi:

$$\varepsilon_0 = \frac{1 - 2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \qquad (2.40)$$

Kubikning deformatsiyasida hajmi yoki shakli o'zgarishi mumkin.

(2.40) formuladan aniq-ki, bosh normal kuchlanishlar yig'indisi $(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0)$ nolga teng bo'lsa, hajmni nisbiy o'zgarishi ham nolga teng bo'ladi, ya'ni kubikda shakl o'zgarishi yuz beradi. Aynan shu holatni μ=0,5 bo'lganda ham ko'rish mumkin. (2.40) formuladan: $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_{ur}$ deb qabul qilsak; $\varepsilon_0 = \frac{1 - 2\mu}{E} \cdot 3\sigma_{ur}$ hosil bo'ladi.

Bu yerda o'zgarmas son K hajmiy elastiklik moduli $\frac{E}{3(1 - 2\mu)} = K$ (2.41)

Unda Gukning hajmiy qonuni $\varepsilon_0 = \frac{\sigma_{ur}}{K}$ (2.42)

Agar kubikning tomonlariga qiymati o'rtacha bosh kuchlanishlarga teng kuchlanishlar bilan ta'sir qilinsa, kubikda hajm o'zgarishi sodir bo'ladin.

Deformatsiyaning potensial energiyasi. Hajmiy kuchlanganlik holatida deformatsiyaning to'liq potensial energiyasi quyidagicha topiladi:

$$U = \frac{1}{2}(\sigma_1\varepsilon_1 + \sigma_2\varepsilon_2 + \sigma_3\varepsilon_3) \qquad (2.43) \quad \text{yoki}$$

$$U = U_x + U_{sh} = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu \cdot (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)\right]$$

U_x - kubik hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potensial energiyasi bo'lib, quyidagi formula bilan topiladi: $U_x = \frac{3}{2}\sigma_{ur} \cdot \varepsilon_{ur}$; bu yerda: $\varepsilon_{ur} = \frac{\sigma_{ur}}{K}$ hajmiy elastiklik moduli $K = \frac{E}{3(1-2\mu)}$ va $\sigma_{ur} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ larni hisobga olsak, hajm o'zgarishidagi deformatsiyaning potensial energiyasi:

$$U_x = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \qquad (2.44)$$

Shakl o'zgarishidagi deformatsiyaning potensial energiyasi.

$$U_{sh} = \frac{1+\mu}{3E}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_1\sigma_3 - \sigma_2\sigma_3)$$

Mustahkamlik nazariyalari. Turli konstruksiya va mashinalarni hisoblashda yoki loyihalashda, ularning elementlari va detallarida hosil bo'ladigan eng katta kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan oshib ketmasligi ta'minlanishi lozim. Ruxsat etilgan kuchlanishni belgilash uchun materialning tashqi kuch bilan yuklangandan to yemirilish deformatsiyasiga bo'lgan oraliqdagi xossasini o'rganish kerak.

Bir o'qli cho'zilish va siqilish, ya'ni chiziqli kuchlanish holatida o'tkazilgan ko'p tajribalarning uzoq muddat to'plangan natijalari turli materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar haqida yetarli darajada aniqlik bilan fikr yuritish imkonini beradi.

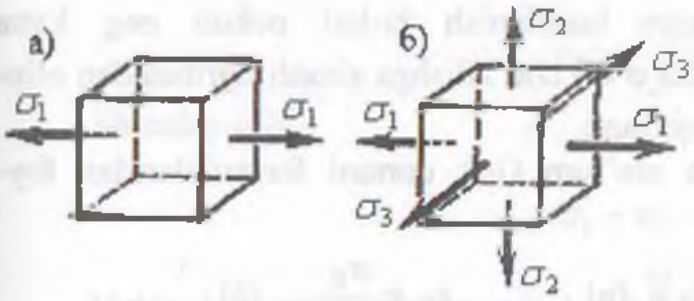
Tekis va hajmiy kuchlanish holatlarida bunday fikr yuritib bo'lmaydi. Bunda deformatsiyaning o'sishi va materialning yemirilishi ikkita yoki uchta bosh kuchlanishlarning ta'sirida ro'y beradi, amalda uchraydigan bosh kuchlanishlar sonining nisbati hamda ishoralari cheklanmagan darajada xilma-xil bo'lishi mumkin. Shuning uchun xavfli holatdagi-chegaraviy kuchlanishlarni aniqlash uchun o'tkaziladigan tajribalarni o'tkazish juda qiyin bo'lib, amalda mumkin ham emas.

Murakkab kuchlanish holatini tajriba yo'li bilan tekshirish uchun mo'ljallangan hozirgi mavjud texnika vositalari bosh kuchlanishlarning ba'zi xususiy nisbatlari uchungina tajriba o'tkazish imkonini beradi.

Yuqoridagilarga asosan oddiy cho'zilish va siqilishda o'tkazilgan tajribalar natijalariga asoslanib, biror material istalgan kuchlanganlik holatining xavflilik darajasini baholash imkonini beradigan hisoblash usulini yaratish zarurligin taqozo qiladi.

Bu masala – mustahkamlik nazariyalari yordamida amalga oshiriladi. Bu nazariyalarning barchasi quyidagi shartga asoslangan: ikkita kuchlanganlik holatiga tegishli bosh kuchlanishlar proporsional ravishda bir xil miqdorda oshirilgan ikkalasi bir vaqtda chegaraviy holatga o'tsa, bunday kuchlanganlik holatlari teng

kuchlanishli va teng xavfli hisoblanadi, ikkala kuchlanganlik holati uchun – mustahkamlikning ehtiyotlik koeffitsienti bir xil. Teng xavfli kuchlanish holatlaridan biri sifatida tajriba yo'li bilan asoslangan chiziqli cho'zilish (2.27-rasm, *a*) boshqasi sifatida xavfli holati aniqlash kerak bo'lgan kuchlanganlik holati (2.27-rasm, *b)* olinadi.



2.27-rasm

Bu ikkala o'rganilayotgan hol uchun materialning yemirilish yoki chegaraviy kuchlanish holatiga o'tish sababi aniq bo'lsa, mumkin bo'ladi. Lekin material yemirilishining haqiqiy sababini aniqlash juda qiyin va u oxirigacha hal qilinmagan masala hisoblandi.

Bu hol yagona mustahkamlik nazariyasini yaratishga imkon bermaydi, natijada har biri o'zining chegaraviy kuchlanganlik holatining paydo bo'lish sababi haqidagi gipotezasiga ega bo'lgan ko'p nazariyalar yuzaga keladi. Bunday gipotezaga asosan zarur hisoblash shartlari va o'rganilayotgan kuchlanganlik holatining bosh kuchlanishlarini chiziqli kuchlanishdagi bosh kuchlanishlar bilan bog'lovchi formulalar tuziladi.

Birinchi, ikkinchi va uchinchi klassik mustahkamlik nazariyalari. Eng qadimgi nazariyalardan bo'lmish birinchi mustahkamlik nazariyasi chegaraviy kuchlanganlik holati paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslanadi.

Qabul qilingan gipotezaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 \prec \sigma_0$$

Bu yerda,

σ_1 – tekshirilayotgan kuchlanganlik holati uchun bosh kuchlanishlardan eng kattasi;

σ_0 – chiziqli cho'zish uchun tajribadan olingan chegaraviy kuchlanish.

Eng katta normal kuchlanish nazariyasining bosh kamchiligi shundan iboratki, unda boshqa ikkita kuchlanishlar σ_2, σ_3 hisobga olinmaydi. Amalda esa bu kuchlanishlar material mustahkamligiga katta ta'sir ko'rsatadi. Masalan, har tomonlama (gidrostatik) siqilishda bo'lgan cement kubik mustahkamlik chegarasidan bir necha marta katta bo'lgan kuchlanishga yemirilmasdan chidash bera oladi. Bu nazariya mo'rt materiallarni cho'zishga sinashda tasdiqlanadi. Mo'rt materialni cho'zganda sezilarli plastik deformatsiya hosil bo'lmasdan bir bo'lagi qolgan bo'lagidan ajraladi.

Hozirgi paytda birinchi nazariyadan foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanganlik holati paydo bo'lishiga eng katta cho'zilish sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslangan.

Bosh deformatsiyalar $\varepsilon_1 \succ \varepsilon_2 \succ \varepsilon_3$ bo'lganida hajmiy kuchlanganlik holati uchun qabul qilingan gipotezaga javob beruvchi umumiy shart quyidagicha yoziladi:

$$\varepsilon_{max} = \varepsilon_1 \prec \varepsilon_0 \qquad (o)$$

Bu yerda, ε_1 – tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun eng katta cho'zilishning hisobiy qiymati; ε_0 – bir o'qli cho'zilishga sinash tajribasidan olingan nisbiy cho'zilishning chegaraviy qiymati.

ε_1 – va ε_0 – larni aniqlashda ma'lum Guk qonuni formulalaridan foydalaniladi:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \ (a) \qquad \varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E} \qquad (b)$$

Bunda shartli ravishda (a) va (b) bog'lanishlar chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lguncha kuchga ega bo'ladi va materialning sezilarli plastik deformatsiyalarsiz mo'rt yemirilshga javob beradi deb hisoblanadi, (a) va (b) ifodalarni (o) shartga qo'yib ifodani hosil qilamiz:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \prec \sigma_0 \qquad (v)$$

(v) tengsizlikning chap qismi musbat bo'lgandagina kuchga ega, bunda u eng katta cho'zilishga mos keladi. Qabul qilingan gipoteza bilan bir xil bo'ladi.

Ikkinchi nazariyaning birinchisidan afzalligi shundaki, unda barcha bosh kuchlanishlar ta'siri hisobga olinadi.

Mo'rt materiallar (beton, tosh) ning bosim beriladigan toreslariga yog' yoki parafin surtib, oddiy siqilishda yemirilishini bu nazariya yordamida tushuntirish mumkin. Materialda siquvchi kuchlarga parallel darzlar paydo bo'ladi va u yemiriladi. Bu namuna o'qiga perpendikulyar yo'nalishda materialning kengayishiga imkon beruvchi chiziqli deformatsiyalarning o'sishi bilan tushuntiriladi.

Birinchi nazariya kabi ikkinchisi ham tajriba natijalari bilan yetarli darajada tasdiqlanmaydi, mo'rt materiallar uchun ko'proq qo'l keladi.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta urinma kuchlanishlar sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslanadi. Shuning uchun u eng katta urinma kuchlanish nazariyasi deb ataladi. Plastik deformatsiyalar jarayonida siljish va unga mos keluvchi urinma kuchlanishlar ham paydo bo'lishi tajriba asosida tasdiqlangan, shuning uchun qabul qilingan gipotezani sezilarli plastik deformatsiyalar bilan bog'lanishi mumkin. Ushbu nazariyaning umumiy sharti quyidagi ko'rinishga ega: $\tau_{max} \prec \tau_0$.

Bu yerda, τ_{max} – tekshirilayotgan kuchlanganlik holati uchun eng katta urinma kuchlanishning chegaraviy qiymati.

Ma'lumki, hajmiy kuchlanishda $\varepsilon_1 \succ \varepsilon_2 \succ \varepsilon_3$ bo'lganda eng katta urinma kuchlanish maksimal va minimal bosh kuchlanishlar farqining yarmisi quyidagicha topiladi:

$$\tau = \max \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \qquad (g)$$

τ_0 – kuchlanish quyidagi tenglikdan topiladi:

$$\tau_0 = \frac{\sigma_0}{2} \qquad (d)$$

Shunday qilib:

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_3 \prec \varepsilon_0 \text{ (e)}$$

Uchinchi nazariyaning asosiy kamchiligi shundan iboratki, hajmiy kuchlanganlik holatida σ_2 bosh kuchlanishning ta'siri hisobga olinmaydi. Eng katta urinma kuchlanish nazariyasi cho'zilishga ham, siqilishga ham bir xil qarshilik ko'rsatadigan plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajriba natijalariga mos keladi. Bu nazariya ularning mustahkamligini baholashda juda keng qo'llaniladi.

Mustahkamlikning energetik nazariyasi. Energetik nazariya quyidagi taxminga asoslanadi: materialning chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'ladigan paytda to'planadigan deformatsiya solishtirma potensial energiyasining miqdori istalgan murakkab kuchlanganlik holatida ham, oddiy cho'zilishda ham bir xildir.

Bu nazariya yaratilishida dast avval chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga to'la solishtirma potensial energiyasining eng katta qiymati sabab bo'ldi degan gipoteza asos qilib olingan : $U \prec U_0$.

Bu yerda, U –to'la solishtirma energiya, u hajmiy kuchlanish holati uchun umumiy holda quyidagi formuladan topiladi:

$$U = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_2^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3)\right] \qquad (j)$$

U_0 –energiyaning chegaraviy qiymati bo'lib, oddiy cho'zilishga o'tkazilgan tajribadan topiladi. Uni topish formulasi (a) dan o'ng tomonini $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ ga tenglab, σ_1 o'rniga cho'zilishdagi chegaraviy kuchlanish qiymatini, ya'ni $\sigma_0$ni qo'yib keltirib chiqariladi.

Shunday qilib, $$U_0 = \frac{\sigma_0^2}{2E} \qquad (z)$$

yoki $$\sqrt{\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3 +)\right]} \prec \sigma_0 \qquad (i)$$

$$\sigma_{his} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^3} \le R$$

Uchinchi nazariya kabi energetik nazariya ham plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajribalarda yaxshi isbotlanadi va amalda keng qo'llaniladi. Yuqorida qayd qilingan nazariyalar materialda plastik deformatsiyalar paydo bo'lish sharoitini belgilovchi kriteriyalarni belgilab beradi.

Nazorat savollari:

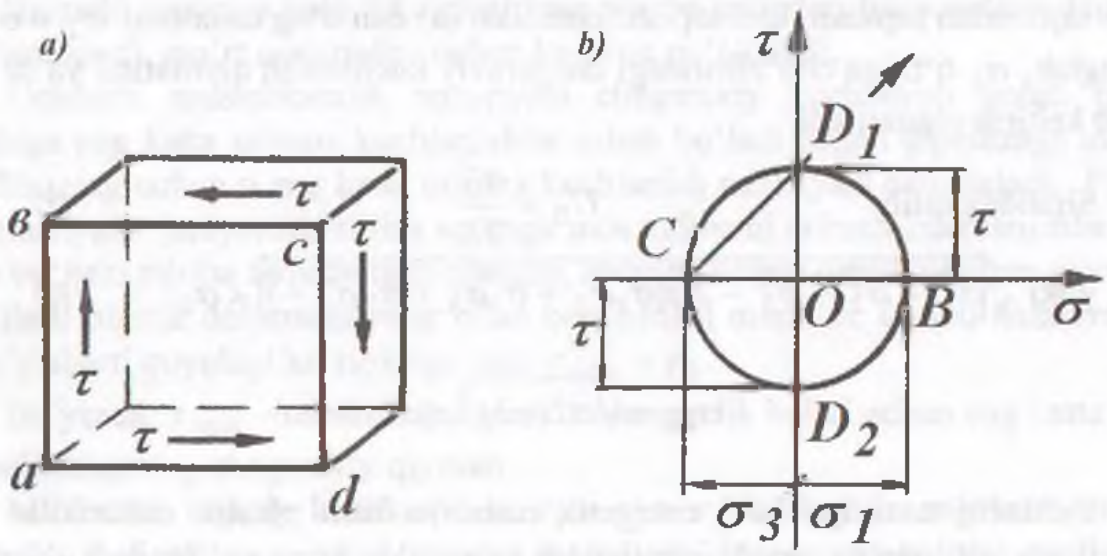
1. Kuchlanganlik holatlarining turlarini ayting?
2. Chiziqli kuchlanganlik holatida normal kuchlanish formulasini yozing?
3. Chiziqli kuchlanganlik holatida urinma kuchlanish formulasini yozing?
4. Urinma kuchlanishlarni juftlik alomati nima?
5. Tekis kuchlanganlik holatida normal kuchlanish formulasini yozing?
6. Tekis kuchlanganlik holatida urinma kuchlanish formulasini yozing?
7. Hajmiy kuchlanganlik holatida Guk qonunini yozing?
8. Qachon kubikni hajm o'zgarishi sodir bo'ladi?
9. Qachon kubikning shakl o'zgarishi sodir bo'ladi?
10. Gukning hajmiy qonunini yozing?
11. Birinchi mustahkamlik nazariyasini ta'riflang?
12. Ikkinchi mustahkamlik nazariyasini ta'riflang?
13. Uchinchi mustahkamlik nazariyasini ta'riflang?
14. To'rtinchi mustahkamlik nazariyasini ta'riflang?

2.4. Siljish

Amaliyotda boltli, parchin mixli, payvandli birikmalar va h.k siljish deformatsiyasiga uchraydi. Oddiy cho'zilish yoki siqilishda bo'lgan sterjenning qiya tekisligida normal va urinma kuchlanishlar hosil bo'lib, bu kuchlanishlar ta'sirida sterjenda uzayish yoki siljish sodir bo'lishini ko'rib chiqgan edik. Siljish deformatsiyasini o'rganish uchun, shunday yuzalarni tanlash kerakki, bu yuzalarda normal kuchlanishlar nolga teng bo'lib faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsin.

Faqat urinma kuchlanishlar ta'sirida bo'lgan elementning kuchlanganlik holatiga – sof siljish deyladi.

Sof siljishga ishlayotgan kubikni qirralari urinma kuchlanishalar ta'sirida shu kuchlanishlar yo'nalishi bo'yicha deformatsiyaga uchraydi.

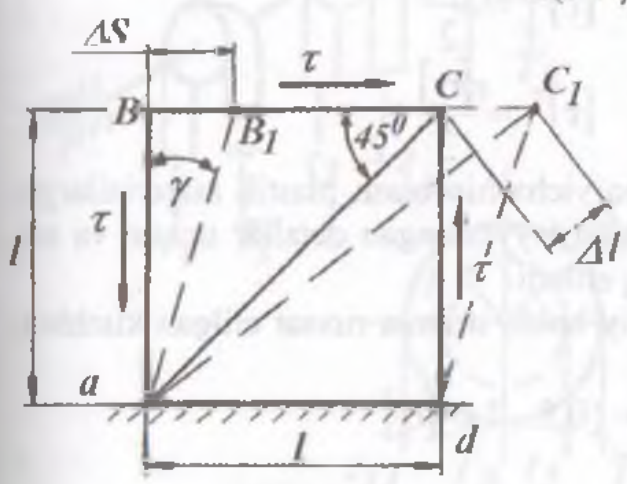


2.28-rasm.

Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya. O‘zaro perpendikulyar ab va bc qirralarga teng va qarama-qarshi tomonlarga yo‘nalgan urinma kuchlanishlar ta’siridagi kubikni o‘rganaylik (2.28-rasm, *a)*. Kubikning $abcd$ fasad yuzasida normal va urinma kuchlanishlar ta’sir qilmasin. Unda $abcd$ yuza bosh yuza bo‘lib, bu yuzadagi bosh normal kuchlanish nolga teng. Demak, kubikning uchta o‘zaro perpendikulyar yuzalaridan ikkitasi kuchlanishlar ta’sirida, bitta fasad yuzasi esa har qanday kuchlanishlar ta’siridan ozod ekan. Shuning uchun kubikning kuchlanganlik holati tekis kuchlanganlik holatiga to‘g‘ri keladi. Kubikning vertikal qirrasiga $\sigma_\alpha = 0$; $\tau_\alpha = \tau$; gorizontal qirrasiga $\sigma_\beta = 0$ va $\sigma_\beta = -\tau$ ta’sir qilayotgan kuchlanishni yordamida Mor doirasidan foydalanib $abcd$ bosh yuzadan boshqa yuzadagi bosh kuchlanishlarni topamiz. $\sigma O\tau$ koordinata sistemasida (2.28-rasm, *b*) $OD_1 = \tau_\alpha = \tau$ kuchlanishni τ o‘qi bo‘ylab yuqoriga va $OD_2 = \tau_\beta = -\tau$ pastga joylashtiramiz. D_1 va D_2 nuqtalar koordinata markazi O nuqtadan bir xil masofada joylashganligi uchun, Mor doirasini radiusi $OD_\alpha = \tau$ ga teng bo‘ladi. Mor doirasi absissa o‘qini $OB = \tau$ va $OC = -\tau$ masofalarda kesib o‘tadi. Shuning uchun $OB = \tau = \sigma_1$ va $OC = -\tau = \sigma_3$; $\sigma_2 = 0$. Bosh normal kuchlanish σ_1- ning yo‘nalishi doirada SD_1 chiziq bilan ko‘rsatilgan. Kubikdan ajratilgan element σ_1 ta’sirida bd diagonal bo‘ylab siqiladi; σ_3 ta’sirida esa ac diagonal bo‘ylab cho‘ziladi. Demak, sof siljish o‘zaro teng cho‘zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlarga ekvivalent ekan. Shuning uchun siljish deformatsiyasida material cho‘zilish va siqilishga ham uchraydi. Siljishda deformatsiyani o‘rganish uchun $abcd$ qirrali kubikning ad qirrasini tayanchga tirab qo‘yamiz (2.29-rasm,). Urinma kuchlanish ta’sirida bc qirra ΔS masofaga siljiydi. ΔS - absolyut siljish. $abcd$ element qiyshiq bo‘ladi ab va cd qirralar γ burchakka og‘adi. γ - burchak nisbiy siljish. Siljishda Guk qonuni:

$$\tau = \gamma \cdot G \qquad (2.45)$$

Bu yerda $$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \qquad (2.46)$$ siljish moduli.

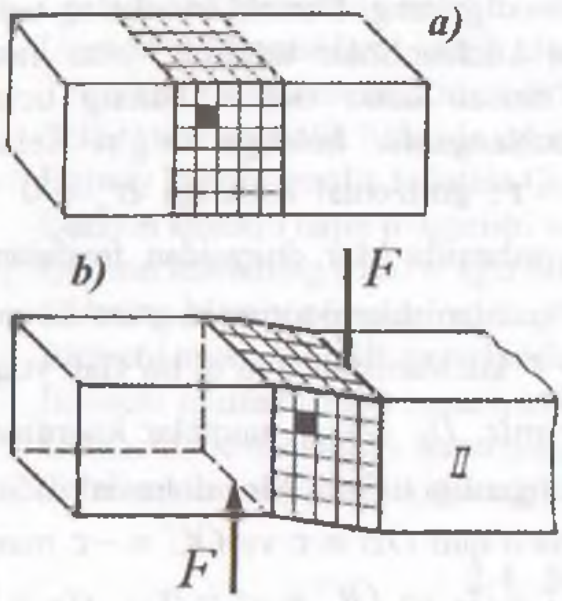


2.29-rasm.

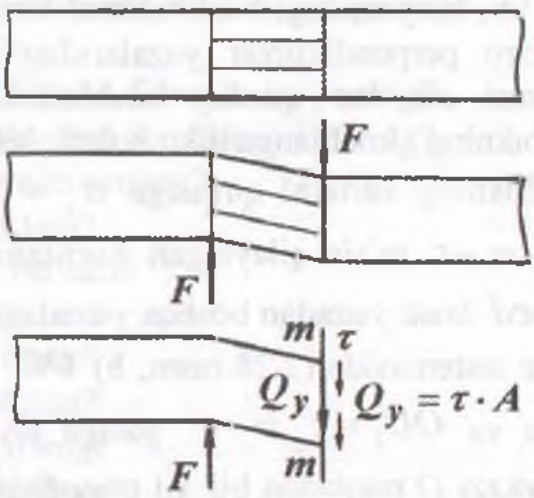
Ko‘ndalang kesim yuzasi A bo‘lgan brus F siljituvchi kuch ta’sirida bo‘lsin. Brusning siljishi (2.30-rasm), chizmada ko‘rsatilgan. Agar, brusni $m - m$ tekislik bilan kesib, bir bo‘lagini tashlab yuborsak, ajratib qoldiril gan qismini muvozanati buziladi. Brusning tashlab yuborilgan qismining ajratib olingan bo‘lagiga ta’sirini τ_{xy} kuch intensivligi bilan belgilaymiz. Bu kuchlarni teng ta’sir qiluvchisini ko‘ndalang kuch Q_y bilan almash-

tirsak, brusni ajratib olingan bo‘lagining muvozanat sharti quyidagicha yoziladi.

$$\sum Y = Q_y - F = 0 \quad \text{yoki} \quad Q_y = \tau_{xy} \cdot A = F$$



2.30-rasm.



$$\tau_{xy} = \frac{F}{A} \qquad (2.47)$$

Siljishda urinma kuchlanish formulasi

Siljishda Guk qonuni elementning o‘lchamlari bilan ifodalanishi mumkin.

$$\Delta S = \frac{Q\ell}{GA} \qquad (2.48)$$

Siljishda mustahkamlik shart. Tajriba sharoitida sof siljishni hosil qilish murakkab bo‘lganligi uchun – ruxsat etilgan kuchlanishni turli mustahkamlik nazariyalari asosida tanlaymiz.

Birinchi mustahkamlik nazariyasi: $[\tau]' = [\sigma]_u$

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasi: $[\tau]'' = \frac{\sigma_u}{1+\mu}$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi: $[\tau]''' = \frac{[\sigma]}{2}$

To‘rtinchi nazariyaga asosan: $[\tau]'''' = \frac{[\sigma]}{3}$

Uchinchi va to‘rtinchi nazariyalar bo‘yicha hisoblash plastik materiallarga: ikkinchi nazariya bo‘yicha mo‘rt materialdan tayyorlangan detallar uchun va siljishga ishlaydigan konstruksiyalarga tadbiq etiladi.

Yuqoridagilarni hisobga olib umumiy holda urinma ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha qabul qilinadi.

Mo‘rt materiallar uchun: $[\tau] = (0{,}8...1{,}0)[\sigma]$

Plastik materiallar uchun: $[\tau] = (0{,}5...0{,}6)[\sigma]$

Nazorat savollari

1. Qanday konstruksiya qismlari siljishga uchraydi?
2. Sof siljish nima?
3. Siljishda Guk qonunini yozing?
4. Siljish moduli qanday kattalik?

2.5. B u r a l i s h

Sterjenning bo'ylama o'qiga pependikulyar tekislikda juft kuch momenti ta'sir qilsa, buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi.

Buralish deformatsiyasi turli val va o'qlarning, fazoviy konstruksiyalarning elementlarini ishlash jarayonida uchraydi. Buralish, asosan burovchi moment ta'sirida kelib chiqadi.

Buralish deformatsiyasining tavsifi ko'p jihatdan, buraladigan konstruksiya kesim yuzasining shakliga bog'liq. Texnikada ko'pincha kesim yuzasi doiraviy yoki halqasimon bo'lgan elementlar uchraydi.

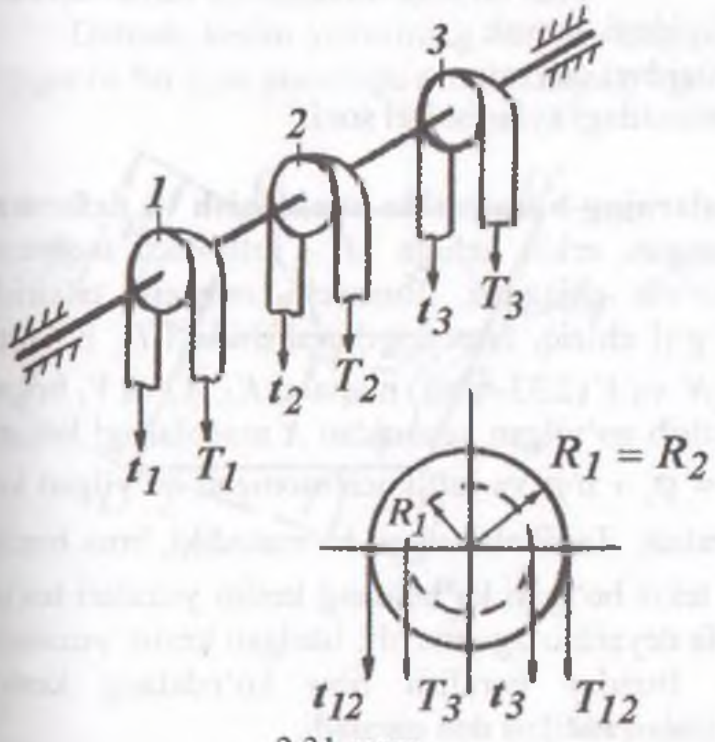
Burovchi moment haqida tushuncha. Remenlar o'rnatilgan shkivlar bilan yuklangan doiraviy kesimli sterjenning muvozanat holatini tekshiramiz (2.31-rasm, *a)*. Shkivlar bilan sterjenning aylanishi natijasida, remenlarda tortishish kuchlari (t_1 va T_1; t_2 va T_2; t_3 va T_3) hosil bo'ladi. Etaklovchi remenning tortishish kuchi T, etaklanuvchi remenni tortishish kuchidan ikki barobar katta bo'ladi, ya'ni $T=2t$.

Tortishish kuchlarining ster jen kesimining markaziga nisbatan momentlari:

$$M_1 = T_1R_1 - t_1R_1 = t_1R_1,$$

$$M_2 = t_2R_2 \text{ va } M_3 = t_3R_3$$

bilan ifodalangan sxema, 2.32-rasmda ko'rsatilgan. R_1 ; R_2 va R_3 - tegishli 1,2 va 3 shkivlarning radiuslari. M_1; M_2 va M_3 sterjenga qo'yilgan tashqi momentlar.



2.31-rasm.

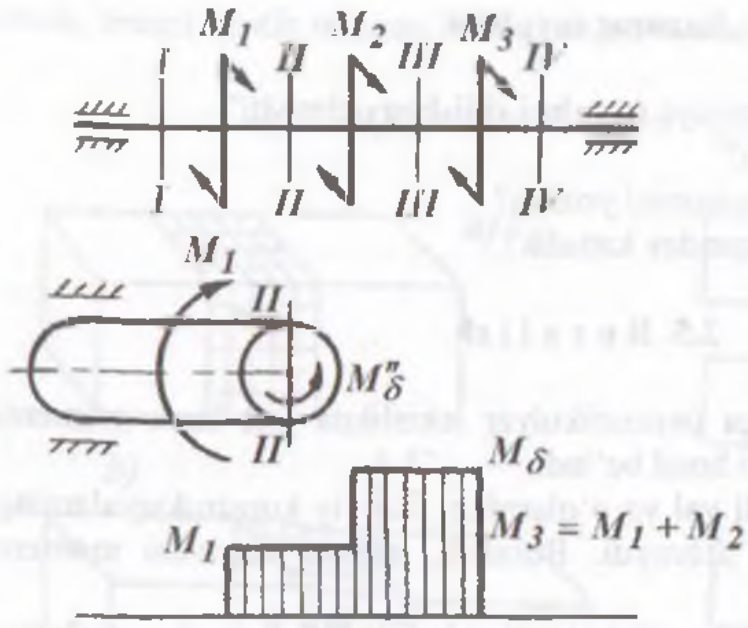
Ixtiyoriy kesimdagi burovchi momentni topish uchun, sterjenni shu kesimdan ikki bo'lakka qirqamiz va har bir bo'lakka $M_x = M_\delta$ burovchi momentlarini qo'yamiz. Masalan: 2.32-rasmda ko'rsatilgan hol uchun (II-II kesim) chap qismning muvozanat tenglamasidan quyidagi ifodani topamiz:

$$\sum M_x = M_1 - M_\delta^{II} = 0$$

yoki $M_\delta^{II} = M_1$

III-III kesimdagi burovchi moment:

$$\sum M_x = M_1 + M_2 - M_\delta^{III} = 0$$



2.32-rasm.

yoki $M_{\delta}^{III} = M_1 + M_2$

IV-IV kesimdagi burovchi moment:

$$M_{\delta}^{IV} = M_1 + M_2 - M_3$$

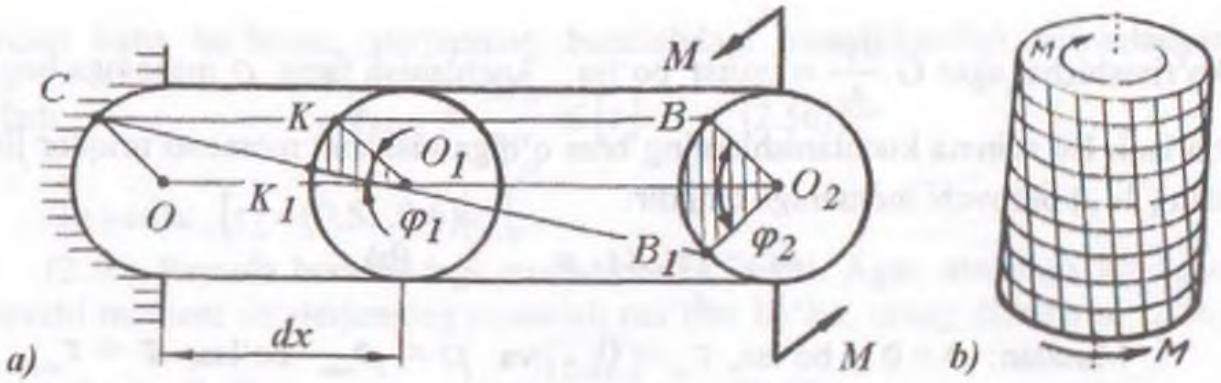
Demak, sterjen kesim yuzasida hosil bo'ladigan burovchi moment M_{δ} kesilgan kesim yuzasiga nisbatan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisiga teng ekan.

Sterjenni ajratib olingan bo'lagidagi tashqi moment kesilgan kesim yuzasining markaziga nisbatan soat strelkasining yo'nalishi bo'yicha harakat qilsa, M_{δ} ishorasi musbat qabul qilinadi. Yuqoridagi hisoblarga ko'ra sterjenning uzunligi bo'ylab burovchi momentning qiymati o'zgarib boradi. M_{δ}–ni bu o'zgarish grafikasi, burovchi moment epyurasi deyiladi. (2.32-rasm). Burovchi momentning musbat ishorali qiymati 0 – 0 chiziqning yuqori tomoniga, manfiylari past tomoniga qo'yiladi. Burovchi momentning valni uzatayotgan quvvati va aylanishlari soni bilan ham ifodalash mumkin.

$$M_{\delta} = 7162 \frac{N}{n} \; Nm \quad \text{yoki} \quad M_{\delta} = 9736 \frac{N_k}{n} \; Nm \qquad (2.49)$$

bu yerda: N – ot kuchi birligidagi quvvat;
N_k – kilovatt birligidagi quvvat;
n – valning bir minutdagi aylanishlari soni.

Doiraviy kesim yuzali bruslarning buralishida kuchlanish va deformatsiya. Bir uchi qistirib mahkamlangan, erkin uchiga M – juft kuch momenti qo'yilgan brusning buralishini ko'rib chiqamiz. Burovchi moment ta'sirida brusning sirtiga o'tkazilgan SV to'g'ri chiziq, brusning buralishida CB_1 holatini egallaydi. SV to'g'ri chiziqdagi K ; N va V (2.33-rasm) nuqtalar K_1, N_1 va V_1 holatlarga o'tadi. Natijada, brusning qistirib qo'yilgan kesimidan X masofadagi kesimi φ_1 burchakka, keyingi kesimi $\varphi_2 = \varphi_1 + d\varphi$ va juft kuch momenti qo'yilgan kesim $\varphi_3 = \varphi_2 + d\varphi$ burchakka buraladi. Tajribalar shuni ko'rsatadiki, brus buralganidan keyin, deformatsiyagacha tekis bo'lgan ko'ndalang kesim yuzalari tekisligicha qoladi, ular orasidagi masofa deyarli o'zgarmaydi; istalgan kesim yuzasida o'tkazilgan radius egrilanmaydi. Bunday buralish brus ko'ndalang kesim yuzalarining bir-biriga nisbatan siljishlari natijasi deb qaraladi.



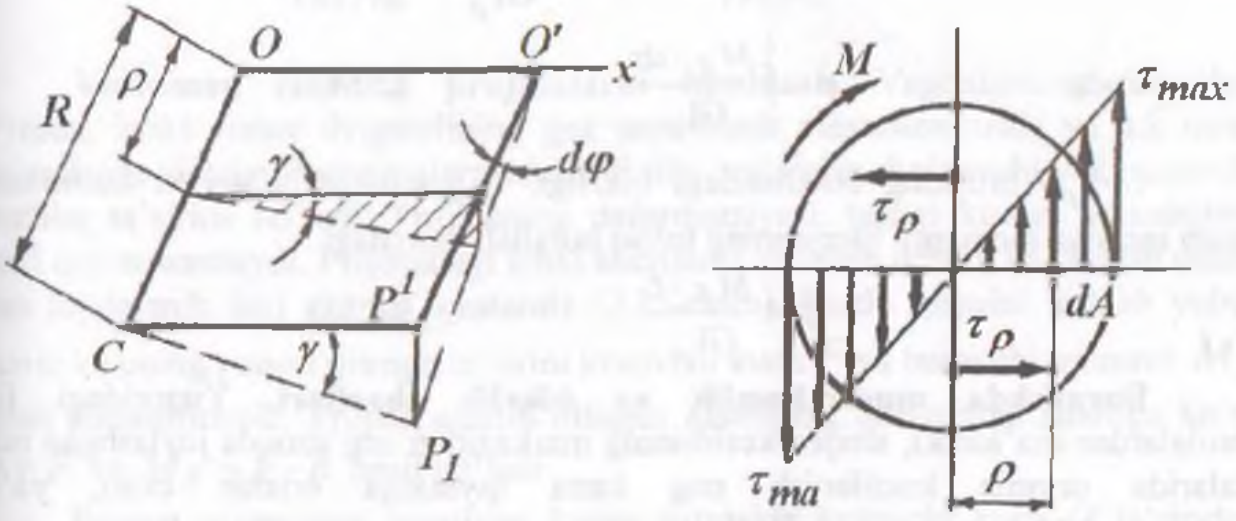
2.33-rasm.

Buning natijasida brus ko'ndalang kesim yuzalarida faqat urinma kuchlanish paydo (2.33-rasm, *b*) bo'ladi. Brusning buralishida bo'ylama tolalar cho'zilmaydi ham, siqilmaydi ham. Shuning uchun brusning ko'ndalang kesimida normal kuchlanishlar paydo bo'lmaydi. Brus ixtiyoriy kesimining markazidan ρ masofada joylashgan nuqtaning urinma kuchlanishi siljishdagi Guk qonuniga asosan topiladi:

$$\tau_\rho = \gamma \cdot G \qquad (2.50)$$

Bu yerda: $\gamma = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dx}$ (2.34–rasm, *a*) brus kesim yuzasining markazidan ixtiyoriy (ρ) masofada yotuvchi tolasi uchun siljish burchagi bo'lib, brus sirtida yotuvchi tolaning siljish burchagi $\gamma = \frac{PP_1}{PO^1} = \frac{Rd\varphi}{dx}$ asosida topiladi. Unda kesim yuzasining ikkita nuqtasi uchun: $\tau_\rho = G\rho\frac{d\varphi}{dx}$ va $\tau_{max} = GR\frac{d\varphi}{dx}$ (2.51) urinma kuchlanish formulalari hosil bo'ladi.

Demak, kesim yuzasining nuqtalaridagi kuchlanishlar, shu nuqtalardan brus o'qigacha bo'lgan masofaga proporsional o'zgarar ekan. Hosil bo'lgan formuladan



2.34-rasm.

ko'rinishicha, agar $G\frac{d\varphi}{dx} = const$ bo'lsa, kuchlanish faqat ρ masofaga bog'liq bo'ladi. Bu urinma kuchlanishlarning brus o'qiga nisbatan momenti miqdor jixatdan (M_δ) burovchi momentga tengdir:

$$M_\delta = \int_A \tau_\rho dA \cdot \rho \qquad \text{(b)}$$

Masalan: $\rho = 0$ bo'lsa, $\tau_\rho = 0$ va $\rho = \rho_{max}$ bo'lsa, $\tau = \tau_{max}$ buladi. (2.51) formuladagi τ_ρ - ning qiymatini (b) formulaga keltirib quysak:

$M_\delta = \int_A G\rho\frac{d\varphi}{dx} dA \cdot \rho = G\frac{d\varphi}{dx}\int_A \rho^2 dA$ hosil bo'ladi.

$I_\rho = \int \rho^2 dA$ - brus kesimning qutb inersiya momentini hisobga olsak: $\frac{d\varphi}{dx} = \frac{M_\delta}{GI_\rho}$ kelib chiqadi va bu ifodani (2.51) formulaga qo'yib, buralishdagi urinma kuchlanishni topamiz: $\tau_\rho = \frac{M_\delta \cdot \rho}{I_\rho}$ (2.52)

Bu yerda: agar $\rho = 0$ bo'lsa $\tau = 0$ va $\rho = R$ bo'lsa (2.35-rasm)

$$\tau = \tau_{max} = \frac{M_\delta \cdot R}{I_\rho} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \qquad (2.53)$$

Urinma kuchlanish sterjen kesimining diametri bo'ylab to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaradi, chunki (2.52) formulada ρ masofa birinchi darajada.

Bu yerda $W_\rho = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$ - sterjen kesimining qutb qarshilik momenti.

Buralish burchagini aniqlashda: $d\varphi = \frac{M_\delta \cdot dx}{GI_\rho}$ tenglamadan foydalanamiz.

Unda $$\varphi = \int_0^\ell \frac{M_\delta \cdot dx}{GI_\rho} \qquad (2.54)$$

$G \cdot I_\rho$ - brusning buralishdagi bikrligi. $I_\rho \approx 0{,}1 \cdot d^4$ - sterjen kesimining qutb inersiya momenti. Sterjenning to'liq buralish burchagi.

$$\varphi = \frac{M_\delta \cdot \ell}{GI_\rho} \qquad (2.55)$$

Buralishda mustahkamlik va bikrlik shartlari. Yuqoridagi formulalardan ma'lumki, sterjen kesimining markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishar ekan, ya'ni: $\tau_{max} = \frac{M_\delta}{W_\rho}$. Agar, τ_{ruxs} shu sterjenning materiali uchun ruxsat etilgan kuchla-

nishdan katta bo'lmasa, sterjenning buralishdagi mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi: $$\tau_{max} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \le [\tau] \qquad (2.56)$$

Bu yerda: $[\tau] = (0{,}5...0{,}6)[\sigma]_r$.

(2.56) formula buralishdagi mustahkamlik sharti. Agar, sterjenga kuyilgan burovchi moment va sterjenning materiali ma'lum bo'lsa, uning diametrini (2.56) formuladan topiladi: $$d \ge \sqrt[3]{\frac{16M_\delta}{\pi[\tau]}} \qquad (2.57)$$

Agar, sterjenning diametri va materiali berilgan bo'lsa, unga qo'yilishi mumkin bo'lgan burovchi moment topiladi: $M_\delta = \frac{\pi \cdot d^3}{16}[\tau]$

Ko'pgina vallar uchun to'liq buralish burchagining qiymatini cheklab qo'yiladi, ya'ni: $$\varphi_{max} = \frac{M_\delta \cdot \ell}{G \cdot I_\rho} \le [\varphi] \qquad (2.58)$$

Bu yerda $[\varphi]$ = 0,15...0,3^0 buralish burchagining ruxsat etilgan qiymati. (2.58) formula buralishdagi bikrlik sharti deyiladi.

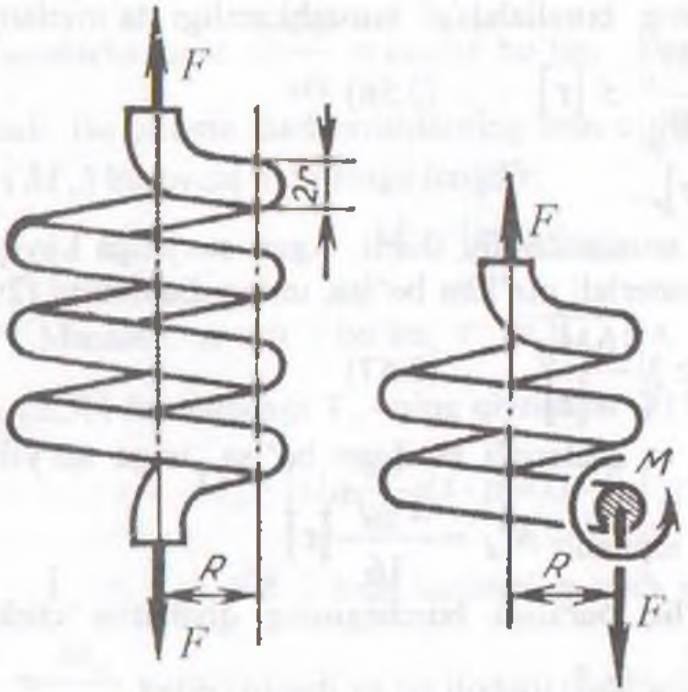
$I_\rho = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0{,}1d^4$ qutb inersiya momentni hisobga olib, bikrlik shartidan sterjenning diametrini topamiz. $$d \ge \sqrt[4]{\frac{32M_\delta \ell}{\pi \cdot G[\varphi]}} \qquad (2.59)$$

Agar, valning diametri d va uning bir minutdagi aylanishlari soni (n), val materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau]$ berilgan bo'lsa uzatilayotgan quvvat – N topilishi mumkin:

$$N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3[\tau]}{155776}\ kVt \quad \text{va} \quad N = \frac{\pi \cdot n \cdot d^3[\tau]}{114592} \quad \text{ot kuchi.}$$

Vintsimon cilindrik prujinalarni hisoblash. Vagonlarning ressorlari o'rnida, ichki yonuv dvigatelining gaz taqsimlash mexanizmlarida va h.k mexanizmlarda vintsimon prujinalar ishlatiladi. Bu prujinalar cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Prujinaning deformatsiyasi, tashqi kuchni yumshatadi yoki muvozanatlaydi. Prujinadagi ichki kuchlarni aniqlash uchun, uni kesish usulidan foydalanib ikki qismga ajratamiz (2.35-rasm). Pastki qismini tashlab yuboramiz va uning yuqori qismga ta'sirini kesuvchi kuch F va burovchi moment M_δ bilan almashtiramiz. Prujina ajratib olingan qismining muvozanat shartiga ko'ra $Q = F$ va $M_\delta = F \cdot R$ hosil bo'ladi.

Prujina o'ramining qirqilgan kesim yuzasida kesuvchi kuch Q ta'siridan qirqilishdagi urinma kuchlanish τ_1 va burovchi moment ta'siridagi τ_2 urinma



a) b)

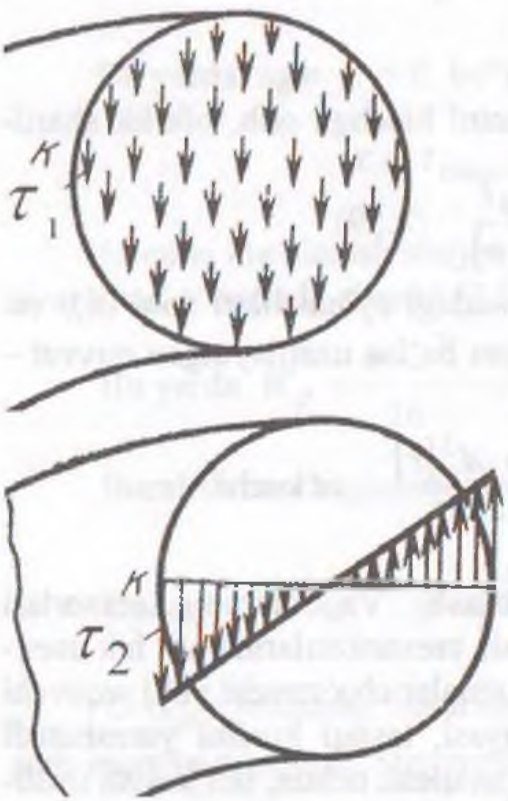
2.35-rasm.

kuchlanishi hosil bo'ladi. Qirqilishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'ramining kesim yuzasida tekis taksimlangan deb qabul qilamiz:

$$\tau_1 = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} \quad (2.60)$$

Buralishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanish prujina o'rami kesimning markazidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi.

$$\tau_2 = \frac{M_\delta}{W_\rho} = \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (2.61)$$



2.36-rasm.

Kesimning V va S nuqtalari xavfli holatda bo'ladi. Chunki bu nuqtalardagi to'liq kuchlanish τ_1 va τ_2 kuchlanishlarning yig'indisiga tengdir, ya'ni:

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot r^2} + \frac{2FR}{\pi \cdot r^3} \quad (2.62)$$

Prujinaning deformatsiyasida o'ramlari buralishga uchraydi deb hisoblab, F kuch ta'siridagi prujinaning cho'zilishini topamiz.

Prujinaning λ miqdorga ko'chishida F kuchning bajargan ishini yozamiz:

$$A_{ish} = \frac{1}{2} F\lambda \quad (2.63)$$

Prujinada buralishdan hosil bo'lgan potensial energiya:

$$U = \frac{M_\delta^2 \ell}{2GI_\rho} \quad (2.64)$$

n - o'ramli prujinani tayyorlashda $\ell = 2\pi Rn$ uzunlikdagi sim ishlatiladi.

(2.63) va (2.64) formulalarni o'zaro tenglab, $I_\rho = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$ prujina o'rami kesimining qutb inersiya momentini hisobga olsak:

$$\lambda = \frac{4FR^3n}{Gr^4} \qquad (2.65)$$

Mustaqil yechish uchun misollar.

Misol-1. Diametri 10 *sm* va uzunligi 6 *m* bo'lgan yaxlit po'lat val 4^0 burchakka buralgan. Eng katta urinma kuchlanish nimaga teng?

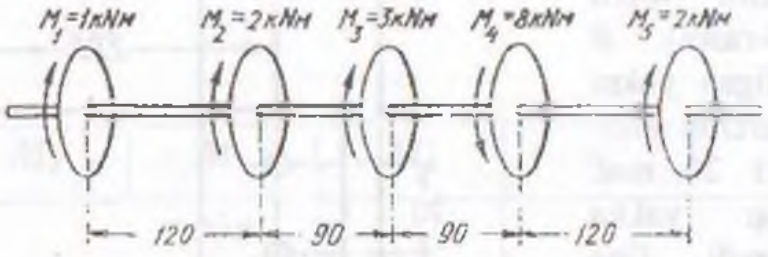
Javob: 46,5 *MPa*

Misol-2. Agar ruxsat etiladigan kuchlanish $[\tau] = 100MPa$ bo'lsa, diametri 20 *mm* bo'lgan dumaloq kesimli po'lat sterjenning yuk ko'taruvchanligini aniqlang. Sterjenning 100 *sm* uzunlikdagi uchastkasining buralish burchagi qiymati nimaga teng?

Javob: 15,7 *kNsm;* 0,125 *rad.*

Misol-3. Po'lat valga beshta shkiv orqali (2.37-rasm) juft kuchlar ta'sir qiladi. Burovchi moment epyurasini quring, $[\tau] = 9000\frac{N}{CM^2}$ bo'lganda val diametrini tanlang va valning o'ngdagi oxirgi kesimining chapdagi kesimiga nisbatan burilish burchagi kattaligini aniqlang.

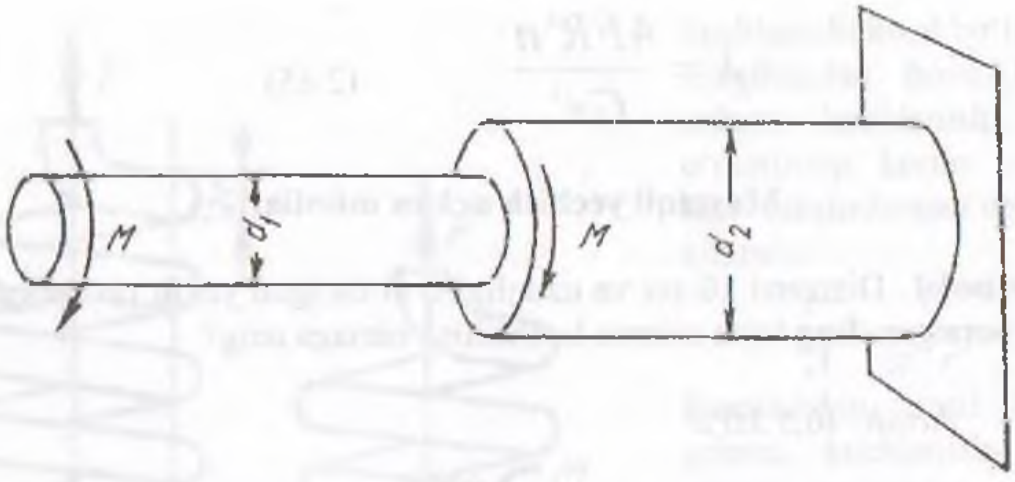
Javob: 7 *sm ;* 0,366 *rad.*



2.37-rasm.

Misol-4. O'ng uchi qisib qo'yilgan doiraviy kesimli sterjenga ikkita bir xil burovchi juft kuchlar *M* qo'yilgan (2.38-rasm). Sterjen chap uchastkasining diametri 40 *mm,* o'ng uchastkasining diametri 60 *mm*, qng uchastkadagi eng katta urinma kuchlanish 8000 $\frac{N}{CM^2}$, sterjenning chap uchastkasidagi eng katta urinma kuchlanish nimaga teng?

Javob: 13500 $\frac{N}{CM^2}$.



2.38-rasm.

Misol-5. Uzunligi 1,8 *m* bo'lgan ichi bo'sh po'lat val uchlariga $M = 6$ *kNm* momentli ikki juft kuchlar yuklangan. Agar buralish burchagi 2^0 dan oshishi mumkin bo'lmasa, urinma kuchlanish 7000 $\frac{N}{см^2}$ bo'lsa, valning tashqi va ichki diametrlarini aniqlang.

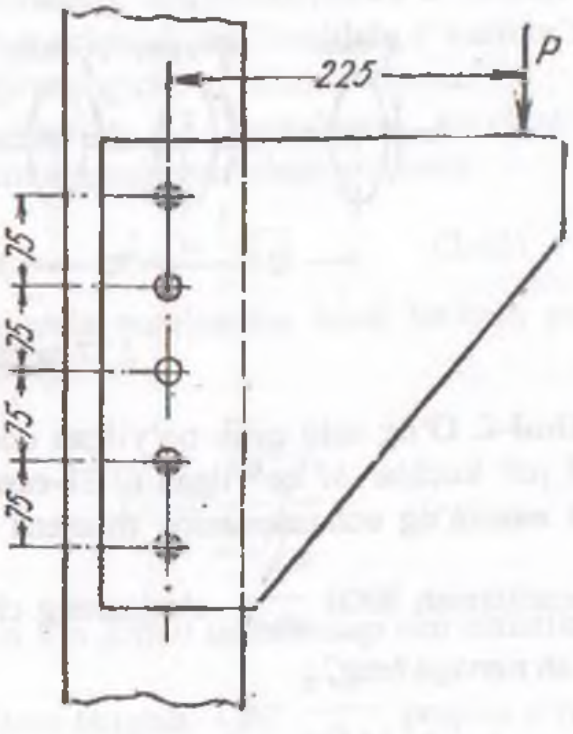
Javob: 90,4 *mm*, 72,4 *mm*

Misol-6. Diametrlari D=32 *mm*; d=4 *mm* bo'lgan prujina F=300 *N* kuch bilan siqiladi. τ_{max} kuchlanish aniqlansin.

Javob: τ_{max}=450 $\frac{N}{мм^2}$

Misol-7. Parchin mixli birikma (2.39-rasm) *R* kuchdan tushadigan yukni qabul qiladi. Parchin mixlarning diametri 20 *mm*. Parchin mixlar yakka qirqishga ishlaydi. Eng ko'p yuk tushadigan parchin mixdagi urinma kuchlanishlar qiymatini aniqlang.

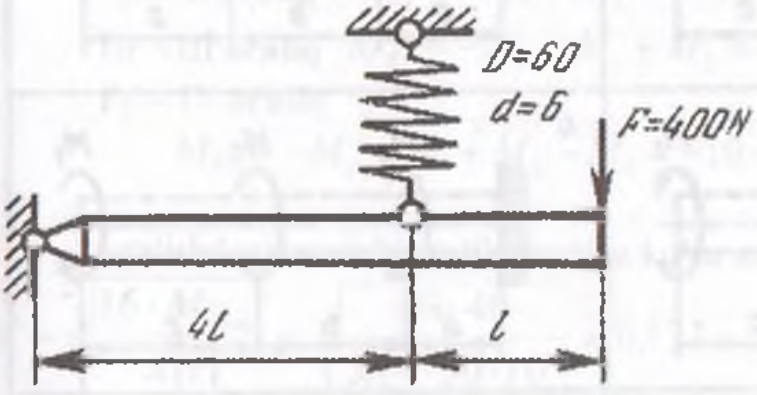
Javob: 7040 $\frac{N}{см^2}$



2.39-rasm.

Misol-8. Diametrlari D=80 *mm*; d=8 *mm* bo'lgan prujina materialining ruxsat etilgan kuchlanishi $[\tau]$=600 $\frac{N}{мм^2}$. Ruxsat etilgan kuchni hisoblang.

Javob: F=1,31 *kN*.



2.40-rasm.

misol-9. $[\tau]$=500 $\frac{N}{мм^2}$ ruxsat etilgan kuchlanishdan foydalanib prujina mustahkamligi tekshirilsin (2.40-rasm).

Javob:

τ_{max}=406 $\frac{N}{мм^2}$.

Misol-10. Po'lotdan tayyorlangan valga noma'lum M_1, M_2 va M_3 momentlar qo'yilgan (2.41-rasm).

1) X momentni qaysi qiymatida valni o'ng kesimini buralish burchagi nolga teng bo'ladi ;

2) X-ni topilgan qiymati uchun burovchi moment epyurasi qurilsin;

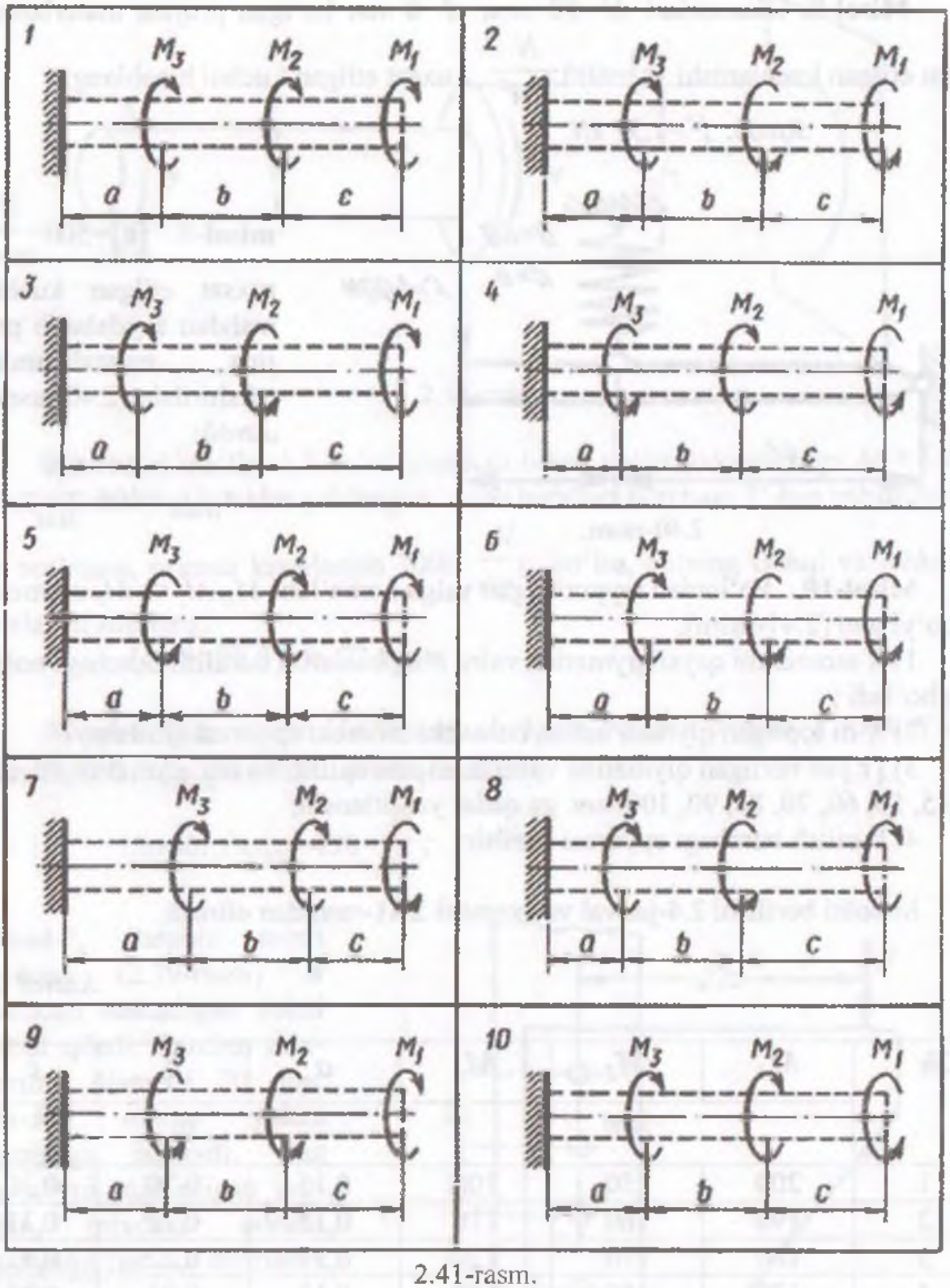
3) $[\tau]$-ni berilgan qiymatida valni diametri topilsin va uni qiymatini 30, 35, 40, 45, 50, 60, 70, 80, 90, 100 *mm*. ga qadar yaxlitlansin;

4) burilish burchagi epyurasi qurilsin.

Misolni berilishi 2.4-jadval va sxemasi 2.41-rasmdan olinadi.

Jadval -2.4

№	M_1	M_2	M_3	a	b	c
	Nm			*m*		
1	200	150	100	0,15	0,20	0,30
2	190	160	110	0,16	0,21	0,31
3	180	170	120	0,17	0,22	0,32
4	170	180	130	0,18	0,23	0,33
5	400	100	200	0,30	0,25	0,30
6	410	110	210	0,31	0,26	0,31
7	420	120	220	0,32	0,27	0,32
8	430	140	230	0,33	0,28	0,33
9	200	100	700	0,15	0,20	0,10



2.41-rasm.

misol-11.

$M_1 = 30кNм;\quad M_2 = 20кNм;\quad M_3 = 30кNм;\quad M_4 = 10кNм;$

momentlar bilan yuklangan doiraviy kesimli sterjenni, $[\tau] = 90мPa$ buralishdagi mustahkamlik sharti asosida, diametrini aniqlang (2.42-rasm).

$a = 1м;\qquad b = 2м;\qquad c = 2м;\qquad G = 8 \cdot 10^7 \frac{кN}{м^2}$

Yechish: 1) Sterjenni tayanch kesimidagi M_s reaktiv momentini topamiz

$$\sum M_c = -M_c + M_1 + M_2 - M_3 - M_4 = 30 + 20 - 30 - 10 = 10\ кNм$$

Sterjenni uzunligi bo'ylab burovchi momentni o'zgarishini topamiz:

I – I **oraliq** $M_{б1} = -M_c = -10 кNм$

II – II **oraliq** $M_{б1} = -M_c + M_1 = -10 + 30 = 20 кNм$

III – III **oraliq** $M_{б3} = -M_c + M_1 + M_2 = -10 + 30 + 20 = 40 кNм$

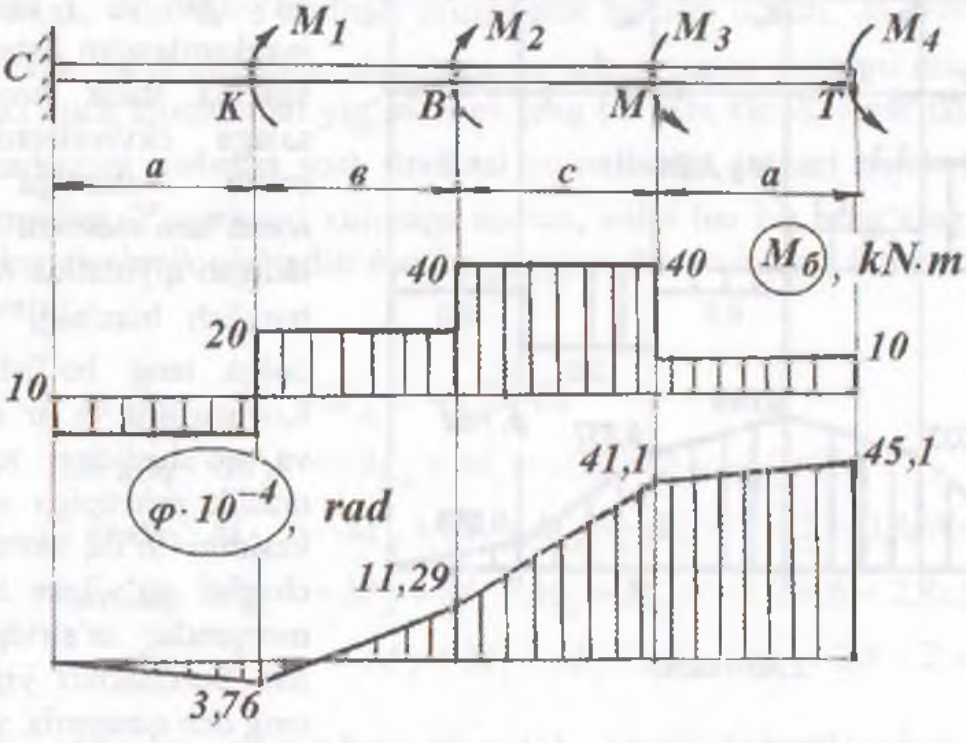
IV – IV **oraliq**

$$M_{б4} = -M_c + M_1 + M_2 - M_3 = -10 + 30 + 20 - 30 = 10 кNм$$

2) - buralishdagi mustahkamlik shartiga ko'ra sterjenni diametrini aniqlaymiz

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{б\,max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 40}{3{,}14 \cdot 90 \cdot 10^3}} = 0{,}131 м;\quad d = 135 мм \text{ qabul qilamiz.}$$

Burovchi moment - $M_б$ epyurasi 2.42-rasmda ko'rsatilgan.



2.42-rasm.

4) Sterjenni buralish burchagini aniqlaymiz $\varphi_c = 0$;

$$\varphi_K = \frac{M_{б1} \cdot a}{GI_p} = -\frac{10 \cdot 1}{8 \cdot 10^7 \cdot 0{,}1d^4} = \frac{-10}{8 \cdot 10^6 \cdot (0{,}135)^4} = -3{,}763 \cdot 10^{-3} rad$$

$$\varphi_B = -3{,}76 \cdot 10^{-3} + \frac{20 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 11{,}29 \cdot 10^{-3} rad$$

$$\varphi_M = 11{,}29 \cdot 10^{-3} + \frac{40 \cdot 2}{2657 \cdot 10^3} = 41{,}16 \cdot 10^{-3}\, rad$$

$$\varphi_T = 41{,}4 \cdot 10^{-3} + \frac{10 \cdot 1}{2657 \cdot 10^3} = 45{,}16 \cdot 10^{-3}\, rad$$

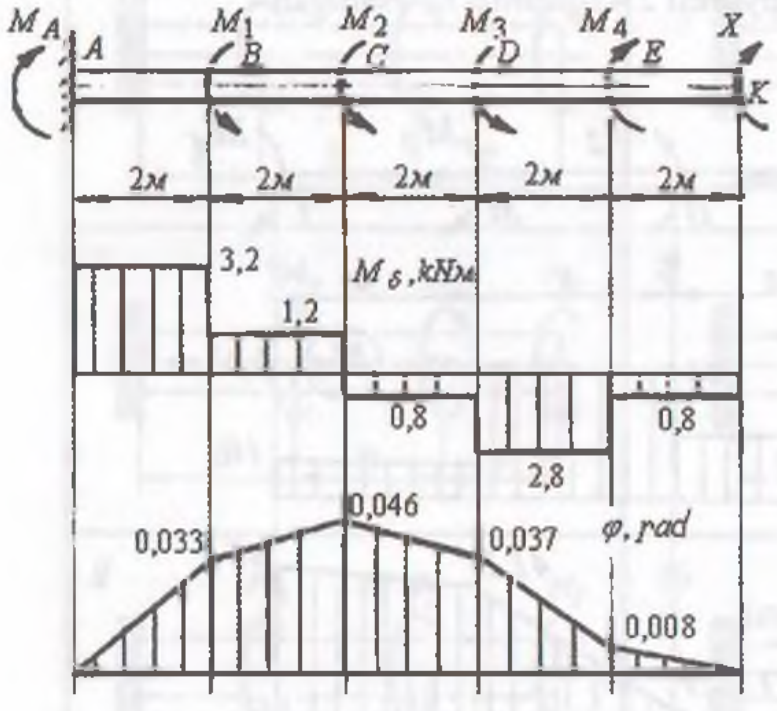
Misol-12. Po'lotdan tayyorlangan val to'rtta moment bilan yuklangan (2.43-rasm).

1) *K* kesimning buralish burchagi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi *X* momentni qiymati topilsin;

2) burovchi moment epyuralari qurilsin va valning mustahkamlik shartiga asosan diametri topilsin;

3) buralish burchagi epyuralari qurilsin.

Berilgan: $M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = M = 2\kappa NM$



2.43-rasm.

Yechish. *K* kesimiga noma'lum *X* momenti qo'yilgan va *A* kesimi bikr mahkamlangan statik aniq sistema statik noaniq masalaga ekvivalentdir. Masalani shartiga ko'ra noma'lum moment *X*-ni topiladigan qiymatida *K* kesimni buralish burchagi $(\varphi_k = 0)$ nolga teng bo'lishi kerak. Kuchlarning ta'sir qilishdagi va qo'shishdagi xalal bermaslik prinsipiga asosan, *K* kesimni to'liq buralish burchagini qo'yilgan har qaysi momentlar ta'siridagi buralish burchaklari yig'indisiga teng deb qaraymiz, ya'ni:

$$\varphi_k = \varphi_{kM_1} + \varphi_{kM_2} + \varphi_{kM_3} + \varphi_{kM_4} + \varphi_{kX} = 0$$

Faqat M_1 momenti ta'sirida *K* kesimni buralish burchagi *AV* oraliqni buralish burchagiga tengdir, ya'ni: $\varphi_{kM_1} = \varphi_{AB} = \frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho}$ va qolgan momentlar ta'siridagi buralish burchaklari:

$$\varphi_{kM_2} = \varphi_{AC} = \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho}; \qquad \varphi_{kM_3} = \varphi_{AD} = \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho};$$

$$\varphi_{kM_4} = \varphi_{AE} = \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho}; \qquad \varphi_{kx} = \varphi_{AK} = -\frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho}$$

buralish burchaklarini (13) tenglamaga keltirib qo'ysak:

$$\frac{M_1 \cdot 2}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_2 \cdot 4}{G \cdot I_\rho} + \frac{M_3 \cdot 6}{G \cdot I_\rho} - \frac{M_4 \cdot 8}{G \cdot I_\rho} - \frac{X \cdot 10}{G \cdot I_\rho} = 0$$

yoki $X = 0{,}8\ kNm$ hosil bo'ladi. Sistemaning muvozanat holati tenglamasidan A kesimdagi reaktiv moment M_A ni topamiz:

$$\sum M_A = -M_1 - M_2 - M_3 + M_4 + x + M_A = 0 \qquad yoki$$

$$M_A = 2 + 2 + 2 - 2 - 0{,}8 = 3{,}2kNm$$

Valni A kesimidan o'ngga qarab uchastkalarga bo'lamiz va oraliq masofalarda burovchi moment qiymatlarini topamiz.

I – I **oraliq** oralig'idagi valga M_A reaktiv va M_{B_1} burovchi momentlari ta'sir qiladi. Demak, valni I – I oraliqda muvozanat bo'lishi uchun, $M_A = M_{B_1}$ shart bajarilishi kerak, ya'ni ajratilgan sistemaga qo'yilgan tashqi moment miqdor jihatdan valni ichki kuch momentlari yig'indisiga teng bo'lishi kerak. Agar tashqi moment kesim markaziga nisbatan soat strelkasi yo'nalishiga teskari harakat qilsa M_{B_1} ishorasi musbat. Yuqoridagi xulosaga asosan, valni har bir orlig'idagi tashqi momentlarning algebraik yig'indisi miqdor jihatdan shu oraliqdagi burovchi momentga tengdir, ya'ni:

I – I **oraliq**: $M_A = M_{B_1} = -3{,}2\kappa NM$

II – II **oraliq**: $M_{B_2} = -M_A + M_1 = -3{,}2 + 2 = -1{,}2\kappa NM$

III – III **oraliq**: $M_{B_3} = -M_A + M_1 + M_2 = -3{,}2 + 2 + 2 = 0{,}8\kappa NM$

IY– IY **oraliq**: $M_{B_4} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 = -3{,}2 + 6 = 2{,}8\kappa NM$

Y – Y **oraliq**: $M_{B_5} = -M_A + M_1 + M_2 + M_3 - M_4 = 2{,}8 - 2 = 0{,}8\kappa NM$

Burovchi momentni eng katta qiymati I – I oraliqda hosil bo'ladi.

Buralishda mustahkamlik sharti $\tau_{max} = \frac{M_{B\max}}{W_\rho} \le [\tau]$ ga asosan

Val diametrini topamiz. $W_\rho = \frac{\pi d^3}{16}$ val kesimining qutb qarshilik momenti. $[\tau] = 60MPa$ - val uchun buralish deformatsiyasidagi urinma kuchlanishni ruxsat etilgan qiymati.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_{B\max}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 3{,}2}{3{,}14 \cdot 60 \cdot 10^3}} = 0{,}065м = 65мм$$

$d = 70мм$ qabul qilamiz.

Valni har bir oralig'idagi buralish burchagini $\varphi = \int_0^{\ell} \frac{M_s dx}{G \cdot I_\rho}$ formula orqali qo'zg'almas tayanchdan boshlab topamiz. Bu yerda G - siljish moduli va I_ρ - val kesimini qutb inersiya momenti:

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0{,}1 \cdot d^4 = 0{,}1(0{,}070)^4 = 24 \cdot 10^{-7} м^4$$

I – I **oraliq**: $0{,}6x_1 \le 2м$

$$\varphi_1 = \frac{M_{B_1} \cdot x_1}{G \cdot I_\rho} = -\frac{3{,}2 \cdot x_1}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} = -\frac{3{,}2 \cdot x_1}{192}$$

agar $x_1 = 0$ bo'lsa $\varphi_1 = \varphi_A = 0$; agar $x_1 = 0$ bo'lsa

$\varphi_1 = \varphi_B = -\frac{3{,}2 \cdot 2}{192} = -0{,}033rad.$ $\varphi_B = -0{,}033 \cdot \frac{180^0}{\pi} = -0{,}033\frac{180^0}{3{,}14} = -2^0 31' S$ – kesimni to'liq buralish burchagi V va S kesimlarni V nuqtaga nisbatan buralish burchaklarini yig'indisiga tengdir:

$$\varphi_2 = \varphi_c = \varphi_{AB} + \varphi_{BC} = -0{,}033 + \frac{M_{B2} \cdot x_2}{G \cdot I_\rho} = -0{,}033 - \frac{1{,}2 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}}$$

$\varphi_c = -0{,}046radian$ *yoki* $\varphi_c = -3^0$

$$\varphi_3 = \varphi_D = \varphi_c + \varphi_{BC} = -0{,}046 + \frac{M_{B_3} \cdot x_3}{G \cdot I_\rho} = -0{,}033 + \frac{0{,}8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}}$$

$\varphi_3 = -0{,}037radian$ *yoki* $\varphi_D = -2^0 13$

$$\varphi_4 = \varphi_E = \varphi_D + \varphi_{DE} = -0{,}037 + \frac{M_{B_4} \cdot x_4}{G \cdot I_\rho} = -0{,}037 + \frac{2{,}8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}}$$

$\varphi_E = -0{,}0083radian;$ $\varphi_E = -0^0 48'$

$$\varphi_5 = \varphi_K = \varphi_E + \varphi_{EK} = -0{,}008 + \frac{M_{B_5} \cdot x_5}{G \cdot I_\rho} = -0{,}0083 + \frac{0{,}8 \cdot 2}{8 \cdot 10^7 \cdot 24 \cdot 10^{-7}} =$$

$$= -0{,}0083 + 0{,}0083 = 0$$

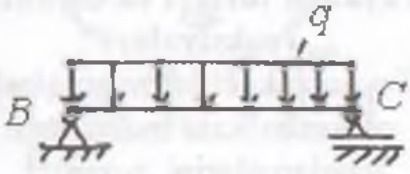
2.8. Egi l i sh

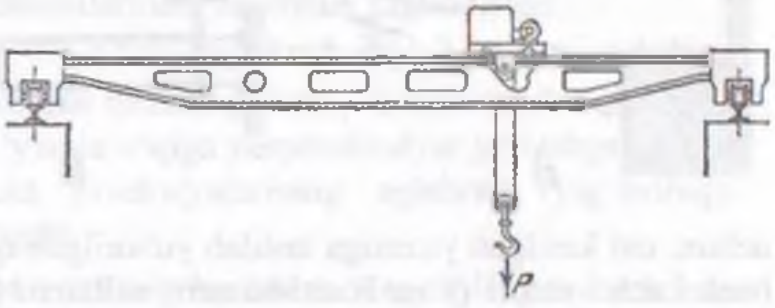
Amaliyotda - ko'priklarning ramalari, imoratlarning ayrim qismlari, vagonning o'qlari va h.k. egilish deformatsiyasiga uchraydi. Ikki tayanchga tayangan va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus – balka deyiladi. Ayrim balkalarning ko'rinishlarini keltiramiz (2.44-rasm):

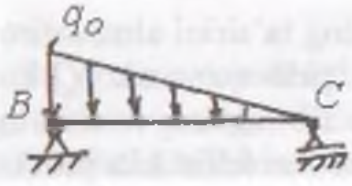
1. Ko‘p qavatli uylarning qavatlari orasidagi ulaydigan balkalar, teng taqsimlangan kuchlar bilan yuklangan;

2. Suv omboridagi platinaning ustuni, taqsimlangan kuch intenstivligi (suvning bosimi) bilan yuklangan. Bu kuchning qiymati O dan q - gacha o‘zgaradi.

3. Ko‘prikning asosiy balkasi, lokomativ g‘ildiraklarining bosimi ta’sirida bo‘ladi.









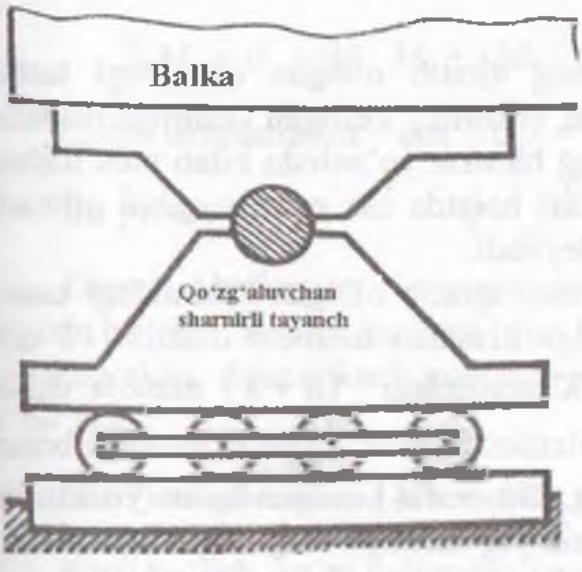
2.44-rasm.

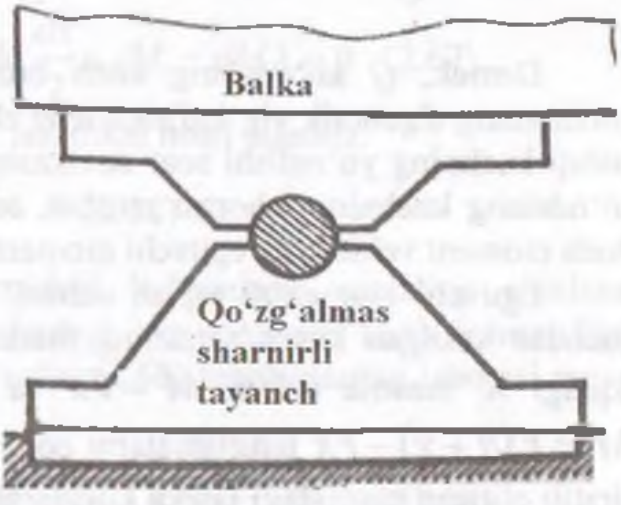
Quyidagi shartlarni bajaraoladigan balkalarning egilishini o‘rganamiz:

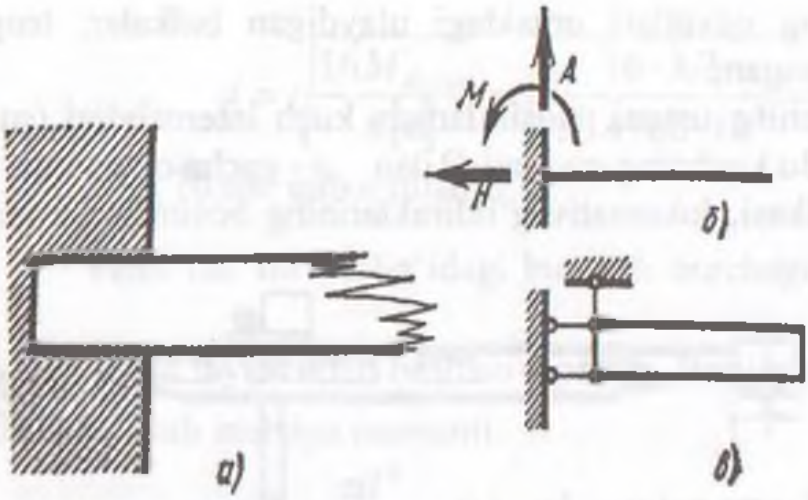
1. Balka kesimining, hech bo‘lmaganda bitta simmetriya o‘qi bor.
2. Barcha tashqi kuchlar balkaning simmetriya o‘qi tekisligida joylashgan.

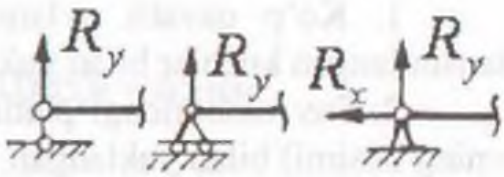
Balkaga ta’sir etuvchi barcha kuchlar, shu jumladan reaksiya kuchlari ham simmetriya o‘qi tekisligida yotganligi uchun, balkaning egilgan o‘qi ham shu tekislikda yotadi. Bunday egilish tekis egilish deyiladi.

Egilishda ichki kuchlarni aniqlash. To‘rtta o‘zaro teng bo‘lgan F kuch ta’sirida muvozanatda bo‘lgan brusni o‘rganamiz (2.45-rasm). Brusning VS oralig‘idan ixtiyoriy tanlangan $m - m$ kesimidagi ichki kuchlarni kesish metodidan foydalanib topamiz. Brusning ajratib olingan kesimi muvozanatini ta’minlash







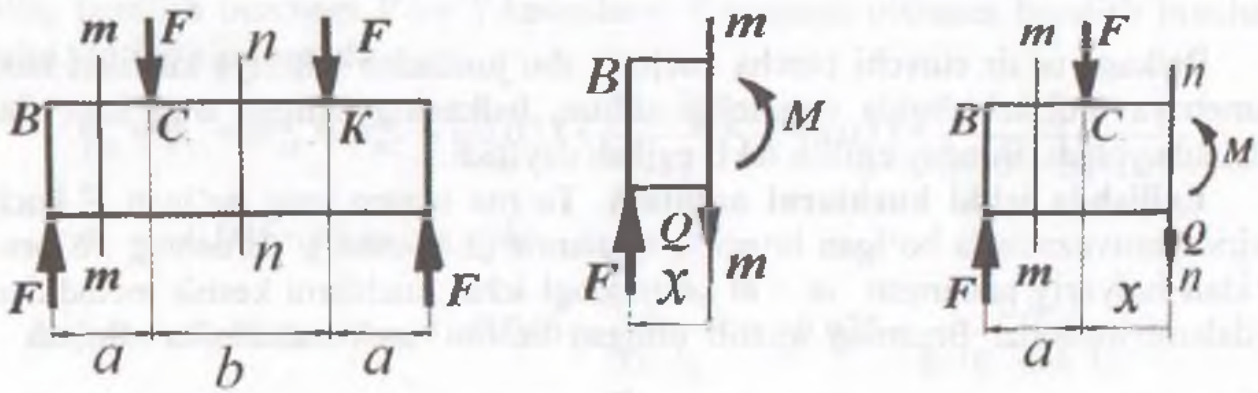


Tayanch turlari va tayanch reaksiyalari

Tayanch kuchlarini aniqlash uchun balkani muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

uchun, uni kesilgan yuzasiga tashlab yuborilgan qismining ta'sirini almashtiruvchi bosh kuch vektori Q va bosh moment vektori M ni keltirib qo'yamiz. Q kuchni ko'ndalang kuch yoki kesuvchi kuch deb qabul qilamiz. Ko'ndalang kuchni topish uchun brusning ajratib olingan qismidagi tashqi kuchni $m-m$ tekislikka proeksiyalaymiz: $F - Q = O$ yoki $Q = F$. Brusni VK oralig'idagi ixtiyoriy tanlangan $n-n$ kesimidagi ko'ndalang kuch Q ni topish uchun, shu oraliqdagi barcha tashqi kuchlarni $n-n$ tekislikka proeksiyalarining algebraik yig'indisini topamiz:

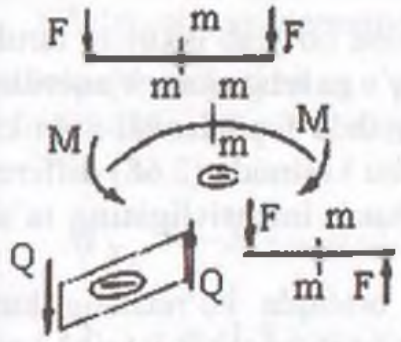
$$F - F - Q = O \quad \text{yoki} \quad Q = O$$



Demak, Q ko'ndalang kuch brusning ajratib olingan qismidagi tashqi kuchlarning algebraik yig'indisiga teng ekan. Brusning kesilgan kesimiga nisbatan tashqi kuchning yo'nalishi soat strelkasining harakat yo'nalishi bilan mos tushsa, ko'ndalang kuchning ishorasi musbat, teskari holatda esa manfiy qabul qilinadi. Bosh moment vektori M, eguvchi moment deyiladi.

Eguvchi momentni topish uchun, brusni ajratib olingan kesimidagi tashqi kuchdan kesilgan kesim yuzaning markaziga nisbatan moment olamiz: VS oraliqdagi x masofa uchun $M = Fx$ va VK oraliqdagi $(a+x)$ masofa uchun $M = F(a+x) - Fx$ tenglamalarni hosil qilamiz. Demak, eguvchi moment brusni ajratib olingan qismidagi tashqi kuchlarning, shu oraliq kesilgan kesim yuzasining markaziga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng. Agar tashqi kuch brusni yuqoriga egiltirsa, eguvchi moment ishorasi musbat, pastga egiltirsa – manfiy qabul qilinadi.(2.46-rasm). Yuqoridagi ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalaridan ko'rinishicha, brusning uzunligi bo'ylab Q va M o'zgarib borar

ekan. Q va M ning brus o'qi bo'ylab o'zgarish grafikasiga ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyurasi deyiladi.

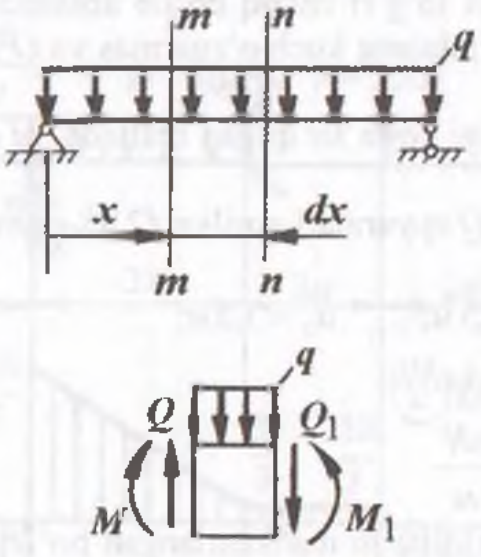


2.46-rasm.

Eguvchi moment (M_x)-balkani tekshirilayotgan qismidagi tashqi kuchlardan shu qismning kesim markaziga nisbatan olingan kuch momentlarining algebraik yig'indisidir.

Ko'ndalang kuch (Q_x)-balkani tekshirilayotgan qismidagi tashqi kuchlarni shu qismning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashgan tekislikka proeksiyalarining aglebraik yig'indisiga tengdir.

***M, Q* va *q* orasidagi differensial bog'lanishlar.** Taqsimlangan kuch intensivligi ta'sirida bo'lgan balkadan ajratilgan elementar uzunlikdagi bo'lakning muvozanat holatini tekshiramiz (2.47-rasm).



2.47-rasm.

Taqsimlangan kuch intensivligi q ta'siridagi elementar dx uzunlikdagi ajratilgan element balkani tashlab yuborilgan qismlari ta'sirini almashtiruvchi ko'ndalang kuchlar Q va $Q_1 = Q + dQ$ va momentlar M_x va $M_1 = M_x + dM_x$ ta'sirida bo'ladi (2.47-rasm). Ajratilgan elementning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum U = O \quad \text{yoki}$$

$$Q - qdx - (Q + dQ) = 0 \quad (2.66)$$

$$\sum M_0 = 0 \quad \text{yoki} \quad M_x + Qdx - qdx\,\frac{dx}{2} - (M_x + dM_x) = 0 \quad (2.67)$$

(2.66) tenglamadan $-qdx - dQ = 0$ tenglikni hosil qilamiz.

Bu yerdan $$q = -\frac{dQ}{dx} \qquad (2.68)$$

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuchning abssissa bo'ylab birinchi tartibli hosilasi shu kesimdagi taqsimlangan kuch intensivligi q-ga teng ekan. Agar q-kuch yuqoriga yo'nalsa (2.68) tenglamaning ishorasi musbat bo'ladi.

(2.67) tenglamadan $Qdx - dM_x = 0$ *ёа* $$Q = \frac{dM_x}{dx} \qquad (2.69)$$

hosil bo'ladi, ya'ni balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch, shu kesimdagi eguvchi momentning abssissa bo'yicha birinchi tartibli hosilasiga teng ekan. (2.68) va (2.69) tenglamalar asosida:

$$\frac{d^2M_x}{dx^2} = \frac{dQ}{dx} = -q \qquad (2.70)$$

tenglik hosil bo‘ladi, ya’ni eguvchi momentning abssissa bo‘ylab ikkinchi tartibli hosilasi shu kesimdagi taqsimlangan kuch intensivligi q - ga teng ekan. Yuqoridagi differensial bog‘lanishlardan M va Q epyuralarini qurishda foydalanish mumkin. Masalan: balkaning biror kesimida $Q = const$ bo‘lsa, shu kesimida (2.68) differensial bog‘lanishga asosan, $q = 0$ ya’ni taqsimlangan kuch intensivligining ta’siri nolga teng yoki q kuch ta’sir qilmas ekan.

Taqsimlangan kuch intensivligi ta’sir qilgan oraliqda ko‘ndalang kuch to‘g‘ri chiziqli qonuniyat bilan o‘zgaradi. Q ning epyurasi abssissa o‘qini kesib o‘tadi, ya’ni abssissaga og‘ishgan burchak bilan joylashadi.

(2.69) differensial bog‘lanishga asosan, agar balkani biror kesimida eguvchi moment o‘zgarmas bo‘lsa, ya’ni $M = const$, shu kesimdagi ko‘ndalang kuch nolga teng bo‘lar ekan. Eguvchi moment balka uzunligining biror qismida to‘g‘ri chiziqli qonuniyat bilan o‘zgarsa, ya’ni M grafikasi to‘g‘ri chiziq bo‘lib abssissaga biror burchak bilan joylashsa, shu kesimdagi ko‘ndalang kuch o‘zgarmas va Q ni epyurasi abssissaga parallel chiziq bo‘lar ekan.

Balkani taqsimlangan kuch intensivligi - q ta’sir qilgan oraliqda, M epyurasi egri chiziq bilan chegaralanadi.

Misol-1. Berilgan balka uchun M va Q epyuralari qurilsin (2.48-rasm).

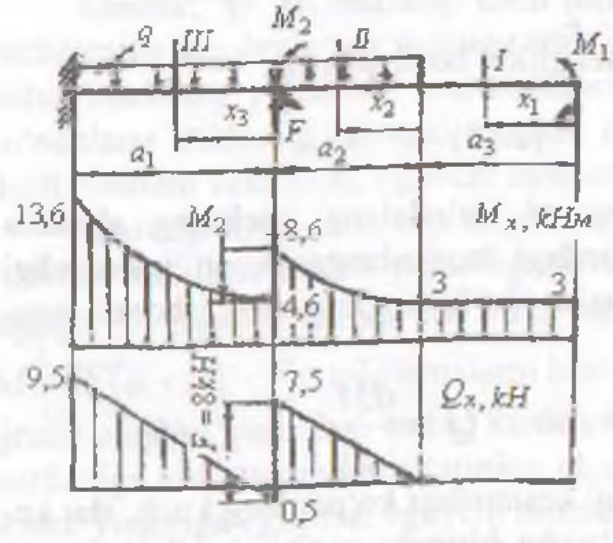
Berilgan:

$$a_1 = 2{,}0м; \quad a_2 = 1{,}5м; \quad a_3 = 1{,}5м;$$

$$M_1 = 3кNм; \quad M_2 = 4кNм;$$

$$P = 8кN; \quad q = 5\frac{кN}{м}$$

Berilgan sxemadagi balkani bir uchi qistirib mahkamlangan bo‘lib, konsol deyiladi. Konsol balkada reaksiya kuchlari topilmasa xam bo‘ladi. Tashqi kuchlarni joylashish sxemasiga asosan balkani uchta uchastkaga bo‘lamiz. Eguvchi moment va ko‘ndalang kuch tenglamalarini tuzamiz.



2.48-rasm.

I-I oraliq $0 \le x_1 \le 1{,}5м$

$M_{x_1} = -M_1 \quad va \quad Q_{x_1} = 0$

II-II oraliq $M_{x_2} = -M_1 - q\frac{x_2^2}{2}$

$Q_{x_2} = qx_2 \quad x_2 = 0$ bo‘lsa

$M_{x_2} = -M_1 = -3кNм$

$Q_{x_2} = 0$

$x_2 = 1{,}5м$ bo‘lsa

$M_{x_2} = -8{,}6кNм;$

$Q_{x_2} = 5 \cdot 1{,}5 = 7{,}5\,кN$

Abssissaning $x_2 = 0$ va $x_2 = 1{,}5\ m$ qiymatlari oralig'ida ko'ndalang kuch Q_{x_2} to'g'ri chiziq qonuniyati, eguvchi moment M_{x_2} manfiy ishorali bo'lib parabola qonuniyati bilan o'zgaradi.

III-III oraliq $0 \le x_3 \le 2м$

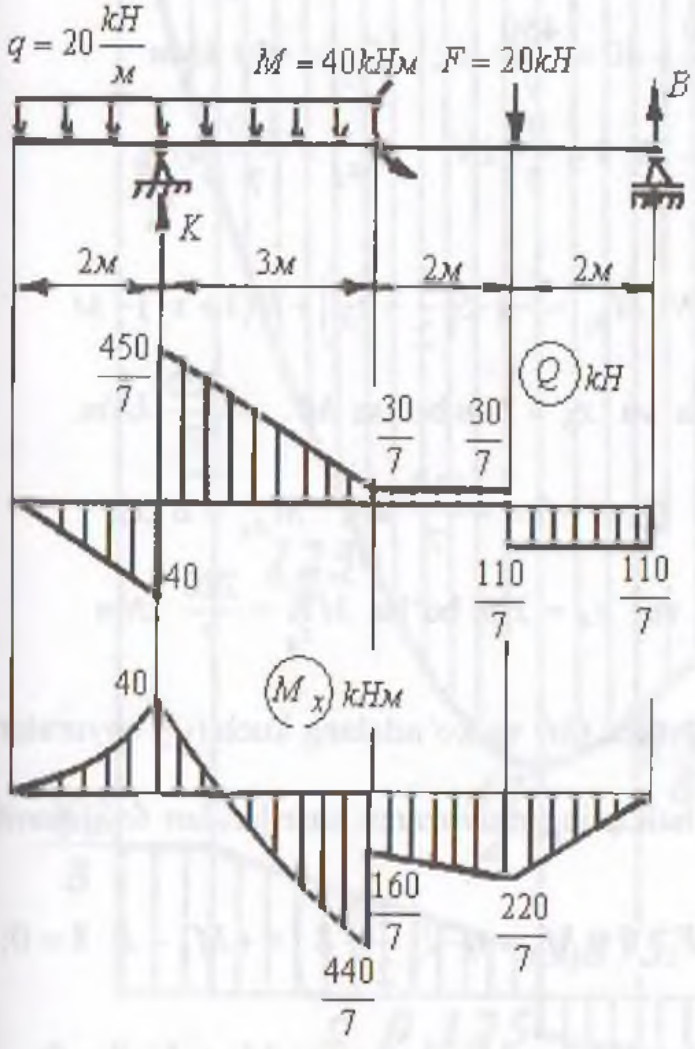
$$M_{x_2} = -M_1 - q \cdot 1{,}5\left(\frac{1{,}5}{2} + x_3\right) - q\frac{x_3^2}{2} + M_2 + Px_3$$

$$Q_{x_3} = q \cdot 1{,}5 + q \cdot x_3 - P$$

$x_3 = 0;\ M_{x_3} = -4{,}6кNм \quad Q_{x_3} = 5 \cdot 1{,}5 - 8 = -0{,}5кN$

$x_3 = 1м$ bo'lsa $M_{x_3} = -6{,}6кNм;$ $Q_{x_3} = 4{,}5кN$

$x_3 = 2м$ bo'lsa $Q_{x_3} = 9{,}5кN$ $M_{x_3} = -13{,}6кNм;$



2.49-rasm.

M_x epyurasini balkaning cho'zilgan tolalari tomonida chizamiz. Moment M_2 joylashgan kesimda M_x epyurasida sakrash bo'ladi. Q_x epyurasida ham F kuch joylashgan kesimda qiymati $8\ kN$ ga teng bo'lgan sakrash bor. Demak, agar balkaga juft kuch M yoki to'planma kuch F qo'yilsa M_x va Q_x epyuralarida shu kuch qiymatiga teng sakrash bo'lishi kerak ekan. Eng katta eguvchi moment tayanch nuqtasida hosil bo'ladi. Demak, balkani shu kesimi xavfli holatda hisoblanadi:

$$M_x = M_{x\max} = 13{,}6kNm$$

Misol-2. Ikki tayanchli balka (2.49-rasm) reaksiya kuchlarini aniqlaymiz.

$$\sum M_k = M - 5F + 7B - q\frac{(3)^2}{2} + q\frac{(2)^2}{2} = 0 \text{ tenglamadan } B = \frac{110}{7}\ kN$$

$$\sum M_B = M - 7K + q \cdot 5\left(\frac{5}{2} + 4\right) + 2F = 0 \text{ tenglamadan } K = \frac{730}{7}\ kN$$

Tekshirish:

$$\sum y = B + K - 5q - F = 0; \quad \frac{110}{7} + \frac{730}{7} - 5 \cdot 20 - 20 = 0; \quad 840 - 840 = 0$$

Balkani oraliqlarga ajratib, har bir oraliq uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz va epyuralarini quramiz:

I-I oraliq. $0 \le x_1 \le 2\ m \quad Q_1 = -qx_1$ va $M_{x_1} = -q\frac{x_1^2}{2}$

$x_1 = 0$ bo'lsa $Q_1 = 0$; $M_{x_1} = 0$

$x_1 = 2\ m$ bo'lsa $Q_1 = -40\ kN$; $M_{x_1} = -40\ kNm.$

II-II oraliq. $2 \le x_2 \le 5\ m \quad Q_2 = K - qx_2$ va $M_{x_2} = -q\frac{x_2^2}{2} + K(x_2 - 2)$

$x_2 = 2\ m$ bo'lsa $Q_2 = \frac{730}{7} - 40 = \frac{450}{7}\ kN$; $M_{x_2} = -40\ kNm$

$x_2 = 5\ m$ bo'lsa $Q_2 = \frac{730}{7} - 20 \cdot 5 = \frac{30}{7}\ kN$; $M_{x_2} = \frac{440}{7}\ kNm.$

III-III oraliq. $0 \le x_3 \le 2\ m$

$$Q_3 = K - 5q = \frac{730}{7} - 100 = \frac{30}{7}\ kN; \quad M_{x_3} = -q \cdot 5\left(\frac{5}{2} + x_3\right) + K(3 + x_3) - M$$

$x_3 = 0$ bo'lsa $M_{x_3} = \frac{160}{7}\ kNm$ va $x_3 = 2\ m$ bo'lsa $M_{x_3} = \frac{220}{7}\ kNm.$

IV-IV oraliq. $0 \le x_4 \le 2\ m \quad Q_4 = -B = -\frac{110}{7}\ kN$; $M_{x_4} = B \cdot x_4$

$x_4 = 0$ bo'lsa $M_{x_4} = 0\ kNm$ va $x_4 = 2\ m$ bo'lsa $M_{x_4} = \frac{220}{7}\ kNm$

Misol-3. Balkaning eguvchi moment (M) va ko'ndalang kuch (Q) epyuralari qurilsin (2.50-rasm).

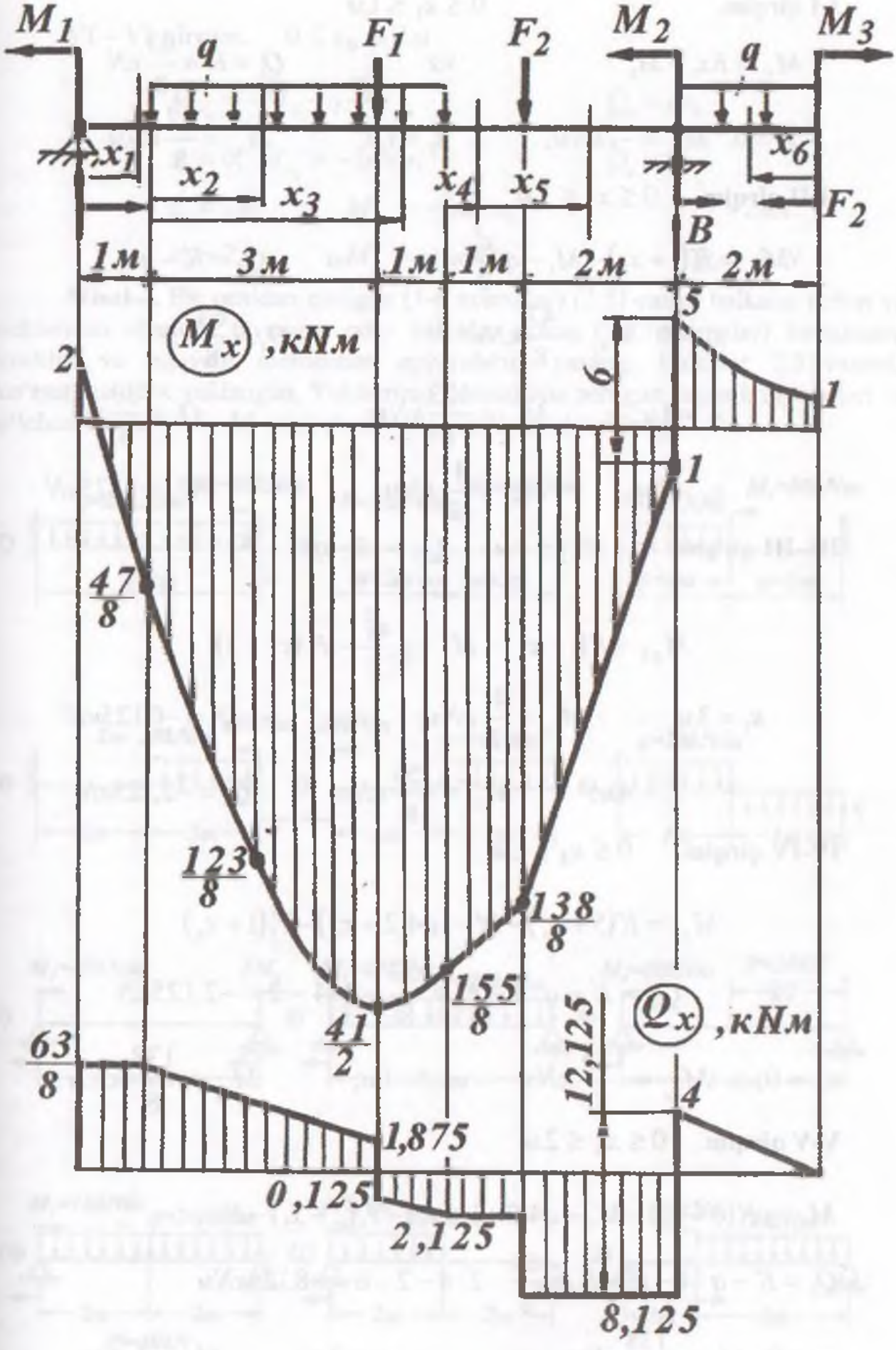
Yechish. Reaksiya kuchlarini balkaning muvozanat shartlaridan foydalanib topamiz:

$$\sum M_A = -M_1 + 4q\left(\frac{4}{2} + 1\right) + F_1 4 + F_2 \cdot 6 - M_2 + q \cdot 2\left(\frac{2}{2} + 8\right) + + M_3 - B \cdot 8 = 0;$$

$$\sum M_B = -M_1 - q4\left(\frac{4}{2} + 3\right) - F_1 4 + F_2 \cdot 2 - M_2 + q2 \cdot \frac{2}{2} + M_3 + K \cdot 8 = 0;$$

$$B = 12{,}125\kappa N \text{ va } K = \frac{63}{8}\kappa N$$

Balkani oraliq qirqimlarga bo'lib eguvchi moment M va ko'nadalang kuch tenglamalarini tuzamiz (2.50-rasm).


M1
q
F1
F2
M2
M3
q
x1
x2
x3
x4
x5
x6
B
F2
1м
3м
1м
1м
2м
2м
Mx ,кNм
2
5
6
1
1
47/8
123/8
138/8
155/8
41/2
63/8
Qx ,кNм
12,125
4
1,875
0,125
2,125
8,125

2.50-rasm.

I-I qirqim. $0 \le x_1 \le 1м$

$$M_{x_1} = Kx_1 - M_1 \qquad va \qquad Q_1 = K = \frac{63}{8}кN$$

$$x_1 = 0,\ M_{x_1} = -2кNм, \qquad x_1 = 1м, \qquad M_{x_1} = \frac{47}{8}кNм$$

II-II qirqim. $0 \le x_2 \le 3м$

$$M_{x_2} = K(1 + x_2) - M_1 - q\frac{x_2^2}{2} \qquad va \qquad Q_2 = K - qx_2$$

$$x_2 = 0 \quad M_{x_2} = \frac{47}{8}кNм \qquad Q_2 = \frac{63}{8}кN$$

$$x_2 = 1м; \qquad M_{x_2} = \frac{123}{8}кNм; \qquad Q_2 = \frac{39}{8}кN$$

$$x_2 = 3м; \qquad M_{x_2} = \frac{41}{2}кNм; \qquad Q_2 = 1{,}875кN$$

III–III qirqim. $3 \le x_3 \le 4м \qquad Q_3 = A - qx_3 - F_1$

$$M_{x3} = K(1 + x_3) - M_1 - q\frac{x_3^2}{2} - F_1(x_3 - 3)$$

$$x_3 = 3м; \qquad M_{x_3} = \frac{41}{2}кNм; \qquad Q_3 = -0{,}125кN$$

$$x_3 = 4м; \qquad M_{x_3} = \frac{155}{8}кNм; \qquad Q_3 = -2{,}125кN$$

IV-IV qirqim. $0 \le x_4 \le 1м$

$$M_{x_4} = K(5 + x_4) - M_1 - q4(2 + x_4) - F_1(1 + x_4)$$

$$Q_4 = K - q \cdot 4 - F_1 = \frac{63}{8} - 2 \cdot 4 - 2 = -2{,}125кN$$

$$x_4 = 0; \qquad M_{x_4} = \frac{155}{8}кNм \qquad x_4 = 1м; \qquad M_{x_4} = \frac{138}{8}кNм$$

V-V qirqim. $0 \le x_5 \le 2м$

$$M_{x_5} = K(6 + x_5) - M_1 - q4(2 + 1 + x_5) - F_1(2 + x_5) - F_2x_5$$

$$Q_5 = K - q \cdot 4 - F_1 - F_2 = \frac{63}{8} - 2 \cdot 4 - 2 - 6 = -8{,}125кNм$$

$$x_5 = 0; \ M_{x_5} = \frac{138}{8}кNм \qquad x_5 = 2м; \qquad M_{x_5} = 1кNм$$

VI – VI qirqim. $0 \le x_6 \le 2м$

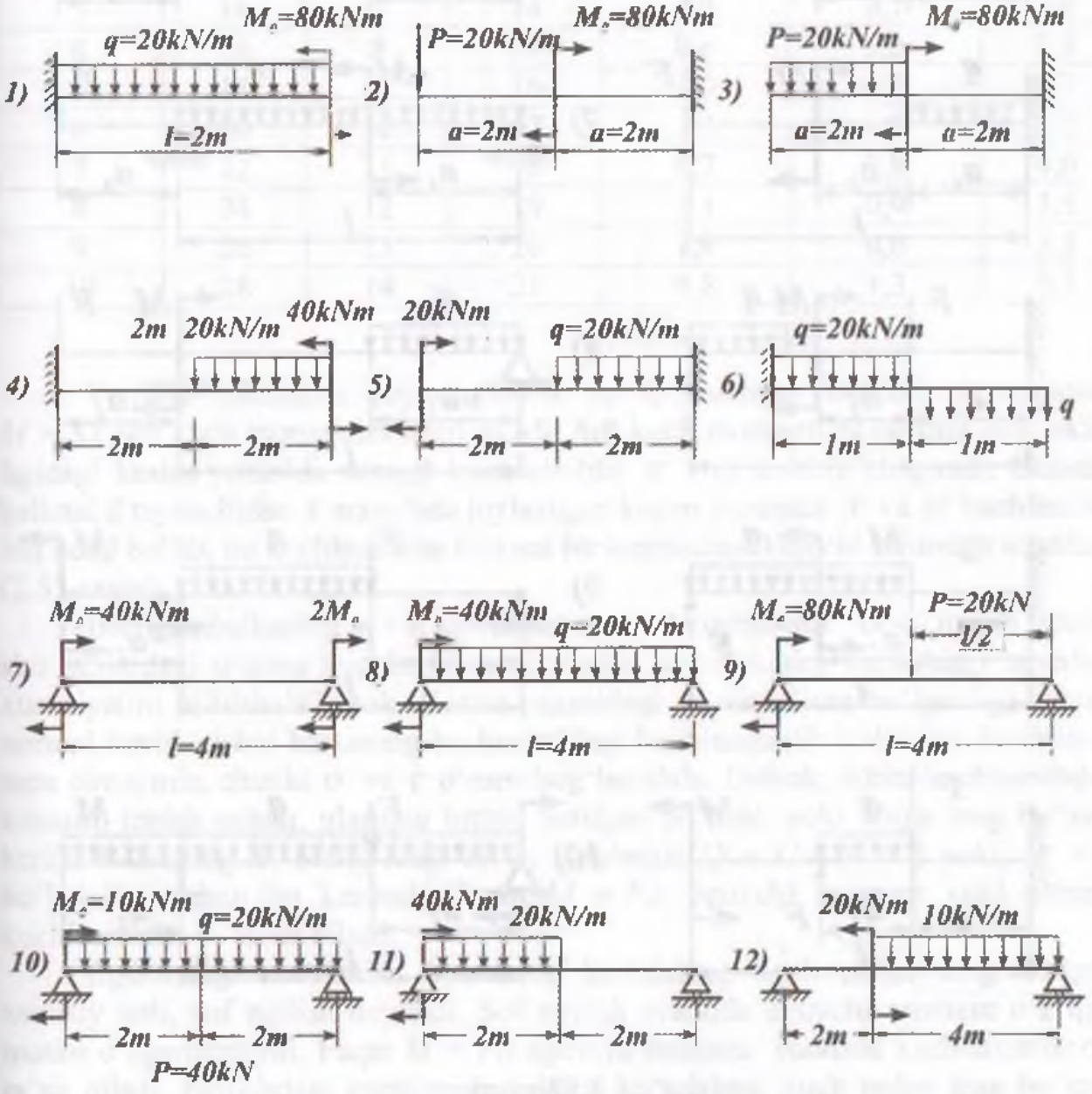
$$M_{x_6} = -M_3 - q\frac{x_6^2}{2}; \qquad Q_6 = qx_6$$

$x_6 = 0;\ M_{x_6} = -1кNм;$ $\qquad Q_6 = 0$

$x_6 = 1м;\qquad M_{x_6} = -2кNм;\qquad Q = 2кN$

$x_6 = 2м;\qquad M_{x_6} = -5кNм;\qquad Q_6 = 4кN$

Misol-4. Bir uchidan qisilgan (1-6 sxemalar) (2.51-rasm) balkalar uchun va uchlaridan sharnirli tayangan odiy balkalar uchun (7-12-sxemalar) ko'ndalang kuchlar va eguvchi momentlar epyuralarini yasang. Balkalar 2.51-rasmda ko'rsatilganidek yuklangan. Yuklarning sxemalarda berilgan raqamli qiymatlari va o'lchamlarida Q va M ning absolyut qiymatlarini hisoblang.

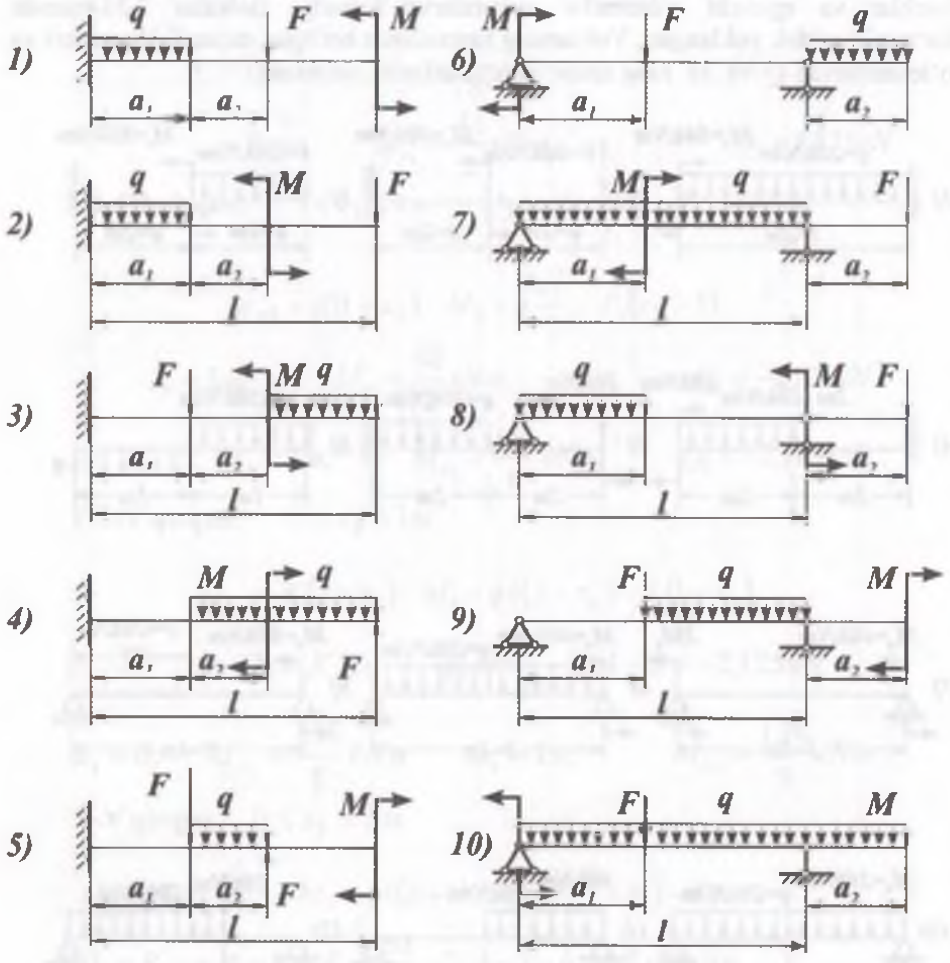


2.51-rasm.

Javoblar:

11-jadval

Sxema №	1	2	3	4	5	6
Q, *kN*	40	-20	-40	60	20	-20
M, *kNm*	80	40	40	-120	30	20
Sxema №	7	8	9	10	11	12
Q, *kN*	-30	-50	-30	22,5	20	-23,3
M, *kNM*	-80	62,5	80	17,6	50	27,2



2.52-rasm.

Misol-5. Balkalar uchun (2.52-rasm) eguvchi moment (M) va ko'ndalang kuch (Q) epyuralari qurilsin: Misolning berilishi 12-jadvaldan olinadi.

Egilishda normal kuchlanishni aniqlash. Egilishda brusning ko'ndalang kesim yuzasida eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. O'zaro teng F kuchlar bilan yuklangan balkani $m - n$ kesimida pastga yo'nalgan ichki kuch Q ta'sir qiladi. Ko'ndalang kuch Q balkani kesilgan yuzasiga, $m - n$ tekislikka urinma bo'lib yo'nalgan. Shuning uchun bu yuzada urinma kuchlanish τ hosil bo'ladi (2.53-rasm).

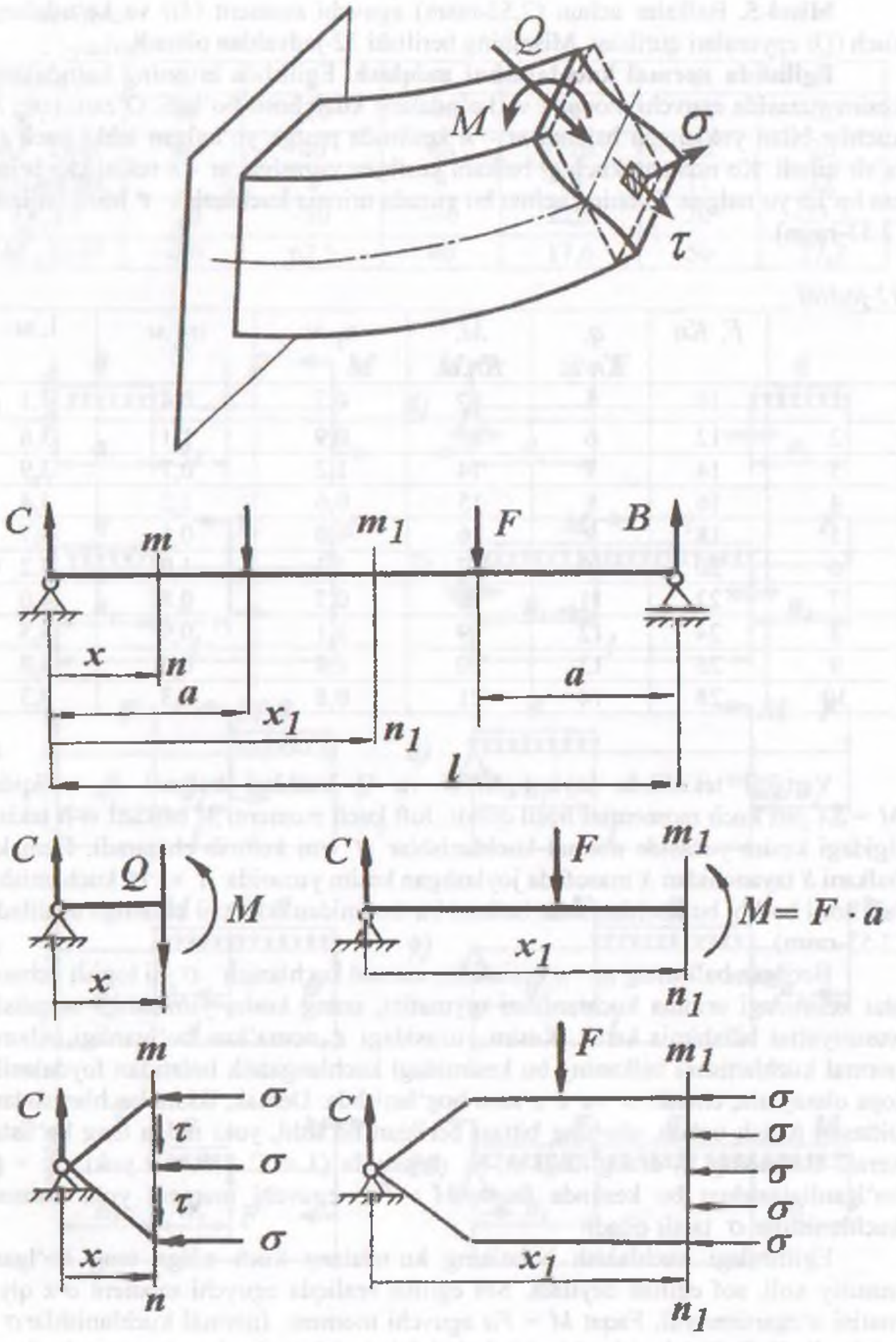
12-jadval

	F, Kn	q, Kn/m	M, $Kn.m$	a_1, $м$	a_2, $м$	l, $м$
1	10	5	12	0,5	0,4	3,1
2	12	6	13	0,9	1,1	3,6
3	14	7	14	1,2	0,7	3,9
4	16	8	15	0,6	1,2	3,4
5	18	9	16	1,0	0,5	3,7
6	20	10	17	1,3	1,0	3,2
7	22	11	18	0,7	0,8	4,0
8	24	12	19	1,1	0,9	3,5
9	26	13	20	1,4	0,6	3,8
10	28	14	21	0,8	1,3	3,3

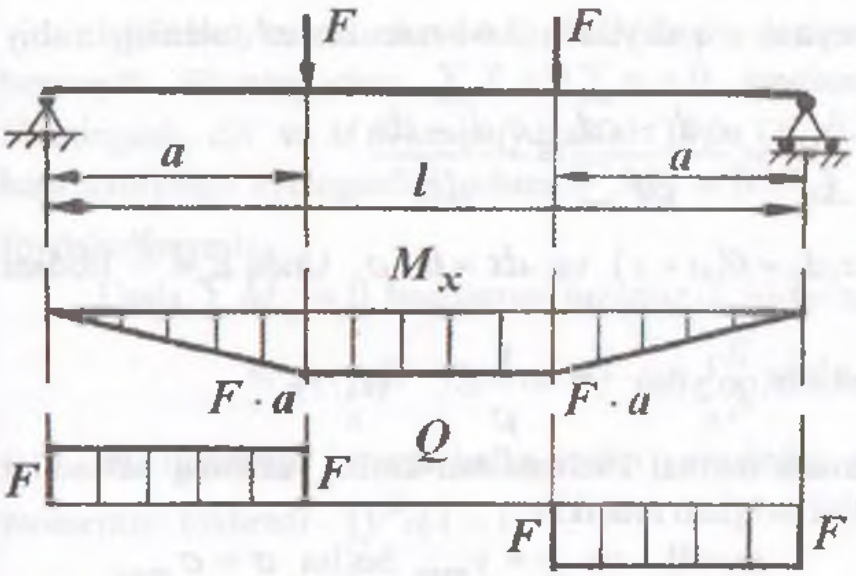
Vertikal tekislikda joylashgan S va Q kuchlari balkani X oraliqida $M = SX$ juft kuch momentini hosil qiladi. Juft kuch momenti M balkani m-n tekisligidagi kesim yuzasida normal kuchlanishlar σ - ni keltirib chiqaradi. Demak, balkani S tayanchidan X masofada joylashgan kesim yuzasida τ va σ kuchlanishlari hosil bo'lib, bu kuchlanishlar balkani bir kesimidan ikkinchi kesimiga uzatiladi (2.53-rasm).

Berilgan balkaning $m - n$ kesimidan normal kuchlanish σ-ni topish uchun, shu kesimdagi urinma kuchlanishni qiymatini, uning kesim yuzasidagi tarqalish xususiyatini bilishimiz kerak. Kesim yuzasidagi τ noma'lum bo'lganligi uchun, normal kuchlanishni balkaning bu kesimidagi kuchlanganlik holatidan foydalanib topa olmaymiz, chunki σ va τ o'zaro bog'lanishda. Demak, ikkita kuchlanishdan bittasini topish uchun, ularning bittasi berilgan bo'lishi, yoki nolga teng bo'lishi kerak. Balkaning X_i oralig'idagi m_i-n_i kesimida $Q = C - F = 0$ yoki $\tau = 0$ bo'lganligi uchun bu kesimda faqat $M = Fa$ eguvchi moment yoki normal kuchlanishlar σ ta'sir qiladi.

Egilishdagi kuchlanish holatining ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan xususiy xoli, sof egilish deyiladi. Sof egilish oraliqda eguvchi moment o'z qiymatini o'zgartirmaydi. Faqat $M = Fa$ eguvchi moment (normal kuchlanishlar σ) ta'sir qiladi. Egilishdagi kuchlanish holatini ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan xususiy holi, sof egilish deyiladi.


Q
M
σ
τ
C
m
m1
F
B
x
n
a
x1
n1
a
l
C
Q
M
x
C
F
m1
M= F · a
x1
n1
m
C
σ
τ
σ
τ
σ
x
n
F
m1
C
σ
σ
σ
σ
σ
x1
n1

2.53-rasm.



2.54-rasm.

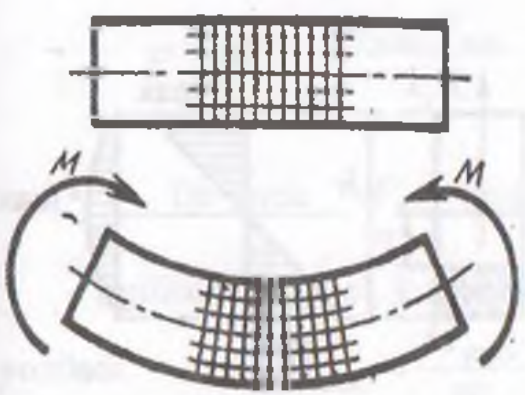
Sof egilish oraliqida eguvchi moment o‘z qiymatini o‘zgartirmaydi. ($M=const$) ko‘ndalang kuch esa nolga teng($Q=0$). Demak, urinma kuchlanish nolga teng bo‘lib, faqat normal kuchlanishlar ta`siridagi balkani deformatsiyasi – sof egilish ekan.

Normal kuchlanishni sof egilish holatidan foydalanib topamiz.

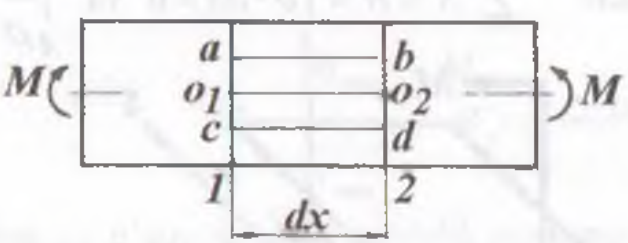
Buning uchun quyidagi gipotezalardan foydalanamiz:

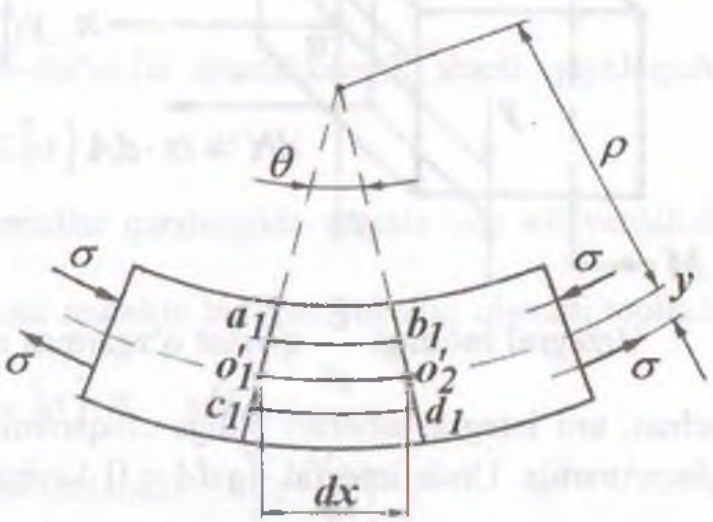
- balkaning deformatsiyasigacha tekis bo‘lgan ko‘ndalang kesim yuzasi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (2.54-rasm) va bir-biriga nisbatan θ burchakka og‘adi: o‘zaro parallel bo‘ylama chiziqlar egrilanadi va parallelligicha qoladi.

- yuqoridagi bo‘ylama chiziqlar siqiladi, pastdagilari esa cho‘ziladi; balkaning materiali Guk qonuniga bo‘ysunadi; cho‘ziladigan va siqiladigan tolalar uchun $E = const$ deb qabul qilinadi; tolalar bir-biriga vertikal tekislikda bosim ta’sirini ko‘rsatmaydi.



2.55-rasm.





Demak, 2.55-rasmdagi *ab* chiziq siqiladi, *sd* chiziq esa cho‘ziladi.

Siqiladigan va cho‘ziladigan tolalar orasidagi O_1O_2 tola cho‘zilmaydi va siqilmaydi, O_1O_2 tolani uzunligi o‘zgarmaydi, ya’ni $O_1O_2=O'_1O'_2=dx$.

Balkaning deformatsiyalanishida o‘z uzunligini o‘zgartirmaydi-gan material qatlami neytral tola deyiladi. Neytral tola bilan ko‘ndalang kesimning kesishishi-

dan hosil bo‘lgan chiziq neytral o‘q deyiladi. 2.64-rasmdan cd tolaning nisbiy uzayishini topamiz:

$$\varepsilon = \frac{\Delta_{cd}}{cd} = \frac{c_1d_1 - cd}{cd} = \frac{c_1d_1 - dx}{dx}$$

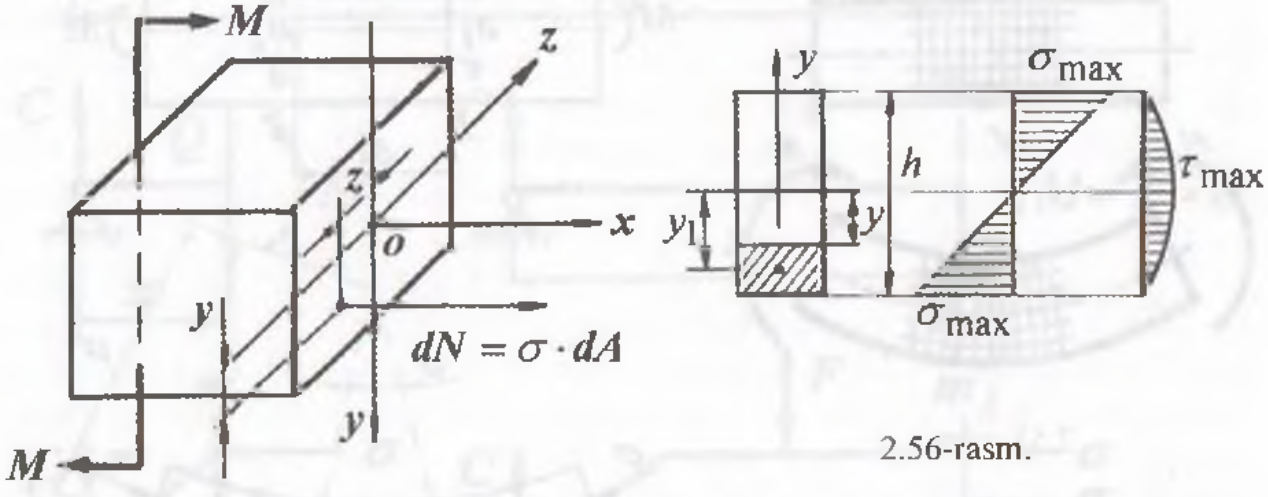
Bu yerda sxemadan $c_1d_1 = \theta(\rho + y)$ va $dx = \theta \cdot \rho$. Unda $\varepsilon = \frac{y}{\rho}$ ifodani $\sigma = \varepsilon \cdot E$ Guk qonuniga keltirib qo‘yilsa $\sigma = \frac{y}{\rho}E$ (2.71)

(2.71) formula yordamida normal kuchlanishni kesim yuzaning balandligi bo‘ylab o‘zgarish qonuniyatini aniqlash mumkin:

$y = 0$ bo‘lsa $\sigma = 0$ va $y = y_{max}$ bo‘lsa $\sigma = \sigma_{max}$

Demak, normal kuchlanish balka kesimining markazida, ya’ni neytral o‘qda nolga teng va kesimning sirtida, ya’ni kesimning neytral o‘qdan eng uzoqda joylashgan nuqtasida katta qiymatga erishar ekan. Normal kuchlanishning bunday o‘zgarish grafikasi to‘g‘ri chiziqdir (2.55-rasm).

(2.71) formuladan σ ni topish uchun, uni tashqi kuch yoki eguvchi moment bilan bog‘lashimiz kerak. Buning uchun, balkadan ajratib olingan dx uzunlikdagi kesimining tashqi kuch momenti M va ichki bo‘ylama kuch dN ta’siridagi muvozanatini statikaning tenglamalari yordamida tekshiramiz. Sof egilishda – kesim yuzasidagi elementar dN bo‘ylama kuchlarining ta’sir etuvchisi nolga teng bo‘ladi: $\sum X = N = \int_A \sigma \cdot dA = 0$ va $\int_A \frac{E}{\rho} y dA = 0$



2.56-rasm.

Integral ostidagi $\frac{E}{\rho}$ qiymat o‘zgarmas miqdor va nolga teng bo‘lmaganligi uchun, uni integral ishorasi oldiga chiqaramiz va butun tenglikni shu qiymatga qisqartiramiz. Unda integral $\int_A y dA = 0$ kesim yuzasining neytral o‘q OZ ga nisbatan statik momenti bo‘lib, nolga tengdir. Shuning uchun OZ o‘q kesim yuzasining og‘irlik markazidan o‘tadi.

Ichki bo‘ylama kuch va moment M kesim yuzasini y va z o‘qlariga proeksiya bermaydi. Shuninguchun $\sum Z = 0 \sum y = 0$ tenglamalaridan foydalanmaymiz. Shuningdek, dN va M ni kesim yuzasini OX va OU o‘qlariga nisbatan momentlari ham ayniyatga aylanganligi uchun $\sum M_x = 0$ $\sum M_y = 0$ tenglamalaridan foydalanmaymiz.

Unda $\sum M_z = 0$ tenglamani tuzamiz (2.56-rasm):

$$M_z = \int_A dN \cdot y = \int_A \sigma \cdot dA \cdot y = \int_A \frac{E}{\rho} y^2 dA = \frac{E}{\rho} \cdot \int_A y^2 dA$$

Bu ifodadagi integral balka kesim yuzasining oz o‘qiga nisbatan inersiya momentini bildiradi - $\int_A y^2 dA = \mathrm{I}_z$.

Unda $M_z = \frac{E}{\rho} \cdot \mathrm{I}_z$ tenglikdan $\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{E\mathrm{I}_z}$ (2.72).

Neytral qatlam egriligini (2.71) formulaga qo‘yib egilishda normal kuchlanish formulasini topamiz

$$\sigma = \frac{M_z \cdot y}{\mathrm{I}_z} \qquad (2.73)$$

(2.73) formula balka ko‘ndalang kesim yuzasida neytral o‘qdan u – masofadagi gorizontal chiziqda yotuvchi istalgan nuqtadagi kuchlanishni topish uchun ishlatiladi. Agar, $y = y_{max}$ va $M_z = M_{max}$ bo‘lsa

$$\sigma = \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot Y_{\max}}{\mathrm{I}_z} \qquad yoki \qquad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{\frac{\mathrm{I}_z}{y_{\max}}} = \frac{M_{\max}}{W_z} \qquad (2.74)$$

Bu yerda W_z – kesimning oz o‘qqa nisbatan qarshilik momenti

Egilishda normal kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi: $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \le [\sigma]$ (2.75)

(2.75) formula asosida, materiallar qarshiligida masala uch xil yechilishi mumkin.

1. Konstruksiyaga qo‘yilishi mumkin bo‘lgan yukning qiymati topiladi:

$$M_{\max} = [\sigma] \cdot W \quad кН \cdot м$$

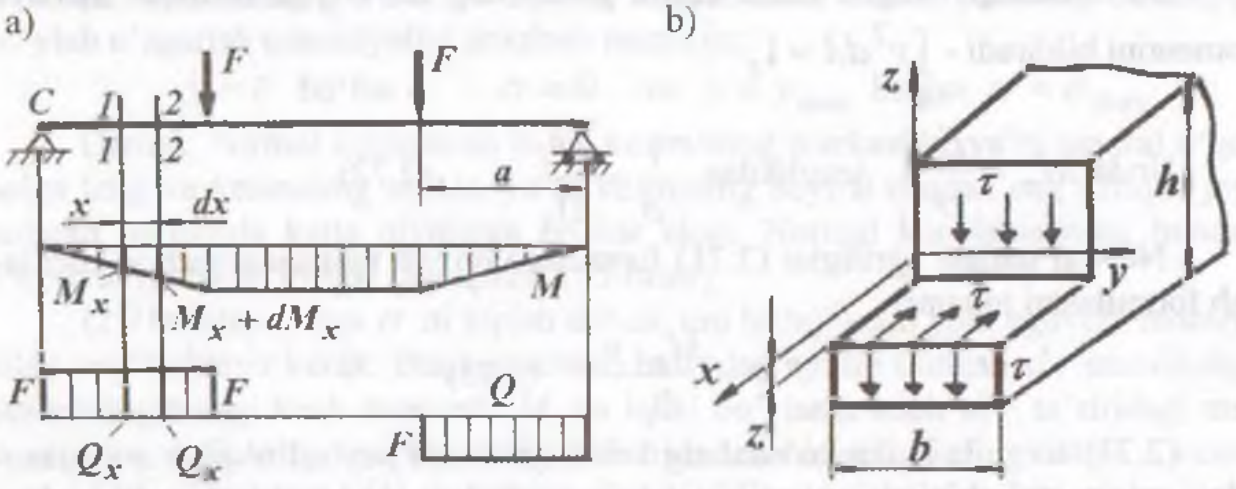
2. Konstruksiyaning kesimi tanlanadi: $W \ge \frac{M_{\max}}{[\sigma]}$; $м^3$

3. Mustahkamlik sharti tekshiriladi: $\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \le [\sigma]$

Agar, balkaning materiali cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatsa, ya'ni $[\sigma]_{ч} \neq [\sigma]_{c}$ bo'lsa, unda

$$\sigma_{max.ч} = \frac{M_{max}}{W_1} \leq [\sigma]_{ч} \quad ва \quad \sigma_{max.c} = \frac{M_{max}}{W_2} \leq [\sigma]_{c}$$

Egilishda urinma kuchlanishni aniqlash. Shakli to'g'ri burchakli kesimning bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan ko'ndalang yuzadagi urinma kuchlanishni topamiz (2.57-rasm). Sof egilishdan farqli bu yuzada normal σ va urinma kuchlanish τ hosil bo'ladi, chunki balkani shu oralig'ida eguvchi moment ham, ko'ndalang kuch ham nolga teng emas.



2.57-rasm.

Urinma kuchlanish to'g'risida quyidagi fikrlarni yuritamiz:

1. Ko'ndalang kuch Q barcha ichki urinma kuchlanishlarning teng ta'sir qiluvchisi. Urinma kuchlanishlarning yo'nalishi ko'ndalang kuch yo'nalishi bilan mos tushadi. (2.57-rasm, *a*).

2. Kesimning neytral o'qidan bir xil masofada joylashgan yuzalardagi urinma kuchlanishlar o'zaro tengdir (2.57-rasm, *b*).

3. Urinma kuchlanishlarning juftlik alomatiga ko'ra, balkani ko'ndalang kesimiga perpendikulyar bo'lgan bo'ylama kesimida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi (2.57-rasm, *b*), ya'ni: $\tau = -\tau'$.

4. Ko'ndalang kesimning qisman egrilanishi normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga ta'sir qilmaydi, shuning uchun egilishda urinma kuchlanishni topishda tolalarning siljish gipotezasi hisobga olinmaydi.

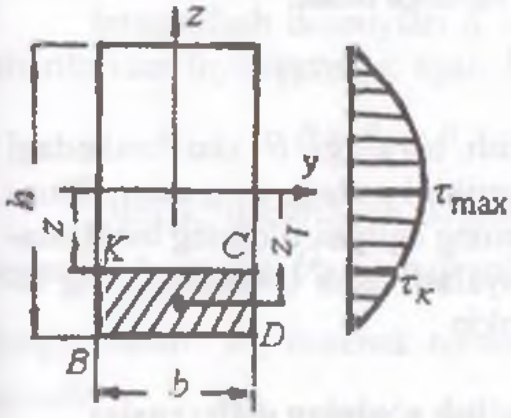
Urinma kuchlanish formulasi. $$\tau = \frac{Q_x \cdot S_y^0}{I_y \cdot b} \quad (2.76)$$

Bu yerda: S_y^0- ajratib olingan element $BKO_1'1$ yuzasining, ya'ni balkaning neytral o'qidan Z masofadan pastda va balka kesimining chetki 1 nuqtasidan yuqorida qolgan $BKO_1'1$ yuzasini neytral o'q U- ga nisbatan statik momenti;

b - kuchlanishi tekshirilayotgan nuqta joylashgan kesim yuzasining eni,

I_y - balka kesim yuzasining neytral o'q U- ga nisbatan inersiya momenti.

(2.76) formula Juravskiy formulasi deyiladi. Demak, egilishda urinma kuchlanish ($Q_x = const$ va $I_y = const$) kesimning balandligi bo'ylab kuchlanishi tekshirilayotgan nuqtaning o'rniga va shu nuqta joylashgan kesimning eni *b*-ga bog'liq ekan. Amaliyotda, hamma konstruksiya qismlarining kesimi ham balandligi bo'ylab o'zgarmas enli bo'lavermaydi. O'zgaruvchan enli kesimlarda τ, kesim enining o'zgarish nuqtasida ikki xil qiymatga ega bo'ladi. To'g'ri to'rtburchak kesim yuzali balka uchun Juravskiy formulasini tadbiq etamiz (2.58-rasm). *BKCD* shtrixlangan yuzaning *U*-o'qiga nisbatan statik momenti :



2.58-rasm.

$$S_y^0 = A_{BKCД} \cdot Z_1$$

$A_{BKCД} = в\left(\frac{h}{2} - Z\right)$ - ajratilgan *BKSD* shtrixlangan yuza;

$Z_1 = \frac{h}{2} - \frac{1}{2}\left(\frac{h}{2} - Z\right)$ - ajratilgan *BKSD* yuzaning og'irlik markazidan neytral o'qigacha bo'lgan masofa.

Unda $S_y^0 = b\left(\frac{h}{2} - Z\right)\left[\frac{h}{2} - \frac{1}{2}\left(\frac{h}{2} - Z\right)\right] = \frac{b}{2}\left(\frac{h^2}{4} - Z^2\right)$

$I_y = \frac{bh^3}{12}$ - to'g'ri to'rtburchak markaziy o'qiga nisbatan inersiya momenti.

$$\text{Unda } \tau = \frac{Q \cdot \frac{b}{2}\left[\frac{h^2}{4} - Z^2\right]}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} = \frac{6Q\left[\frac{h^2}{4} - Z^2\right]}{bh^2} \quad (2.77)$$

Bu yerda $0 \le Z \le \frac{h}{2}$. Agar, Z=0 bo'lsa $\tau = \tau_{max} = \frac{3Q}{2bh}$ va

$$Z = \frac{h}{2} \ bo'lsa \ \tau = 0$$

(2.77) formulada Z masofa ikkinchi darajada, shuning uchun τ to'g'ri to'rtburchakning balandligi bo'ylab parabola qonuniyati bilan o'zgaradi, to'g'ri to'rtburchakning chetki nuqtalarida τ-nol qiymatga va neytral qatlamida eng katta qiymatga erishadi.

Yuqoridagi fikrlarga asosan, urinma kuchlanish kesimning neytral qatlamida eng katta qiymatga va kesimning chetki nuqtalarida nol qiymatga erishar ekan.

Egilishda ko'chishni aniqlash. Balkaning biror inersiya o'qi tekisligida tashqi kuch bilan yuklansa, uning o'qi shu inersiya o'qi tekisligida egri bo'ladi, ya'ni tekis egilish sodir bo'ladi. Unda *V* nuqta V_1 holatga ko'chadi (2.59-rasm). Bu ko'chish *F* kuch yo'nalishida sodir bo'lib, balkaning salqiligi deyiladi. Salqilik - *U*

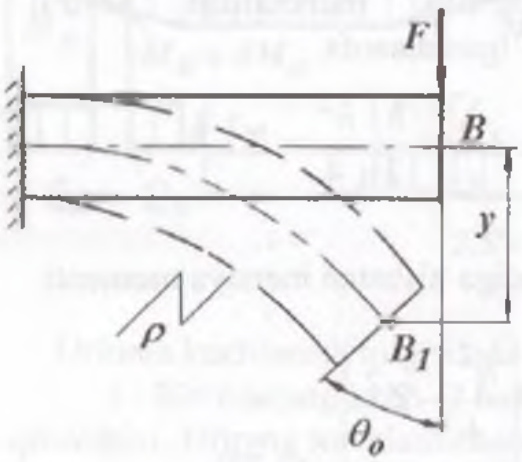
harfi bilan belgilanadi. Balka egri o'qining tenglamasi $U = f(x)$. Egilishgacha tekis bo'lgan balkaning kesimi, deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qolib, o'zining boshlang'ich holatiga nisbatan θ burchakka aylanadi. Shuning uchun burchak balka θ kesimini aylanish burchagi deyiladi. U va θ absissaning funksiyasidir. Balkaning har bir kesimi uchun U bilan θ orasida matematik bog'lanish bor:

$$tg\theta = \frac{dy}{dx}$$

Burchak θ ni juda kichik miqdor ekanligini hisobga olsak,

$$tg\theta = \theta \text{ yoki } \theta = \frac{dy}{dx} \qquad (2.78)$$

Demak, balkani har bir kesimining aylanish burchagi θ shu kesimdagi salqilik U dan abcissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng ekan. Shuning uchun, balkaning deformatsiyasini o'rganish, uning egilgan o'qining tenglamasini tuzish va hosil bo'lgan tenglamani differentsiyalash usuli bilan balkaning istalgan kesimini aylanish burchagi θ ni topish mumkin .



2.59-rasm.

Balka egilish o'qining differensial tenglamasi

Salqilik U ni abssissa funksiyasi ko'rinishida hosil qilish uchun, balkani deformatsiyasini tashqi kuch bilan bog'lash kerak.

Shunday bog'lanish, birinchidan balkaning egrilik radiusi bilan eguvchi moment, balka materialining elastiklik moduli va balka kesimining inersiya momenti orasidagi bog'lanish va ikkinchi dan egrilik radiusi ρ bilan uning X va U koordinatalari orasidagi bog'lanishdir, ya'ni:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}; \text{ va } \frac{1}{\rho} = \pm\frac{d^2y}{dx^2}. \text{ U holda } \frac{M}{EI} = \pm\frac{d^2y}{dx^2} \qquad (2.79)$$

Bu formula balka egilgan o'qining taqribiy differensial tenglamasi deyiladi. (2.79) tenglamaning ishorasi M eguvchi momentning ishorasiga bog'liq. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasidan salqilik tenglamasi $u = f(x)$ ni hosil qilish uchun, (2.79) tenglamani integrallash kerak: birinchi integrali:

$$EI\frac{dy}{dx} = \int Mdx + C \text{ va ikkinchi tartibli integrali:}$$

$$EI \cdot y = \int dx \int Mdx + CX + D$$

U holda, kesimni aylanish burchagi $\theta = \frac{1}{EI}\left[\int Mdx + C\right]$

va salqilik $y = \frac{1}{EI}\left[\int dx \int Mdx + CX + D\right]$ tenglamalarini hosil qilamiz.

Bu yerda S va D – integrallash doimiyliklari. Agar, M = - FX bo'lsa aylanish burchagi va salqilik tenglamalari quyidagicha ko'rinishga keladi:

$$a)\ \theta = \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^2}{2} + C\right] \quad va \quad b) \quad y = \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^3}{6} + CX + D\right]$$

Integrallash doimiylari S va D ni topish uchun balka uchlarining tayanish shartlaridan foydalanamiz: agar, $X = 0$ bo'lsa, *(a)* tenglamadan

$$\theta = \theta_B = \theta_O = \frac{C}{EI} \qquad yoki \quad C = \theta_O EI \quad (v)$$

Demak, integrallash doimiysi S balka boshlang'ich kesimining (2.59-rasm) aylanish burchagi θ_0 ni balkaning bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng ekan. (v) tenglamadan θ_0 burchak noma'lum bo'lganligi uchun S ham noma'lumligicha qoladi.

(b) tenglamadan $y = y_B = y_0 = \frac{D}{EI}$ $\qquad yoki \quad D = I_0 EI$ (g)

Demak, integrallash doimiysi D balka boshlang'ich nuqtasining salqiligi y_0 ning balkani bikrligi EI ga ko'paytmasiga teng ekan. Agar, $x = \ell$ bo'lsa (2.59-rasm), (a) tenglamadan $\theta = \theta_K = 0$ va (b) tenglamadan $y = y_K = 0$ hosil bo'ladi. Unda a) tenglikdan $C = \frac{F\ell^2}{2}$ ifodani hisobga olsak, b) tenglikdan $D = \frac{F\ell^3}{6} - \frac{F\ell^2}{2}\cdot\ell = -\frac{F\ell^3}{3}$ ni hosil qilamiz. S va D integrallash doimiylarini (a) va (b) tenglamalarga keltirib qo'ysak:

$$\theta = \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^2}{2} + F\frac{\ell^2}{2}\right] \qquad y = \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^3}{6} + F\frac{\ell^2}{2}x - \frac{F\ell^3}{3}\right]$$

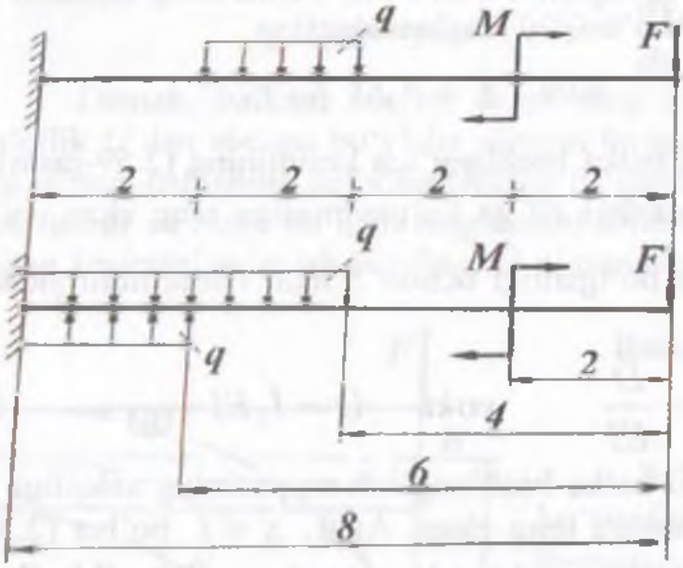
hosil bo'ladi. Bu tenglamalardan X ni turli qiymatlarida balkaning uzunligi bo'ylab θ va y- lar topiladi.

Boshlang'ich parametrlar usuli. Uzunligi bo'ylab bir nechta oraliqlardan iborat bo'lgan har qanday balka (2.60-rasm) uchun ham θ va y- larni aniqlashda, taqribiy differensial tenglamani tadbiq etish foydali bo'lavermaydi. Chunki, n – ta oraliqdan iborat balkani deformatsiyasini aniqlash uchun n - ta taqribiy differensial tenglama tuzish kerak. Bu tenglamalarni integrallash natijasida $2n$-ta integrallash doimiyliklari hosil bo'ladi va masalani yechish murakkablashadi. Shuning uchun, uzunligi bo'ylab ikkita va undan ko'proq oraliqlardan iborat balkalarda elastik egilgan o'qning differensial tenglamasini tadbiq etish va undagi doimiylarni aniqlash ancha murakkab va noqulaydir.

Agar, balkani deformatsiyasiga ta'sir qilmagan holda uning sxemasini o'zgartirishda va elastik egilgan o'qning differensial tenglamasini integrallashda ayrim cheklanishlarni qabul qilsak, differensial tenglamalardagi $2n$ – ta noma'lumni 2-taga qadar kamaytirish mumkin. Buning uchun quyidagi cheklanishlarni qabul qilamiz:

1) balkani XOU koordinata sistemasiga joylashtiramiz va balkani boshlang'ich nuqtasini aniqlaymiz; (2.60-rasm)

2) balkaning oraliq masofalarini, koordinata boshidan ma'lum tartibda joylashtiramiz.



2.60-rasm.

3) Balkaning biror oraliqidagi taqsimlangan kuch intensivligini ta'siri, balkani oxirigacha davom etmasa, balkani shu oraliqlarini o'zaro teng va qarama-qarshi yo'nalgan taqsimlangan kuch intensivligi bilan to'ldiramiz.

4) Juft kuch momentini $M \cdot x^o$ - ko'rinishda yozamiz;

5) Differensial tenglamani integrallashda – qavslarni ochmaymiz.

6) Integrallashni quyidagicha bajaramiz:

$$\int (x-a)^n dx = \frac{(x-a)^{n+1}}{n+1}$$

Differensial tenglamani quyidagicha yozamiz:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^2}{2} - M(x-2)^{/} - q\frac{(x-4)^3}{6} + q\frac{(x-6)^3}{6} \right] \qquad (2.80)$$

$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI}\left[-F\frac{x^3}{6} - M\frac{(x-2)^2}{2} - q\frac{(x-4)^4}{24} + q\frac{(x-6)^4}{24} \right] \qquad (2.81)$$

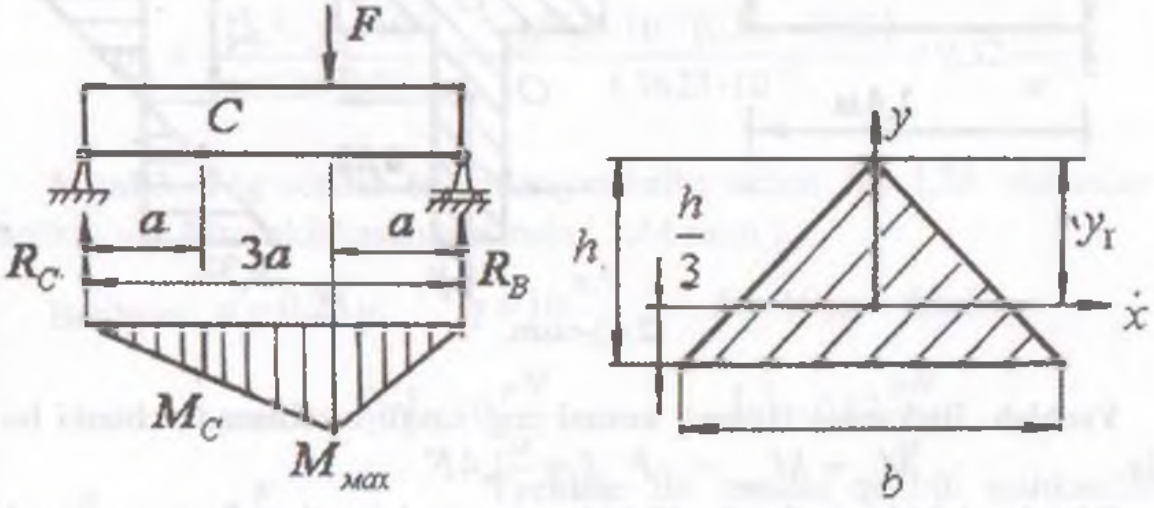
Hosil bo'lgan tenglamalar (2.80) va (2..81) universal formulalar deyiladi. Formulaning universalligi, uning balkani uzunligi bo'ylab barcha oraliqlarini hisobga olishida. Balkani qaysi oraliqining deforma-tsiyasini o'rganish kerak bo'lsa, universal formulada – shu oraliqdagi kuchlar qoldiriladi; boshqa kuchlar esa tashlab yuboriladi. Balkaning barcha oraliqlari uchun θ_0 va U_0 lar umumiydir.

Nazorat savollari

1. Sof egilish deb nimaga aytiladi?
2. Neytral qatlam deb qanday materialga aytiladi?
3. Egilishda normal kuchlanish formulasini yozing?

4. Egilishda normal kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
5. Egilishda urinma kuchlanish formulasini yozing?
6. Egilishda urinma kuchlanish balka kesimini yuzasida qanday qonuniyat bilan o'zgaradi?
7. Egilishda normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
8. Egilishda urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shart formulasini yozing?
9. Teng qarshilik ko'rsatuvchi balkalar deb nimaga aytiladi?
10. Balka kesimini aylanish burchagi va salqiligi nima?
11. Egilish deformatsiyasi qanday usullar bilan topiladi?
12. Balka egilgan o'qining taqribiy differensial tenglamasini yozing?
13. Universal formulani yozing?

Misol-1. F kuch ta'siridan balka kesimining S nuqtasida hosil bo'lgan normal kuchlanish $\sigma_c = 3\frac{\kappa N}{M^2}$. Balkaning $M = M_{max}$ bo'lgan xavfli kesimidagi absolyut qiymati eng katta bo'lgan normal kuchlanish topilsin.



2.61-rasm.

Yechish. Reaksiya kuchlari $R_c = \frac{F}{3}$ va $R_B = \frac{2F}{3}$. Eguvchi moment epyurasidan $M_c = R_c \cdot a = \frac{Fa}{3}$ va $M_{\max} = \frac{2}{3}Fa$ hosil qilamiz. Nuqta uchun balkaning mustahkamlik sharti $\sigma_C = \frac{M_C}{W}$ dan $M_c = \sigma_c \cdot W$ ni topamiz.

Unda $$M_c = \sigma_c \cdot \frac{I_x}{y} = \sigma_c \frac{bh^3 \cdot 3}{12 \cdot h} = \sigma_c \frac{bh^2}{4} = 0{,}75bh^2$$

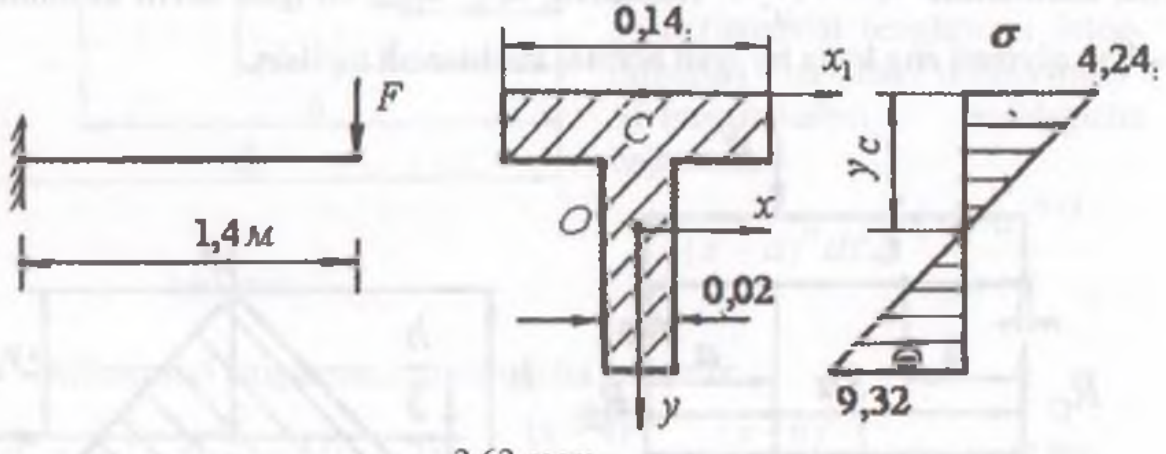
Eguvchi moment epyurasidan va mustahkamlik shartidan kelib chiqqan M_s momentlarini solishtirsak,

$$\frac{Fa}{3} = 0{,}75bh^2 \quad \text{ва} \quad F = \frac{2{,}25bh^2}{a} \text{ ni hosil qilamiz.}$$

Unda $M_{\max} = \frac{2}{3} \cdot \frac{2{,}25bh^2 \cdot a}{a} = 1{,}5bh^2$. Balkaning xavfli kesimidagi eng katta normal kuchlanishni topamiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_1}{I_x} = \frac{1{,}5bh^2}{\frac{bh^3}{12}} \cdot \frac{2}{3}h = \frac{1{,}5 \cdot \frac{2}{3}}{\frac{1}{12}} = 12\frac{кN}{м^2}$$

misol – 2. Uzunligi $\ell = 1{,}4м$ konsol balkaning xavfli kesimidagi cho'zuvchi normal kuchlanishi $\sigma = 4{,}24\frac{кN}{м^2}$. Balkaga qo'yilgan F kuch va siquvchi normal kuchlanish topilsin.



2.62-rasm.

Yechish. Balkaning tayanch kesimi eng xavfli hisoblanadi, chunki bu kesimda $M_x = M_{\max} = -F \cdot \ell = -1{,}4F$

F kuch ta'siridan balkani egilishida yuqori tolalar cho'ziladi, pastki tolalari esa siqiladi. Shuning uchun yuqori tolalardagi eng katta cho'zuvchi kuchlanish $\sigma_{\max} = 4{,}24\frac{кN}{м^2}$.Cho'zuvchi kuchlanishlar bo'yicha balkani xavfli holadagi materialining mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot y_0}{I_x} = 4{,}24\frac{кN}{м^2}$$

Bu yerda: U_0 – balka kesimining neytral o'qidan S nuqtagacha bo'lgan masofa: $y_0 = \frac{\sum Sx}{\sum A}$

I_x - balka kesimning neytral o'qqa nisbatan inersiya momenti

S_{x1} - balka kesimining x_1 o‘qiga nisbatan statik momenti

$$\sum S_{x1} = 0{,}14 \cdot 0{,}02 \cdot 0{,}01 + 0{,}14 \cdot 0{,}02\left(\frac{0{,}14}{2} + 0{,}02\right) = 2{,}8 \cdot 10^{-4}\,м^3;$$

$$\sum A = 2 \cdot 0{,}14 \cdot 0{,}02 = 5{,}6 \cdot 10^{-3}\,м^2;$$

Unda $y_0 = \dfrac{2{,}8 \cdot 10^{-4}}{5{,}6 \cdot 10^{-3}} = 0{,}05м$

$$I_x = \frac{0{,}14(0{,}02)^3}{12} + 0{,}14 \cdot 0{,}02(y_0 - 0{,}01)^2 + \frac{0{,}02(0{,}14)^3}{12} +$$

$$+ 0{,}02 \cdot 0{,}14(0{,}02 + 0{,}07 - y_0)^2 = 1{,}3623 \cdot 10^{-5}\,м^4$$

formuladan foydalanib F kuchni topamiz: $\dfrac{1{,}4Fy_0}{I_x} = 4{,}24\dfrac{кN}{м^2}$ va

$$F = \frac{4{,}24 \cdot I_x}{1{,}4 \cdot y_0} = \frac{4{,}24 \cdot 1{,}3623 \cdot 10^{-5}}{1{,}4 \cdot 0{,}05} \approx 8{,}25 \cdot 10^{-5}\,кN$$

Kesimni V nuqtasidagi normal kuchlanishni topamiz:

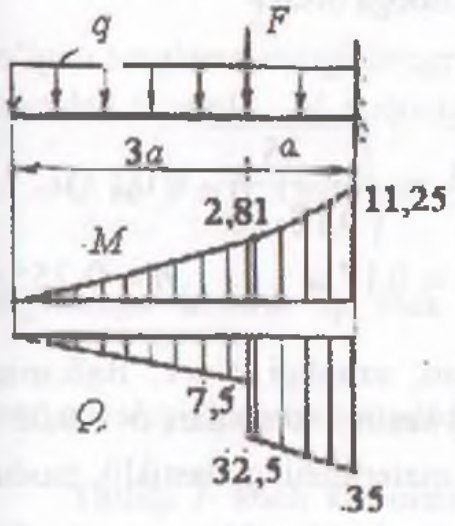
$$M_{max} = 82{,}5 \cdot 10^{-5} \cdot 1{,}4 = 115{,}5 \cdot 10^{-5}\,кN.м$$

$$\sigma_B = \frac{115{,}5 \cdot y_B \cdot 10^{-5}}{1{,}3623 \cdot 10^{-5}} = -\frac{115{,}5 \cdot 10^{-5}(0{,}16 - 0{,}05)}{1{,}3623 \cdot 10^{-5}} = 9{,}32\frac{кN}{м^2}$$

Misol-3. Yog‘ochdan tayyorlangan balka uchun $h = 1{,}5b$ nisbatdan foydalanib to‘g‘ri burchakli kesim tanlansin (2.64-rasm).

Berilgan: $a = 0{,}25м;$ $q = 10\dfrac{кN}{м};$ $F = 10qa = 25кN;$

$$[\sigma] = 10\frac{кN}{м^2};\qquad [\tau] = 0{,}12\frac{кN}{м^2}$$



2.64-rasm.

Yechish: Bir tomoni qistirib mahkamlangan balkaning xavfli kesimidagi eguvchi moment va ko‘ndalang kuchini topamiz.

I-qirqim $0 \le x_1 \le 0{,}75м$

$Mx_1 = -q\dfrac{x_1^2}{2}$ *va* $Q_1 = -qx_1$

$x_1 = 0;$ $Mx_1 = 0$ *va* $Q_1 = 0;$

$x_1 = 0{,}75м;$ $Mx_1 = -2{,}81кNм;$

$Q_1 = -7{,}5кN$

II-qirqim $0{,}75 \le x_2 \le 1м$

$$Mx_2 = -q\frac{x_2^2}{2} - F(x_2 - 0{,}75); \qquad Q_2 = -qx_2 - F$$

$x_2 = 0{,}75м;$ $M_2 = -2{,}81кNм;$ $Q_2 = -32{,}5кN$

$x_2 = 1м;$ $M_2 = -11{,}25кNм;$ $Q_1 = -35кN$

Balkaning xavfli kesimi tayanch nuqtasida ekan: $M_{max} = -11{,}25кNм$ va $Q_{max} = -35кN$. Xavfli kesim uchun normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlarini yozamiz:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} \le [\sigma] \text{ va } \tau_{max} = \frac{Q_{max} \cdot S_x}{I_x \cdot b} \le [\tau].$$

Bu yerda: $W_x = \frac{bh^2}{6}$ kesimning x o'qiga nisbatan qarshilik momenti (m^3),

$S_x = b \cdot \frac{h}{2} \cdot \frac{h}{4} = \frac{bh^2}{8}$ kesimning x o'qiga nisbatan statik momenti (m^3),

$I_x = \frac{bh^3}{12}$ kesimni x - o'qiga nisbatan inersiya momenti, m^2 kesimning o'lchamlarini normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan foydalanib topamiz. Kesimning o'lchamlarini normal kuchlanish buyicha mustaxkamlik shartidan foydalanib topamiz. $\frac{M_{max}}{hb^2} = [\sigma]$ yoki $h = 1{,}5b$ ni hisobga olsak:

$$b = \sqrt[3]{\frac{\sigma \cdot M_{max}}{1{,}5[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 11{,}25}{1{,}5 \cdot 10^4}} = 0{,}165м. \quad h = 1{,}5 \cdot b = 1{,}5 \cdot 0{,}165 = 0{,}2475м$$

Kesimning o'lchamlarini urinma kuchlanishga bog'lab aniqlaymiz:

$\tau_{max} = \frac{Q_{max} \cdot \frac{bh^2}{2}}{\frac{bh^3}{12} \cdot b} \le [\tau]$: $h = 1{,}5b$ nisbatni hisobga olsak:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_{max}}{1{,}5 \cdot b^2} \le [\tau] \text{ yoki } b = \sqrt{\frac{Q_{max}}{[\tau]}} = \sqrt{\frac{35}{0{,}12 \cdot 10^4}} \approx 0{,}17м$$

$h = 1{,}5 \cdot b = 1{,}5 \cdot 0{,}17 = 0{,}255м;$ $b = 0{,}17м$ va $h = 0{,}255м$ o'lchamlarni qabul qilamiz

Misol-4. Ikkita sharnirli tayanchga tayangan, uzunligi $\ell = 1$. Balkaning o'rta kesimida – salqilik $f = 6{,}25\ mm$. Balkaning kesimi, tomonlari $b = 0{,}06\ m$ va $h = 0{,}04\ m$ bo'lgan to'g'ri burchaklidir. Balka materialining elastiklik moduli va bo'ylama o'qining egrilik radiusi topilsin.

$$\sigma_{max} = [\sigma] = 10 \cdot 10^3 \frac{кN}{м^2}$$

Yechish: Balkaning normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz: $\sigma_{max} = \frac{M \cdot y_{max}}{I_x} = [\sigma]$. Bu yerda $y_{max} = \frac{h}{2}$ va M balkaning xavfli kesimidagi eguvchi momenti. M - momentli balkaning eng katta salqiligini f bilan belgilaymiz.

$f = \frac{M\ell^2}{8EI_x}$ va $M = \frac{fEI_x \cdot 8}{\ell^2}$, unda mustahkamlik shart quyidagicha yoziladi:

$\frac{fEI_x \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}}{I_x \cdot \ell^2} = [\sigma]$ va $E = \frac{[\sigma]\ell^2}{f \cdot 8 \cdot \frac{h}{2}} = \frac{1 \cdot 10^4}{6{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot 8 \frac{0{,}04}{2}} = 1 \cdot 10^7 \frac{кN}{м^2}$

Endi egrilik radiusi ρ bilan M va balkaning egilishdagi bikrligi EI_x orasidagi bog'lanishni yozamiz: $\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_x}$ bu yerdan

$$\rho = \frac{EI_x}{M} = \frac{EI_x\ell^2}{fEI_x \cdot 8} = \frac{\ell^2}{f \cdot 8} = \frac{1^2}{6{,}25 \cdot 10^{-3} \cdot 8} = 20м$$

Misol-5. Bir tomoni qistirib mahkamlangan balkaning F *kuch* joylashgan nuqtasini uning kesimi o'lchamlari va ruxsat etilgan kuchlanishi bilan ifodalangan salqiligini toping.

Yechish: Eng katta eguvchi moment tayanch kesimida hosil bo'ladi: $M_{max} = -F\ell$. Konsol balka egilgan o'qining taqribiy differensial tenglamasini yozamiz: $EI_x \cdot y'' = -Fx$ bu tenglamaning birinchi integrali $E \cdot I \cdot y' = -F\frac{x^2}{2} + C$ va ikkinchi integrali $E \cdot I \cdot y = -F\frac{x^3}{6} + CX + D$ Hosil bo'lgan tenglamalardagi integrallash doimiylarini balkaning K kesimdagi tayanish shartidan topamiz. V nuqtada $(x = 0)$ $y' = C$ va $y = D$ K nuqtada $(x = \ell)$ $y' = 0$ va $y = 0$. Unda birinchi tenglamadan topilgan $c = \frac{F\ell^2}{2}$ ifodani ikkinchi tenglamaga keltirib qo'ysak $D = \frac{2F\ell^3}{6} = \frac{F\ell^3}{3}$ hosil bo'ladi. Unda salqilik tenglamasi quyidagicha yoziladi. $y = -F\frac{x_3}{6EI_x} + F\frac{\ell^2}{2EI_x}x + F\frac{\ell^3}{3EI_x}$

Tashqi F kuch kesimining o'lchamlari orqali ifodalaymiz. Buning uchun balkaning mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M \cdot y_{\max}}{I_x} \le [\sigma] \text{ yoki } \frac{F\ell \cdot h}{2I_x} = [\sigma] \text{ va } I_x = \frac{F\ell \cdot h}{2[\sigma]}$$

V nuqtaning salqiligini topamiz ($x = 0$)

$$y_B = f_B = F\frac{\ell^3}{3EI_x} = F\frac{\ell^3 \cdot 2[\sigma]}{E \cdot F\ell h} = \frac{2\ell^2}{3Eh}$$

2.7. Murakkab qarshiliklar

Texnikada ishlaydigan hamma detallar ham oddiy deformatsiyalar, ya'ni cho'zilish va siqilish, siljish, buralish yoki egilish deformatsiyalariga uchramasdan, balki bir paytda shu oddiy deformatsiyalarning kamida ikkitasi ta'sirida bo'lishi mumkin. Bunday holda konstruksiya qismi murakkab deformatsiyaga duch keladi. Shuning uchun, mashina yoki inshoot qismlarining ko'ndalang kesimida bir vaqtda ikkita va undan ortiq ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Natijada kesim yuzasida shunday murakkab kuchlanganlik holati kelib chiqadi-ki, kuchlarning mustaqillik alomatiga asosan bu kuchlanganlik holati oddiy kuchlanganliklar yig'indisidan iborat deb qarash mumkin. Kuchlarning mustaqillik alomatini murakkab deformatsiyaga tadbiq etish uchun, elementning deformatsiyasi kichik va uning materiali Guk qonuniga bo'ysunishi kerak. Murakkab deformatsiyaga – valning bir vaqtda buralish bilan egilish ta'sirida bo'lishi, qiyshiq egilish, markazlashmagan siqilish yoki cho'zilish va h.k. misol bo'ladi.

Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri. Buralishga ishlaydigan sterjen val deyiladi. Val mashina, stanok va mexanizmlarning harakatga keltiruvchi asosiy elementi bo'lib, ko'pincha buralish bilan egilish deformatsiyalarining ta'siri natijasida ishlaydi. Shkivga o'rnatilgan remenlarning taranglik kuchlarining valga bosimi (R) ta'sirida egilish deformatsiyasi: remenning etaklovchi va etaklanuvchi qismlarining taranglik kuchlari val kesimining markaziga nisbatan momentlari (M_1 M_2) ta'sirida buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi.

$$M = TR - tR = tR, \qquad P = T + t = 3t$$

Demak, valning kesimda buralishdagi burovchi moment; egilishdagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi (2.65 -rasm, *a,b)*.

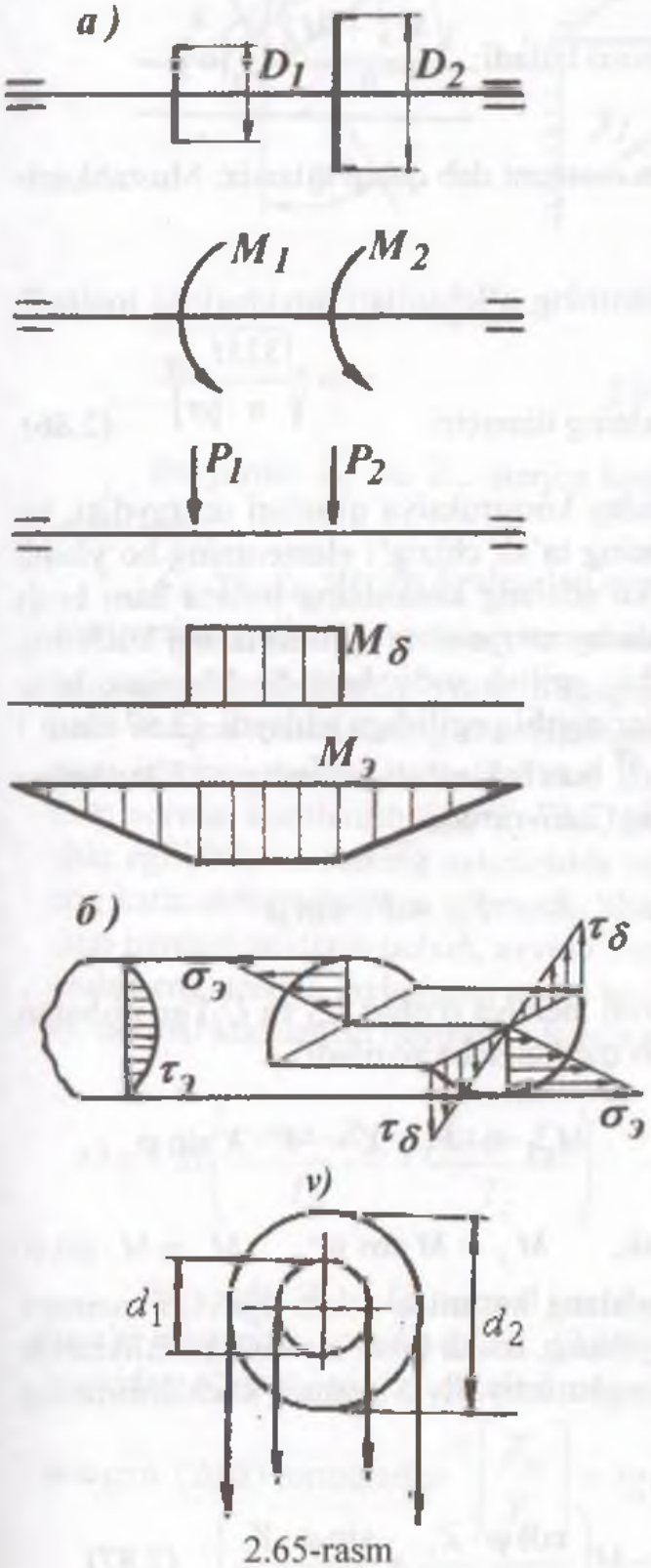
Burovchi moment ta'sirida, valning ko'ndalang kesimida buralishdagi urinma kuchlanishi hosil bo'ladi (2.65-rasm, *v*).

$$\tau_б = \frac{M_б}{W_\rho} \qquad (2.82)$$

Urinma kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi. Ko'ndalang kuch Q ta'siridagi urinma kuchlanish, burovchi momentdan hosil bo'lgan urinma kuchlanishga nisbatan kichikdir. Bu kuchlanish val kesimining markazida eng katta qiymatga erishadi. Lekin valni hisoblashda, bu kuchlan-

ishning ta'siri sezilarli emas. Eguvchi moment ta'sirida valning ko'ndalang kesimda egilishdagi normal kuchlanish hosil bo'ladi

$$\sigma_э = \frac{M_x}{W_x} \qquad (2.83)$$



2.65-rasm

Normal kuchlanish val kesimining chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi va kesim markazida nolga teng (2.65-rasm).

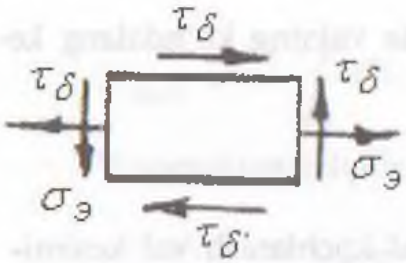
Demak, val kesimining chetki nuqtasida $\tau_б = \tau_{б\,max}$ va $\sigma_э = \sigma_{э\,max}$ bo'lib, bu nuqta atrofida ajratilgan elementar yuza xavfli va murakkab kuchlanganlik holatida. Ajratilgan elementning old qismi va unga parallel bo'lgan orqa tomoni har qanday kuchlanishlar ta'siridan ozod. Shuning uchun bu yuza bosh yuza (2.66-rasm) ekan va bu yuzadagi bosh normal kuchlanish nolga teng. Uchta bosh kuchlanishlardan bittasi nolga teng bo'lgan holatdagi elementning kuchlanganlik holati tekis kuchlanganlik holatidir. Tekis kuchlanganlik holatidagi elementning mustahkamligi elementning boshqa yuzalaridagi bosh kuchlanishlariga bog'liqdir. Bosh kuchlanishlar quyidagi formula bilan topiladi.

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2}\left[\sigma_э \pm \sqrt{\sigma_э^2 + 4\tau_б^2}\right] \qquad (2.84)$$

Murakkab kuchlanganlik holatidagi valning mustahkamligi, mustahkamlik nazariyalari asosida tekshiriladi. Po'latdan tayyorlangan valning mustahkamligi III va IV mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshiriladi.

III nazariya

$$\sigma_1 - \sigma_3 \le [\sigma]$$



2.66-rasm.

Agar (2.84) formulani va $\sigma_э = \frac{M_э}{W}$ *va* $\tau_б = \frac{M_б}{W_\rho} = \frac{M_б}{2W}$ kuchlanishlarni hisobga olib III nazariyaga keltirib qo'ysak, quyidagi ifoda hosil buladi: $\frac{\sqrt{M_э^2 + M_б^2}}{W} \le [\sigma]$

Bu yerda $\sqrt{M_э^2 + M_б^2} = M$ keltirilgan moment deb qabul qilamiz. Mustahkamlik sharti $\frac{M_{кел}}{W} \le [\sigma]$. (2.85) Val kesimining o'lchamlari quyidagicha topiladi.

$W = \frac{M_{кел}}{[\sigma]}$, agar $W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ bo'lsa, valning diametri $d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{кел}}{\pi \cdot [\sigma]}}$ (2.86)

Qiyshiq egilish. Amaliyotda shunday konstruksiya qismlari uchraydiki, bu holatda elementga qo'yilgan tashqi kuchning ta'sir chizig'i elementning bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, uning ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inersiya o'qlari tekisligidan o'tmaydi. Bunday sterjenning egilishi tashqi kuchning ta'sir qilish teksiligida yotmaydi. Qiyshiq egilish sodir bo'ladi. Masalan, bino tomidagi tunuka ostiga qoqiladigan taxtalar qiyshiq egilishga ishlaydi. (2.67-rasm) F kuch BZ bosh inersiya o'qiga nisbatan φ burchak ostida joylashgan. F kuchning Z va U o'qlaridagi ajratuvchilarini topamiz (2.67-rasm).

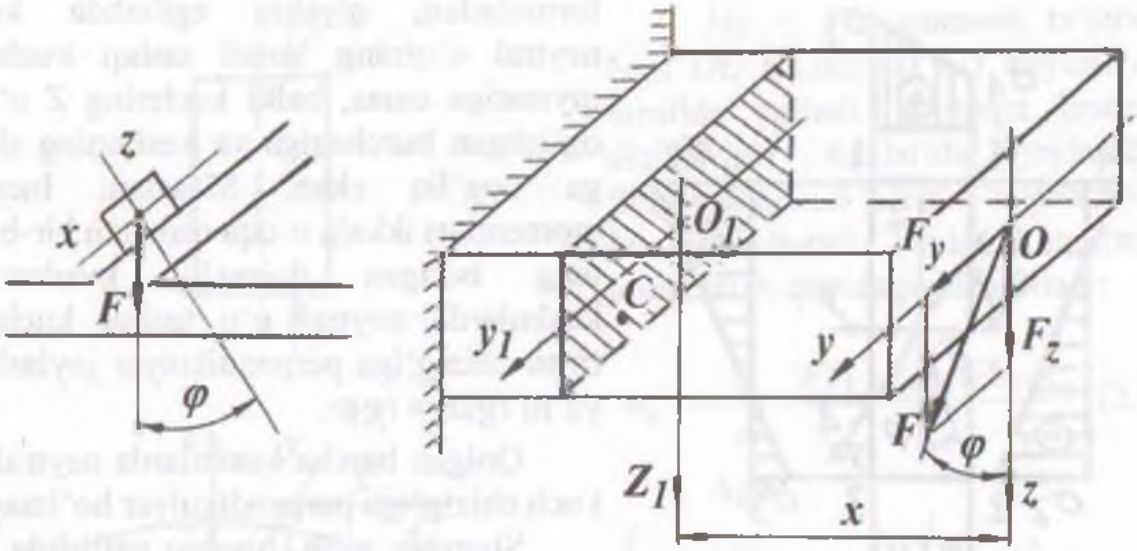
$$F_z = F\cos\alpha \qquad va \qquad F_y = F \cdot \sin\varphi$$

Ixtiyoriy X masofada joylashgan bosh inersiya o'qlari (Z_1 va U_1) ga nisbatan Fz va Fy kuchlarining eguvchi momentlari quyidagicha yoziladi:

$$M_{y1} = -F_z \cdot X = -F \cdot X\cos\varphi \qquad M_{z1} = -F_y \cdot X = -F \cdot X\sin\varphi$$

Agar $M = F_x$ deb qabul qilsak, $M_y = M\cos\varphi$; $M_z = M \cdot \sin\varphi$ hosil bo'ladi. Demak, sterjenning ko'ndalang kesimida ikkita eguvchi moment paydo bo'lar ekan va bu momentlar sterjenning ikkita bosh inersiya tekisliklarida egadi. Sterjenning kesim yuzasidan tanlangan ixtiyoriy S nuqtasi kuchlanishining formulasini yozamiz:

$$\sigma_c = -\frac{M_y \cdot Z_c}{I_y} - \frac{M_z \cdot Y_c}{I_z} = -M\left(\frac{\cos\varphi \cdot Z_c}{I_y} + \frac{\sin\varphi \cdot Y_c}{I_z}\right) \quad (2.87)$$



2.67-rasm.

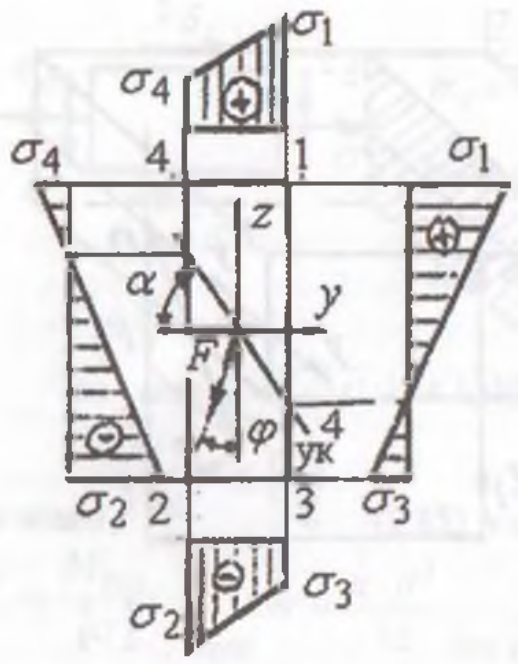
Bu yerda: I_y va Z_z sterjen kesimining U va Z o'qlariga nisbatan inersiya momenti.

Z_c va y_c sterjen kesimidan ajratilgan S nuqtaning koordinatalari. S nuqta sterjenning siqiladigan tolalari tomonida joylashganligi uchun σ_c normal kuchlanishning ishorasi manfiy. Agar, S nuqtani koordinata o'qlarining manfiy tomoniga yoki sterjen materialining cho'ziladigan tolalariga o'tkazsak, normal kuchlanishning ishorasi musbat bo'ladi. Tekis ko'ndalang egilishdagidek, qiyshiq egilishda ham normal kuchlanishning qiymati, asosan Z va U koordinatalariga bog'liq. Qiyshiq egilishda kesimning aylanishida neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan tolasi eng katta deformatsiyaga uchraydi. Shuning uchun, qiyshiq egilishda xavfli holatdagi nuqtani aniqlash uchun, avvalo sterjenning kesimida neytral o'qning holati va undan eng uzoqda joylashgan nuqta topiladi. Tekis ko'ndalang egilishdan ma'lumki, normal kuchlanish neytral qatlamda nolga teng, ya'ni

$$O = -M\left(\frac{cos\varphi \cdot Z_o}{I_y} + \frac{\sin\varphi \cdot Y_o}{I_z}\right) \quad \text{yoki} \quad \frac{\cos\varphi \cdot Z_o}{I_y} + \frac{\sin\varphi \cdot Y_o}{I_z} = 0 \quad (2.88)$$

Bu yerda: Z_o va U_o normal kuchlanishi nolga teng bo'lgan holatga to'g'ri keluvchi nuqtaning koordinatalari. (2.88) formulaga asosan, neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziqdir. Neytral o'q y- o'qiga α burchak ostida joylashgan. (2.88) formuladan $\left[\frac{Z_o}{Y_o}\right] = tg\varphi \cdot \frac{I_y}{I_z}$ (2.89).

2.68-rasmdan, $\left[\frac{Z_o}{Y_o}\right] = tg\alpha$ va $tg\alpha = tg\varphi\frac{I_y}{I_z}$ yoki $tg\varphi = tg\alpha \cdot \frac{I_z}{I_y}$ (2.90)



2.68-rasm.

formuladan, qiyshiq egilishda kesim neytral o'qining holati tashqi kuchning qiymatiga emas, balki kuchning Z o'qiga og'ishgan burchagiga va kesimning shakli ga bog'liq ekan. Masalan: Inersiya momentlari ikkala o'qqa nisbatan bir-biriga teng bo'lgan doiraviy, kvadrat – kesimlarda neytral o'q tashqi kuchning ta'sir chizig'iga perpendikulyar joylashadi, ya'ni $tg\alpha = tg\varphi$.

Qolgan barcha kesimlarda neytral o'q kuch chizig'iga perpendikulyar bo'lmaydi.

Shunday qilib, qiyshiq egilishda normal kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi:

$$\sigma = \pm M\left(\frac{\cos\varphi \cdot z}{I_y} + \frac{\sin\varphi \cdot y}{I_z}\right) \quad (2.91)$$

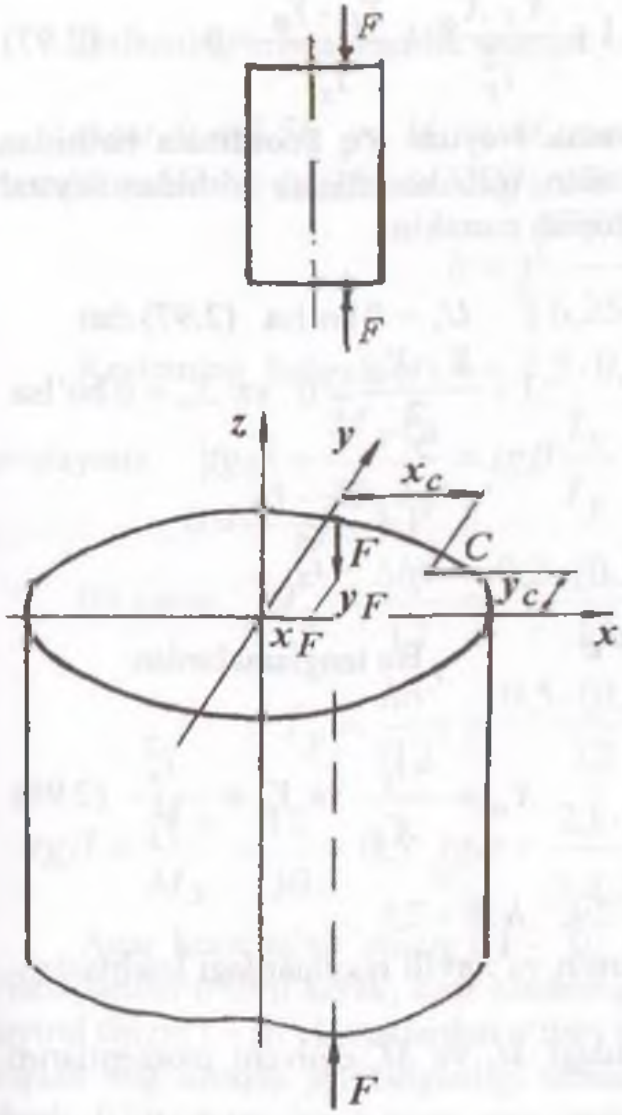
Kesimning neytral o'qda joylashgan I va II nuqtalarida kuchlanish maksimal qiymatga, neytral o'q ustidagi barcha nuqtalarida nolga teng va neytral o'qqa yaqin joylashgan nuqtalarda (3 va 4) minimal bo'ladi. Kesimning turli nuqtalari uchun topilgan kuchlanishlarning qiymatlari yordamida qiyshiq egilishdagi kuchlanish epyurasini qurish mumkin (2.68 –rasm). (2.91) formulada ko'pincha $\frac{I_y}{z_{\max}} = W_y$ va $\frac{I_z}{y_{\max}} = W_z$ ifoda bilan almashtiriladi va quyidagi hosil bo'ladi.

$$\sigma = \pm M\left(\frac{\cos\varphi}{W_y} + \frac{\sin\varphi}{W_z}\right) \quad (2.92)$$

Mustahkamlik shart. $\sigma_{\max} = M_{\max}\left(\frac{\cos\varphi}{W_y} + \frac{\sin\varphi}{W_z}\right) \le [\sigma]$ (2.93)

Markazlashmagan siqilish

Markazlashmagan siqilish (2.69-rasm) qurilishda bino ustunlarini hisoblashda ko'p uchraydi. XOU o'qlariga nisbatan X_F va Y_F masofalarda joylashgan F kuch ta'siridagi brusning markazlashmagan siqilishini ko'rib chiqaylik.(2.69-rasm) F kuch ta'sirida brusning istalgan kesimida N siquvchi bo'ylama kuch va $M_x = -FY$ va $M_y = -FX$ eguvchi momentlari hosil bo'ladi. Brus M_y eguvchi momenti eguvchi momenti ta'sirida OU neytral o'qi atrofida OX tekisligida egiladi.



2.69-rasm.

$Mx = FU$ momenti ta'siridan brus OU tekisligida OX neytral o'qi atrofida egiladi. S nuqta brusning siqiladigan tolalarida joylashgan. Shuning uchun normal kuchlanish – manfiy ishorali. Unda S nuqtadagi kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_c = -\frac{F}{A} - \frac{FY_F \cdot Y_c}{I_x} - \frac{FX_F X_c}{I_y} \quad (2.94)$$

Agar

$\frac{I_x}{A} = i_x^2$ *va* $\frac{I_y}{A} = i_y^2$ brus kesimining X va U o'qlariga nisbatan inersiya radiuslarini hisobga olsak:

$$\sigma_c = -\frac{F}{A}\left(1 + \frac{Y_F Y_c}{i_x^2} + \frac{X_F X_c}{i_y^2}\right) \quad (2.95)$$

(2.95) formuladan siqilgan brus istalgan nuqtasining kuchlanishini topish mumkin. Buning uchun nuqtaning koordinatalari X va U ishoralarini hisobga olish kerak. Masalan: koordinatalari X_B va U_B bo'lgan kesimdan ixtiyoriy tanlangan V nuqtadagi kuchlanishning ishorasi musbatdir, chunki bu nuqta brusning cho'ziladigan tolalarida joylashgan.

$$\sigma_B = -\frac{F}{A}\left(1 - \frac{Y_F Y_B}{i_x^2} - \frac{X_F X_B}{i_y^2}\right) \quad (2.96)$$

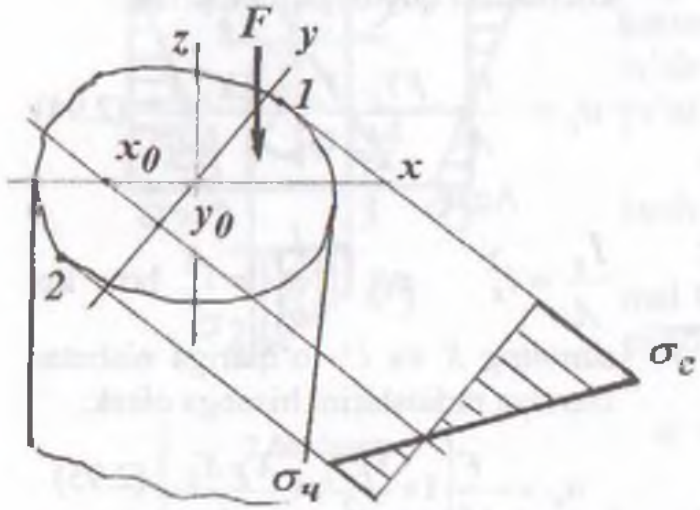
Demak, markazlashmagan siqilishda ham oddiy ko'ndalang yoki qiyshiq egilishdagi kabi normal kuchlanish nuqtaning qaysi chorakida yoki qaysi tolalarida joylashganligiga bog'liq ekan. Markazlashmagan siqilishda brusning xavfli holatidagi materialni aniqlash uchun, avvalo brus kesimi neytral o'qining holati va undan eng uzoqda joylashgan nuqtasini topamiz. Ko'ndalang egilishdan ma'lumki, neytral o'qda normal kuchlanish nolga teng, ya'ni:

$$\sigma = -\frac{F}{A}\left(1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F \cdot Y_o}{i_x^2}\right) = 0$$

Bu yerda X_o va U_o - neytral o'q ustida joylashgan nuqtaning koordinatalari.

$\frac{F}{A} \neq 0$ bo'lmaganligi uchun $1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} + \frac{Y_F \cdot Y_0}{i_x^2} = 0$ (2.97)

(2.97) tenglama neytral o'q tenglamasi. Neytral o'q koordinata boshidan o'tmaydigan to'g'ri chiziqdir. Bu tenglamadan XOU koordinata boshidan neytral o'qgacha bo'lgan masofalar X_o va U_o larni topish mumkin.



2.70 – rasm

$U_o = 0$ bo'lsa (2.97) dan

$1 + \frac{X_F X_o}{i_y^2} = 0$ va $X_o = 0$ bo'lsa

$1 + \frac{Y_F \cdot Y_0}{i_x^2} = 0$

Bu tenglamalardan

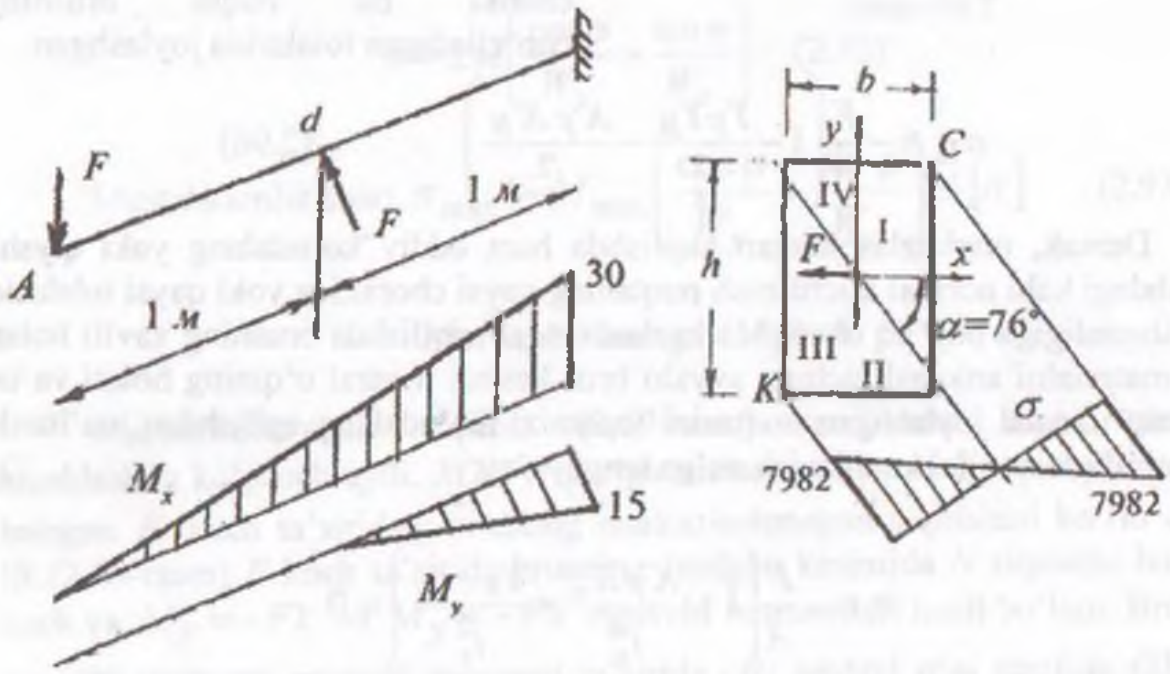
$X_o = -\frac{i_y^2}{X_F}$ va $Y_o = -\frac{i_y^2}{Y_F}$ (2.98)

Misol-3. Berilgan $F = 15kN$; $l = 2м$; $h:b = 2{,}5$.

Balka kesimining o'lchamlari aniqlansin va xavfli nuqtalardagi kuchlanishlar topilsin (2.71 - rasm).

Yechish. Balkaning tayanch kesimidagi M_x va M_u eguvchi momentlarini aniqlaymiz va epyurasini quramiz:

$M_x = 2F = 30kNм$ $M_y = F = 15kNм$



2.71-rasm.

Balkaning mustahkamlik shartini yozamiz: $\frac{6M_x}{bh^2}+\frac{6M_y}{b^2h}\le[\sigma]$

Agar $h=2{,}5b$ va M_x va M_u momentlarining qiymatlarini hisobga olsak, mustahkamlik shartidan kesimning eni b ni topamiz:

$$b=\sqrt[3]{\frac{405}{6{,}25\cdot 8\cdot 10^3}}\approx 0{,}2\text{м}$$

Kesimning balandligi $h=2{,}5\cdot 0{,}2=0{,}5м$. Neytral o'qning vaziyatini aniqlaymiz $|tg\varphi|=\frac{M_yI_x}{M_xI_y}=tg\beta\frac{I_x}{I_y}$

Bu yerda: $I_x=\frac{bh^3}{12}=\frac{0{,}2\cdot(0{,}5)^{-3}}{12}=2{,}1\cdot10^{-3}\,м^4$

$$I_y=\frac{hb^3}{12}=\frac{0{,}5\cdot(0{,}2)^3}{12}=3{,}4\cdot10^{-4}\,м^4$$

$tg\beta=\frac{M_y}{M_x}=\frac{15}{30}=0{,}5$ $tg\varphi=\frac{2{,}1\cdot10^{-3}}{3{,}4\cdot10^{-4}}\cdot0{,}5=4{,}242$ yoki $\varphi=76^0$

Agar kuch ta'sir chizig'i I – III choraklardan o'tsa, neytral o'q II – IV choraklardan o'tishi kerak; agar kuchning ta'sir chizig'i II-IV choraklardan o'tsa, neytral chiziq I – III choraklardan o'tishi kerak. Kesimning *S* va *K* nuqtalari neytral o'qdan eng uzoqda joylashganligi uchun normal kuchlanish katta qiymatga erishadi. Ikkita nuqtadan *S* nuqta eng xavfli holatda, chunki bu nuqtada cho'zuvchi kuchlanish hosil bo'ladi.

$\sigma_c=\frac{M_x}{I_x}\cdot y_c+\frac{M_y}{I_y}\cdot x_c$ bu yerda: $x_c=\frac{b}{2}=0{,}1\text{м},\quad y_c=\frac{h}{2}=0{,}25\text{м}$

U holda $\sigma_c=-7982\frac{\kappa N}{м^2}$

Misol-2. Uzunligi $l=1{,}5\text{м}$ bo'lgan sterjen $F=60kN$ kuch ta'sirida cho'ziladi. To'g'ri burchakli kesimning *K, S, V, D* nuqtalarining kuchlanishlari topilsin (2-72-rasm, *a*).

Yechish. Kesimning *V* nuqtasining koordinatalari $y_a=-1sm$ va $Z_a=-2sm$. Sterjen ko'ndalang kesim yuzasining geometrik tavsiflarini topamiz: Kesim yuzasi $A=3\cdot8=24sm^2=2{,}4\cdot10^{-3}\ m^2$.

Inersiya radiuslari: $i_y^2=\frac{I_y}{A}=\frac{0.03(0{,}08)^3}{12\cdot2{,}4\cdot10^{-3}}=0{,}0534\cdot10^{-2}\,м^2$

$$i_x^2 = \frac{I_x}{A} = \frac{0.08(0,03)^3}{12 \cdot 2,4 \cdot 10^{-3}} = 0,075 \cdot 10^{-3} \ м^2$$

Kesim neytral o‘qining vaziyatini aniqlaymiz: $1 + \frac{y_F \cdot y_0}{i_x^2} + \frac{z_F \cdot z_0}{i_y^2} = 0$

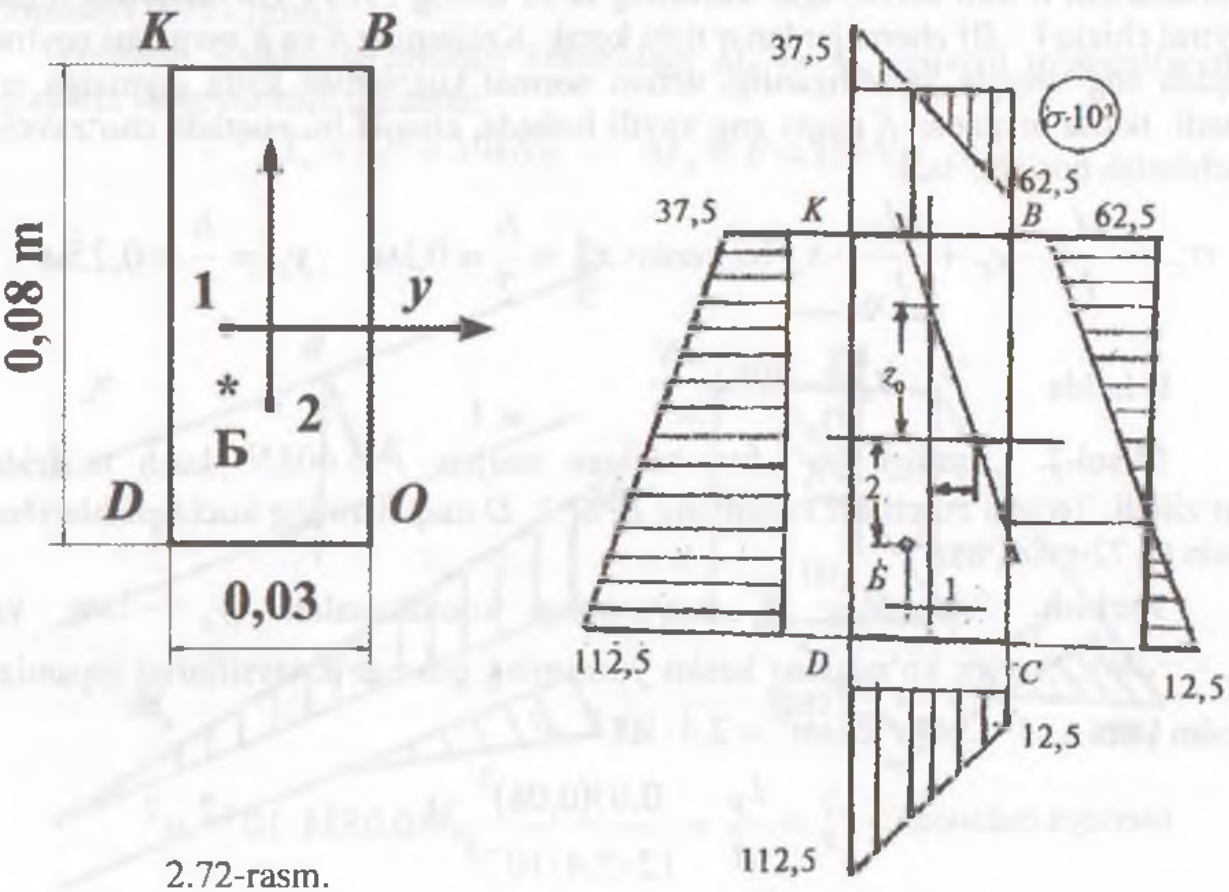
Agar $Z_0 = 0$ bo‘lsa, $y_0 = -\frac{i_z^2}{y_F} = \frac{0,075 \cdot 10^{-3}}{0,01} = 7,5 \cdot 10^{-3}$ м

Agar $y_0 = 0$ bo‘lsa, $Z_0 = -\frac{i_y^2}{z_F} = \frac{0,0534 \cdot 10^{-2}}{0,02} = 2,67 \cdot 10^{-2}$ м

Demak, neytral o‘q kesimning *ZOY* koordinata o‘qlarining musbat choragidan y_0 va Z_0 masofalarda kesib o‘tar ekan. Kesimning *KVSD* nuqtalaridagi normal kuchlanishlarni quyidagi formuladan topamiz:

$$\sigma = \frac{F}{A}\left(1 + \frac{y_F y}{i_z^2} + \frac{z_F z}{i_y^2}\right)$$

K nuqtaning kuchlanishi: $z_k = 0,04$м; $y_k = -0,015$м;



2.72-rasm.

$$\sigma_K = \frac{60}{2{,}4\cdot 10^{-3}}\left(1+\frac{(-0{,}01)(-0{,}015)}{0{,}075\cdot 10^{-3}}+\frac{(-0{,}02)(-0{,}04)}{0{,}0534\cdot 10^{-2}}\right)=37{,}5\cdot 10^3\,\frac{kN}{м^2}$$

V nuqtaning kuchlanishi: $z_C = 0{,}04м;\qquad y_C = -0{,}015м$

$$\sigma_B = \frac{60}{2{,}4\cdot 10^{-3}}\left(1+\frac{(-0{,}01)\cdot 0{,}015}{0{,}075\cdot 10^{-3}}+\frac{(-0{,}02)\cdot 0{,}04}{0{,}0534\cdot 10^{-2}}\right)=-62{,}5\cdot 10^3\,\frac{kN}{м^2}$$

S nuqtaning kuchlanishi: $z_C = 0{,}04м;\qquad y_C = -0{,}015м$

$$\sigma_e = \frac{60}{2{,}4\cdot 10^{-3}}\left(1+\frac{(-0{,}01)\cdot 0{,}015}{0{,}075\cdot 10^{-3}}+\frac{(-0{,}02)\cdot(-0{,}04)}{0{,}0534\cdot 10^{-2}}\right)=12{,}5\cdot 10^3\,\frac{kN}{м^2}$$

D nuqtaning kuchlanishi: $z_\partial = 0{,}04м;\qquad y_\partial = -0{,}015м$

$$\sigma_\partial = \frac{60}{2{,}4\cdot 10^{-3}}\left(1+\frac{0{,}01\cdot 0{,}015}{0{,}075\cdot 10^{-3}}+\frac{0{,}02\cdot 0{,}04}{0{,}0534\cdot 10^{-2}}\right)=112{,}5\cdot 10^3\,\frac{kN}{м^2}$$

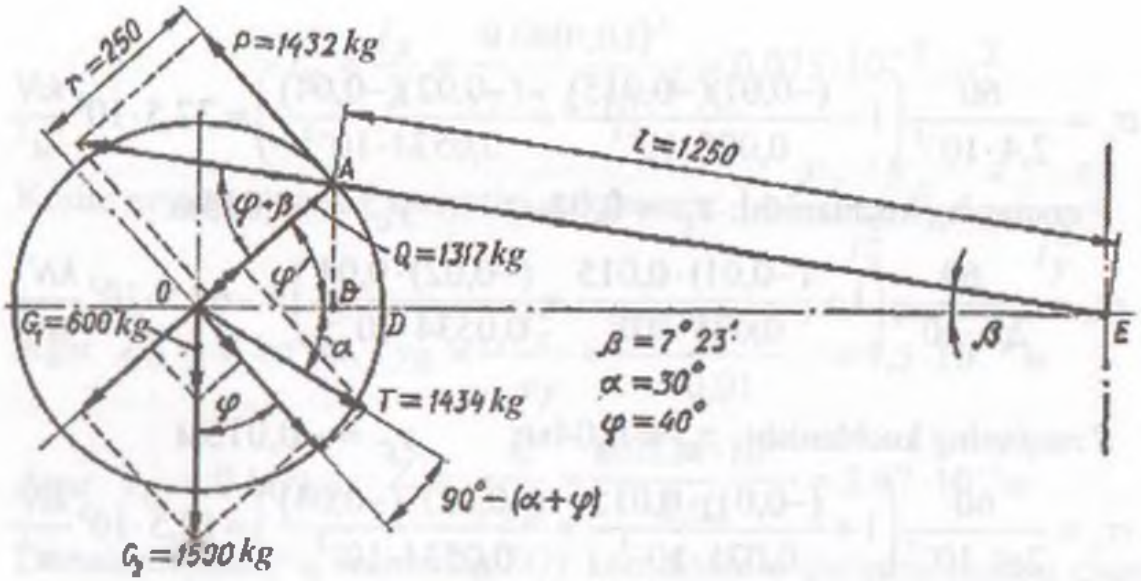
Oddiy tirsakli valni hisoblash

Berilgan: dvigatelni tirsakli vali minutiga 60 marotaba aylanib transmissiya yordamida $N = 300$ ot kuchi quvvatni uzatadi. Val radiusi $r = 250мм$ bo'lgan krivoship bilan bitta tirsakga ega. Valning hisoblangan o'lchamlari: $a = 300мм$; $в = 400мм; c = 200мм$. Valning bir uchiga massasi $G_1 = 600kg$ bo'lgan shkiv va ikkinchi tomonida massasi 1500 *kg* bo'lgan maxovik o'rnatilgan (2.73-rasm). Shkiv quvvatni gorizontga $\alpha = 30^0$ burchak ostida joylashgan tasmali uzatma orqali uzatadi. Tasmani etaklovchi qismini tarangligi uni etaklanovchi qismining taranligidan ikki marotaba ko'p. Shkivni radiusi $R_c = 750мм$. Krivoshipni gorizontga nisbatan $\varphi = 40^0$ gradus og'ishgan burchagida val eng yuqori yuklanishda bo'ladi. Shatun uzunligini krivoship elkasining uzunligiga nisbati $\frac{\ell}{2} = 5$.

Valni materiali St.5 va ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma] = 800kg/sm^2$. Valni massasi va inersiya kuchlari hisobga olinmaydi. Valni diametri, buyinlarini kesimi va boshqa o'lchamlari aniqlansin, chizmasi berilsin.

Yechish. 1. Valga ta'sir qiluvchi kuchlarni hisoblaymiz. Valning chap tomonida tasmali uzatma taranglik kuchlari ta'siridan burovchi juft kuch hosil bo'ladi. Bu juft momentini qo'yidagi formuladan topamiz:

$$M_k = 716{,}2\frac{N}{n} = 716{,}2\frac{300}{600} \approx 358kGm$$



2.73-rasm.

Tasmani etaklanuvchi qismining taranglik kuchini topamiz:

$$t_1 = \frac{M_k}{R} = \frac{358}{0,75} = 478 кг$$

Tasmani etaklovchi qismining taranglik kuchi: $t_2 = 2t_1 = 2 \cdot 478 = 956 kg$

Valni chap tomonida gorizontga $\alpha = 30^0$ burchak ostida yo'nalgan eguvchi kuch qo'yilgan: $T = t_1 + t_2 = 478 + 956 = 1434 кг$ va kesimda shkiv massasi ta'siridan $G_1 = 600 kg$ vertikal eguvchi kuch qo'yilgan. Valni o'ng tomonida maxovik massasi ta'siridan $G_2 = 1500 кг$ eguvchi kuch qo'yilgan. Valning tirsakli bo'g'iniga uzatiladigan shatunning bosim kuchini ikkitaga ajratamiz:

– krivoship tekisligiga perpendikulyar ta'sir qiluvchi doiraviy kuch - P;
– krivoship tekisligida ta'sir qiluvchi radial kuch - Q.

Doiraviy kuch - P shkivdagi burovchi juft momenti bilan muvozanatlashtiruvchi moment hosil qilishi kerak, ya'ni:

$$P \cdot r = M_k \qquad va \qquad P = \frac{M_k}{r} = \frac{358}{0,25} \approx 1432 кг$$

bu yerda: r – krivoship radiusi.

Shatunning gorizontga og'ishgan burchagini topamiz:

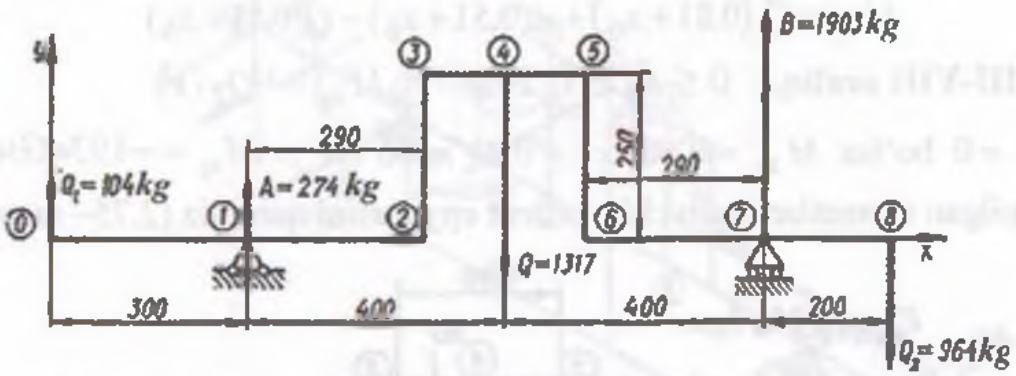
$$\frac{\sin\varphi}{\sin\beta} = \frac{\ell}{r}, \qquad bu\ \ yerdan \qquad \sin\beta = \frac{r}{\ell} \cdot \sin\varphi = \frac{1}{5} \cdot \sin 40^0 = 0,129 \quad \beta = 7^0 23'.$$

Valning chetki kesimlariga qo'yilgan kuchlarni krivoship tekisligiga perpendikulyar tekisligida ta'sir qiluvchi ikkita kuchlar sistemasiga ajratamiz. Krivoship tekisligida ta'sir qiluvchi kuchlar (2.74-rasm):

- valning chap qismi:

$$Q_1 = G_1 \cdot \sin\varphi - T \cdot \cos(\alpha + \varphi) = 600 \cdot \sin 40^0 - 1432 \cdot \cos 70^0 = -104 кг$$

(minus ishorasi, Q_1 radial kuch ta'siriga teskari yo'nalgan);



2.74-rasm.

- valning o'ng qismi: $Q_2 = G_2 \cos\varphi = 1500 \cdot \cos 40^0 = 964\kappa g$

Krivoship tekisligiga perpendikulyar ta'sir qiluvchi kuchlar (2.79-rasm):

- valning chap qismi:

$$P_1 = G_1 \cdot \cos\varphi + T \cdot \sin(\alpha + \varphi) = 600 \cdot \cos 40^0 + 1432 \cdot \sin 70^0 = 1805\kappa g$$

- valni o'ng qismi: $P_2 = G_2 \cos\varphi = 1500 \cdot \cos 40^0 \approx 1149\kappa g$

$M_k = 358\kappa GM$ burovchi momentni krivoshipga perpendikulyar ta'sir qiluvchi kuchlar sistemasiga kiritamiz.

3. Krivoship tekisligida ta'sir etuvchi kuchlardan eguvchi moment epyurasini kuramiz.

- reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum M_B = -0{,}80 \cdot A - Q_1 \cdot 1{,}10 + Q \cdot 0{,}40 - Q_2 \cdot 0{,}20 = 0 \text{ va } A = 274\kappa g$$

$$\sum M_A = 0{,}80 \cdot B - Q_1 \cdot 0{,}30 - Q \cdot 0{,}40 - Q_2 \cdot 1{,}00 = 0 \text{ va } B = 1903\kappa g .$$

Tekshirish: $\sum Y = A + B + Q_1 - Q - Q_2 = 0$

$$274 + 1903 + 104 - 1317 - 964 = 2281 - 2281 = 0$$

- valni oraliq uchastkalarga bo'lib eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

I-I oraliq. $0 \le x_1 \le 0{,}30 M$ $M_{x_1} = Q_1 \cdot x_1$

$x_1 = 0$ bo'lsa $M_{x_1} = M_0 = 0$ va $x_1 = 0$ bo'lsa $M_x = M_1 = 31\kappa GM$

II-IIoraliq. $0 \le x_2 \le 0{,}29 M$ $M_{x_2} = Q_1(0{,}30 + x_2) + A \cdot x_2$

$x_2 = 0$ bo'lsa $M_{x_2} = M_1 = 31\kappa GM$ va $x_2 = 0{,}29\,m$ bo'lsa $M_{x_2} = M_2 = 141\kappa GM$

III–III oraliq. $M_{x_3} = M_3 = Q_1 \cdot 0{,}59 + A \cdot 0{,}29 = 141\kappa GM$

IY-IY oraliq. $0 \le x_4 \le 0{,}11 M$ $M_{x_4} = Q_1(0{,}59 + x_4) + A(0{,}29 + x_4)$

$x_4 = 0$ bo'lsa $M_{x_4} = M_3 = 141\kappa \Gamma M$ va $x_4 = 0{,}11\,m$ bo'lsa $M_{x_4} = M_4 = 182\kappa GM$

Y-Y oraliq. $0 \le x_5 \le 0{,}11 M$ $M_{x_5} = Q_1(0{,}70 + x_5) + A(0{,}40 + x_2) - Q \cdot x_5$

$x_5 = 0$ bo'lsa $M_{x_5} = M_4 = 182\kappa GM$ va $x_5 = 0{,}11\,m$ bo'lsa $M_{x_5} = M_5 = 80\kappa GM$

YI-YI oraliq. $M_{x_6} = M_5 = 80\kappa GM$

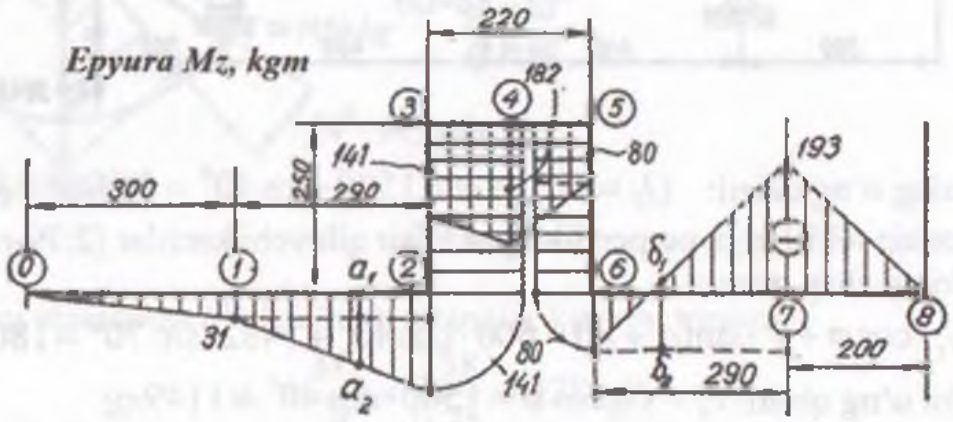
YII-YII oraliq. $0 \le x_6 \le 0{,}29м$

$$M_{x_7} = Q_1(0{,}81 + x_6) + A(0{,}51 + x_6) - Q(0{,}11 + x_6)$$

YIII-YIII oraliq. $0 \le x_7 \le 0{,}20м \qquad M_{x_8} = -Q_2 \cdot x_7$

$x_7 = 0$ bo'lsa $M_{x_8} = 0$ va $x_7 = 0{,}29\ m$ bo'lsa $M_{x_8} = -193кGм$

Topilgan qiymatlara eguvchi moment epyurasini quramiz (2.75– rasm).



2.75-rasm.

Krivoship tekisligiga perpendikulyar ta'sir etuvchi kuchlardan eguvchi moment epyurasini quramiz (2.76-rasm). Reaksiya kuchlarini topamiz:

$$\sum M_B = -0{,}80 \cdot A + P_1 \cdot 1{,}10 - P \cdot 0{,}40 - P_2 \cdot 0{,}20 = 0 \text{ va } A = 1478кg$$

$$\sum M_A = -0{,}80 \cdot B - P_1 \cdot 0{,}30 - P \cdot 0{,}40 + P_2 \cdot 1{,}00 = 0 \text{ va } B = 45кg$$

Tekshirish: $A + B + P - P_1 - P_2 = 1478 + 45 + 1432 - 1805 - 1150 = 0$

Valni oraliq uchastkalarga bo'lib eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

I-I oraliq. $0 \le y_1 \le 0{,}30м \qquad M_{y_1} = P_1 \cdot y_1$

$y_1 = 0$ bo'lsa $M_{y_1} = M_0 = 0$ va $y_1 = 0{,}30\ m$ bo'lsa $M_{y1} = M_1 = 542кGм$

II-II oraliq. $0 \le y_2 \le 0{,}29м \quad M_{y_2} = P_1(0{,}30 + y_2) - A \cdot y_2$

$y_2 = 0$ bo'lsa $M_{y_2} = M_1 = 542кGм$ va $y_2 = 0{,}29\ m$ bo'lsa $M_{y_2} = M_2 = 636кGм$

III-III oraliq. $0 \le y_3 \le 0{,}25м \qquad M_{y_3} = -M_k + (P_1 - A) \cdot y_3$

$y_3 = 0$ bo'lsa $M_{y_3} = -358кGм$ va $y_3 = 0{,}25\ m$ bo'lsa $M_{y_3} = M_3 = -276кGм$

IY-IY oraliq. $0 \le y_4 \le 0{,}11м \qquad M_{y_4} = P_1(0{,}59 + y_4) - A(0{,}29 + y_4)$

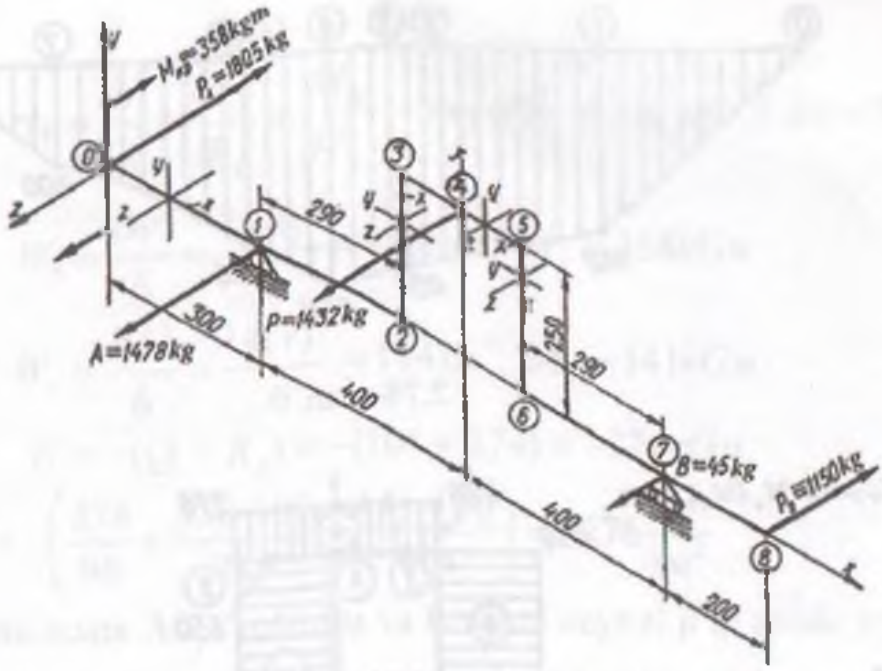
$y_4 = 0$ bo'lsa $M_{y_4} = -276кGм \quad y_4 = 0{,}11\ m$ bo'lsa $M_{y_4} = M_4 = 672кGм$

Y-Y oraliq. $0 \le y_5 \le 0{,}20м \qquad M_{y_5} = P_2 \cdot y_5$

$y_5 = 0$ bo'lsa $M_{y_5} = M_8 = 0$ va $y_5 = 20\ m$ bo'lsa $M_{y_5} = M_7 = 230кGм$

YI-YI oraliq. $0 \le y_6 \le 0{,}29м \quad M_{y_6} = P_2(0{,}20 + y_6) - B \cdot y_6$

$y_6 = 0$ bo'lsa $M_{y_6} = M_7 = 230кGм$ va $y_6 = 0{,}29\ m$ bo'lsa $M_{y_6} = M_6 = 550кGм$



2.76-rasm.

YII-YII oraliq. $0 \le x_7 \le 0{,}25м \quad M_{y7} = (P_2 - B) \cdot y_7$

$y_7 = 0$ bo'lsa $M_{y7} = 0$ va $y_7 = 0{,}25\ m$ bo'lsa $M_{y_7} = M_5 = 276кGм$

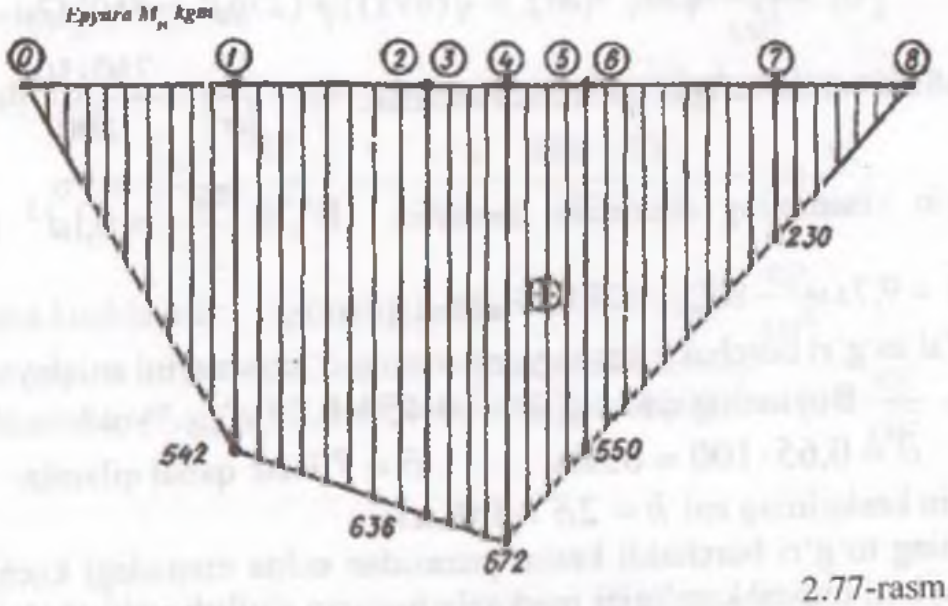
Hisoblangan qiymatlarda eguvchi moment epyurasini quramiz (2.77-rasm)

Valning xarakterli nuqtalari uchun eguvchi moment epyurasining ordinatalarini topamiz (2.78 -rasm).

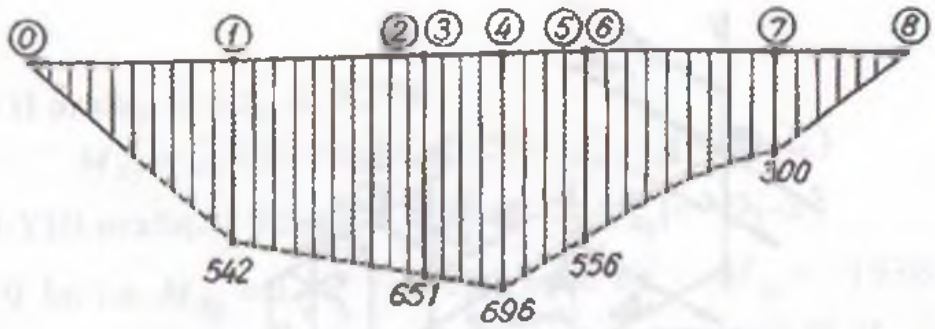
$M_0 = M_8 = 0; \qquad M_1 = \sqrt{(31)^2 + (542)^2} \approx 542кГм$

$M_2 = M_3 = \sqrt{(141)^2 + (636)^2} \approx 651кГм; \quad M_5 = M_6 = \sqrt{(80)^2 + (550)^2} \approx 556кГм$

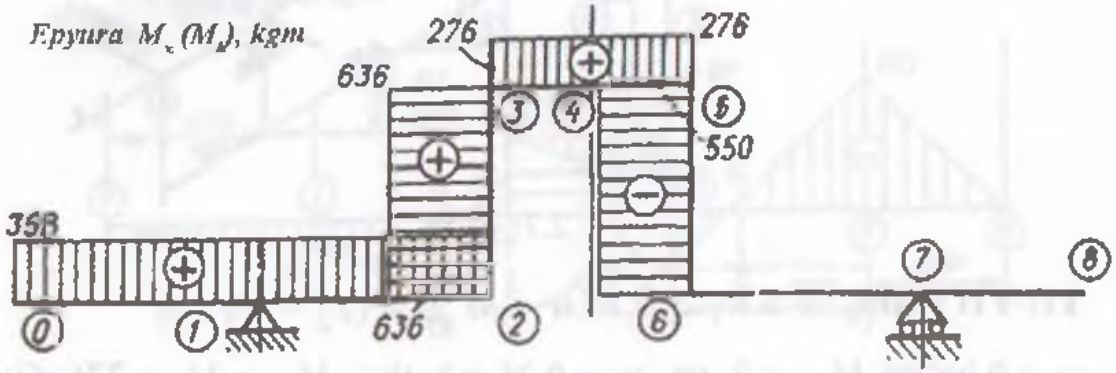
$M_7 = \sqrt{(193)^2 + (230)^2} \approx 300кГм$



2.77-rasm.



2.78-rasm.



2.79-rasm.

Burovchi moment epyurasini qurish uchun uning xarakterli nuqtalaridagi ordinatalarini topamiz (2.79 - rasm):

$M_{23} = 1805 \cdot 0{,}59 - 1478 \cdot 0{,}29 = 636 кГм$; $M_0 = M_1 = M_2 = M_к = 358 кГм$

$M_{35} = (1805 - 1478) \cdot 0{,}25 + 358 = 276 кГм$; $M_{56} = -1150 \cdot 0{,}49 + 45 \cdot 0.29 = -550 кГм$

6. Val buyinlarining kesimlarini tanlaymiz.

Tirsakli buyinda to‘rtinchi kesim xavfli holatda. Uchinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan bu kesimdagi keltirilgan moment:

$$M_x = \sqrt{M_y^2 + M_к^2} = \sqrt{(697)^2 + (276)^2} = 750 кГм$$

Kesimni ruxsat etilgan qarshilik momenti: $W = \frac{M_x}{[\sigma]} = \frac{750 \cdot 100}{800} = 94 см^3$

Buyin kesimining diametrini topamiz: $W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1 d^3$ formuladan

$d = \sqrt[3]{940} = 9{,}7 см$ $d_{mб} = 100 мм$ qabul qilamiz.

7. Val to‘g‘ri burchakli kesim yuzalarining o‘lchamlarini aniqlaymiz.

Buyinning qalinligi $\partial = (0{,}45 \div 0{,}85) d_{mб}$ yoki

$\partial = 0{,}65 \cdot 100 = 65 мм$ $\partial = 70 мм$ qabul qilamiz.

Buyin kesimining eni $h = 2\delta = 140 мм$

Valning to‘g‘ri burchakli kesim yuzasidan uchta nuqtadagi kuchlanishlarni aniqlab, buyinni mustahkamligini markazlashmagan siqilish yoki cho‘zilishga tekshiramiz.

1-nuqta $\sigma_1 = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_z}{W_z}$ bu yerda: $A = \delta \cdot n = 7 \cdot 14 = 98 sm^4$

$$W_y = \frac{\delta n^2}{6} = \frac{7(14)^2}{6} = 229 sm^3;\ M_y = 358 \kappa Gm$$

$$W_z = \frac{h\delta^2}{6} = \frac{14(7)^2}{6} = 114 sm^3;\ M_z = 141 \kappa Gm$$

$$N = -(Q_1 + R_A) = -(104 + 274) = -378 \kappa Gm$$

Unda $\sigma_1 = -\left(\frac{378}{98} + \frac{358 \cdot 100}{229} + \frac{141 \cdot 100}{114}\right) = -276 \frac{\kappa g}{sm^2}$

2-nuqta. Bu nuqta M_y - moment va kesimni neytral o'qi ustida joylashgan. Shuning uchun M_y momenti ta'siridan normal kuchlanish hosil bo'lmaydi.

Demak, $\sigma_2 = -\left(\frac{N}{A} + \frac{M_z}{W_z}\right) = -\left(\frac{378}{98} + \frac{141 \cdot 100}{114}\right) = -127 \frac{\kappa g}{sm^2}$

Buralishdagi urinma kuchlanish $\tau_{\kappa g} = \frac{M_\kappa}{W_\rho}$ bu yerda $W_\rho = \beta \cdot \delta^2$ - to'g'ri burchakli kesimni qarshilik momenti. $h = 2\delta$ uchun $\beta = 0{,}493$.

Unda $W_\rho = 0{,}493 \cdot (7)^3 = 169 sm^3; M_\kappa = 636 \kappa Gm$

va $\tau_\kappa = \frac{636 \cdot 100}{169} = 376 \frac{\kappa g}{sm^2}$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan hisobiy kuchlanish:

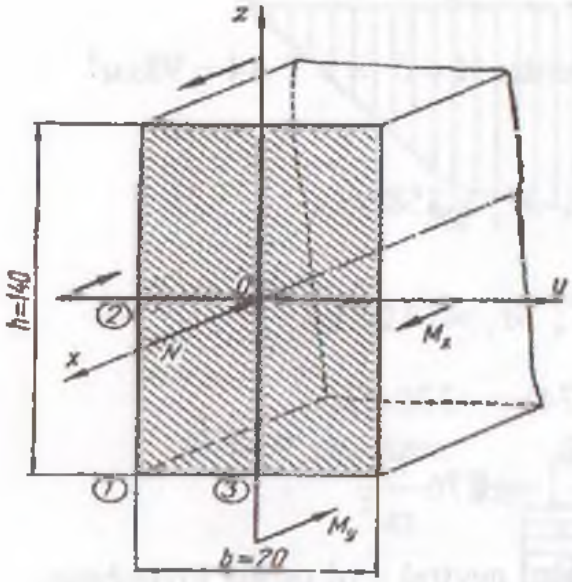
$\sigma_{r2} = \sqrt{\sigma_2^2 + 4\tau_\kappa^2}$ va $\sqrt{(127)^2 + 4(376)^2} = 764 \frac{\kappa g}{sm^2} \prec [\sigma]$

3 nuqta M_z momentining neytral o'qi ustida joylashganligi uchun:

$$\sigma_3 = -\left(\frac{N}{A} + \frac{M_y}{W_y}\right) = -\left(\frac{378}{98} + \frac{358 \cdot 100}{229}\right) = -160 \frac{\kappa g}{sm^2}$$

Urinma kuchlanish: $\tau_{k_3} = \gamma \cdot \tau_{k_2} = 0{,}795 \cdot 376 = 298 \frac{\kappa g}{sm^2}$

Kuchlanish: $\sigma_{r3} = \sqrt{\sigma_3^2 + 4\tau_\kappa^2} = \sqrt{(160)^2 + 4(298)^2} = 618 \frac{\kappa g}{sm^2} \prec [\sigma]$



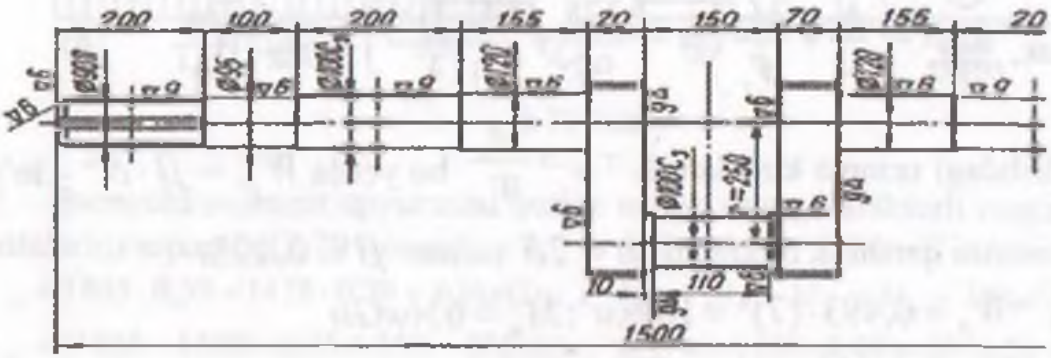
2.80-rasm.

Demak, kesimni 70x140 *mm* o'lchamlari mustahkamlik shartni qanoatlantiradi.

8. Konstruktiv mulohazalar asosida valning boshqa o'lchamlarini aniqlaymiz: tirsakli buyin uzunligi – (0,8...1,2) $d_{mб}$=150 *mm*. korennoy bo'yin uzunligi - $\ell_k = (1{,}2...2)\, d_{mб}$=200 *mm*; maxovik va shkiv o'rnatiladigan sapfa uzunligi - ℓ_s=200 *mm*; oraliq uchastkalarni diametrlari va uzunliklari:

d_1 = 120 mm $\quad$ l_1 = 155 mm

d_2 = 95 mm $\quad$ d_3 = 90 mm



2.81-rasm.

Nazorat savollari

1. Murakkab qarshiliklar nima?
2. Murakkab qarshiliklar turlarini ayting?
3. Valni buralish bilan egilishida kesim yuzasida qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
4. Buralish bilan egilishda mustahkamlik shartni yozing?
5. Valni diametrini aniqlang?
6. Qiyshiq egilish sxemasini chizing?
7. Qiyshiq egilishda neytral o'q tenglamasini yozing?
8. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasini yozing?
9. Qiyshiq egilishda mustahkamlik shart formulasidan foydalanib kesimni tanlang?
10. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
11. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda kesimni neytral o'q tenglamasini yozing?
12. Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilishda mustahkamlik shart formulasini yozing?

2.8. Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka hisoblash

Ko‘pgina injenerlik inshootlarini hisoblashda, ularning mustah-kamlik sharti bilan bir qatorda ustuvorligi ham ta’minlanishi kerak. Sekin-asta o‘suvchi kuch ta’sirida sterjen siqilsa, kuchning biror kritik qiymatida sterjen o‘zining to‘g‘ri chiziqli holatini yo‘qotadi (2.82-rasm). Sterjenning ustuvor muvozanat holati buziladi. Agar, kuchni shu qiymatida ushlab turilsa, sterjenda muvozanat holat yuzaga keladi va sterjenning yangi ustuvor muvozanati sodir bo‘ladi. Agar siquvchi kuch kattalashtirilsa, sterjenning noustuvorligi oshadi va yana kuchning qiymati oshsa sterjen yemirilishi mumkin.



2.82-rasm.

Bo‘ylama egilish juda xavflidir, chunki siquvchi kuch ozgina orttirilganda sterjenni egilishi tez ortadi. Natijada egilishda bo‘ladigan kuchlanish ham tez ortadi, sterjen yemirilishi mumkin.

Kritik kuchni aniqlash

Ikki uchi sharnirli tayanchga tayangan o‘zgarmas kesimli siqilayotgan sterjendagi kritik kuchni topish uchun, sterjen egilgan o‘qining differensial tenglamasidan foydalanamiz (2.83-rasm). Siqilayotgan sterjenning deformatsiyasi elastik bo‘lib kritik kuch ta’siridan sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan kuchlanish sterjen materialining proporsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo‘lmaydi.

$$F_k = \frac{n^2 \pi^2 E I_{\min}}{\ell^2} \qquad (2.99)$$

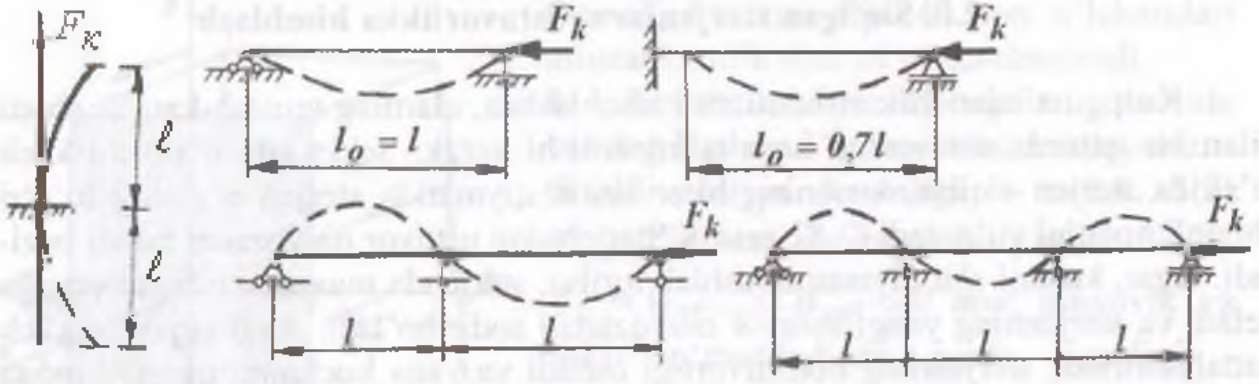
Bu yerda n– ixtiyoriy butun son. (2.99) formula Eyler formulasi.

Yengil egilgan sterjenni muvozanatda ushlaydigan kuch bir nechta qiymatga ega bo‘lishi mumkin ekan. Sterjenning bo‘ylama egilishidagi siquvchi kuchni minimal (eng kichik) qiymati $n = 1$ to‘g‘ri keladi. Unda

$$F_k = \frac{\pi^2 E I}{\ell^2} \qquad (2.100)$$

Eyler formulasidan ko‘rinishicha, F_k kuch sterjenning bikrligiga to‘g‘ri va sterjen uzunligi kvadratiga teskari proporsionaldir. Elastiklik chegarasida ishlaydigan sterjen uchun kritik kuch sterjenning geometrik o‘lchamlari va materialning elastiklik moduliga bog‘liq: sterjen tayyorlangan materialning mustahkamlik tavsifnomalariga bog‘liq emas. Masalan: yumshoq va yuqori sortli po‘latlarda E qiymati taxminan bir xil bo‘lganligi uchun, ularda kritik kuch ham bir xildir, ya’ni ular bir xil kritik kuchda ustuvorligini yo‘qotadi.

Sterjen uchlarini mahkamlanish shartini kritik kuchning qiymatiga ta’sirini aniqlash uchun, har xil tayanchlarga tayangan sterjenlarning bo‘ylama egilishdagi deformatsiyalarini ikkita sharnirli tayanchga tayangan sterjenning deformatsiyasi bilan taqqoslaymiz.



2.83-rasm.

Masalan, bir uchi qistirib mahkamlab qo'yilgan sterjen deformatsiyasi ikki tayanchli sterjen deformatsiyasi yarmisiga teng (2.83-rasm).

Demak, bir uchi qistirib mahkamlangan ikkita sterjenlar egilgan o'qlarining erkin uchlari orasida o'lchangan yarim to'lqin (sinusoida) uzunligi ikki uchi sharnirli mahkamlangan sterjen egilgan o'qining ikkita nuqtasi orasidagi yarim to'lqin uzunligiga teng ekan, ya'ni: $\ell_0 = 2\ell$. Har xil mahkamlangan sterjenlar uchun ham Eyler formulasini hosil qilishda shunday usul tadbiq etiladi.

Eyler formulasi: $F_k = \dfrac{\pi^2 EI}{\ell_0^2}$ yoki $F_k = \dfrac{\pi^2 EI}{(2\ell)^2} = \dfrac{\pi^2 EI}{4\ell^2}$

Sterjen uchlarining mahkamlanish shartlariga ko'ra, kritik kuchning formulalarini yozamiz. $F_k = \dfrac{\pi^2 EI}{(\mu\ell)^2}$ (2.101)

bu yerda μ - keltirilgan uzunlik $\ell_0 = \mu \cdot \ell$ ning koeffitsienti.

Eyler formulasini ishlatilish chegarasini aniqlash. Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler formulasi sterjen materialining Guk qonuni kuchga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilgan edi. Shuning uchun Eyler formulasi yordamida topilgan kritik kuchlanishni materialning proporsionallik chegarasidagi kuchlanishdan katta bo'lgan hollarda foydalanib bo'lmaydi. Eyler formulasini ishlatish mumkin bo'lgan chegarani aniqlaymiz:

$$\sigma_k = \frac{Fk}{A} = \frac{\pi^2 EI}{A\ell^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\dfrac{\mu\ell}{i}\right)^2} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \qquad (2.102)$$

Bu yerda: $i^2 = \dfrac{I}{A}$ - inersiya radiusi; $\lambda = \mu\dfrac{\ell}{i}$ -sterjenning egiluvchanligi

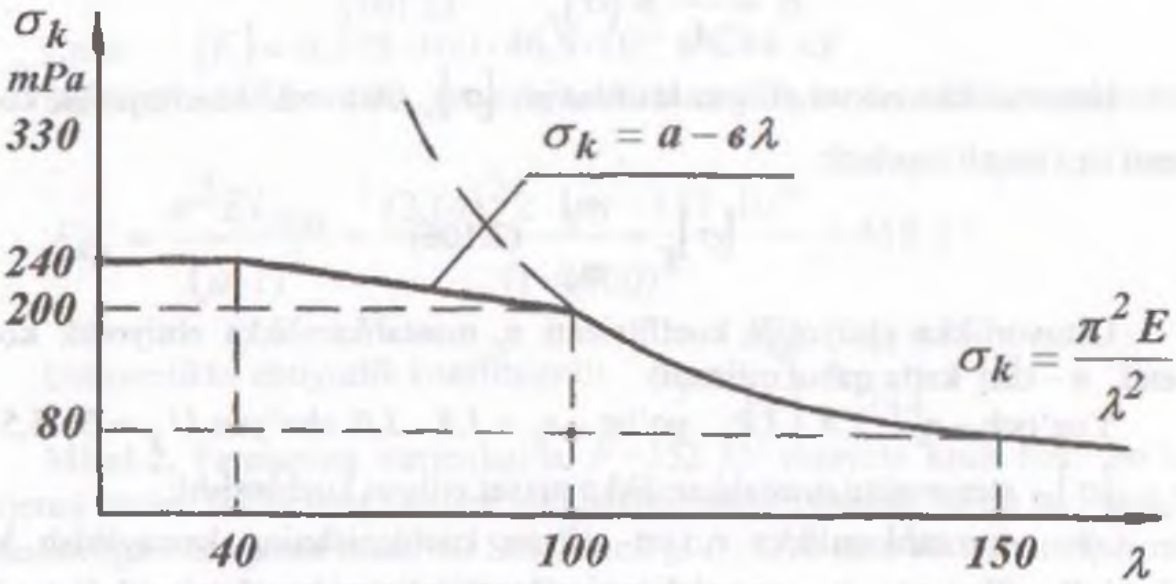
(2.102) formuladan aniq-ki, σ_k sterjenning egiluvchanligiga bog'liq. Ingichka va uzun sterjenlarda kritik kuchlanish kichik bo'ladi. Mustahkamlik

chegarasi $\sigma_B = 40 МПа$ bo'lgan st.3 po'lat uchun: $E = 2 \cdot 10^5 mPa$; $\lambda = 150$ bo'lsa: $\sigma_к = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(150)^2} = 87{,}7 мPa \le 160 мPa$

$\lambda = 50$ bo'lsa: $\sigma_к = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{(50)^2} = 300 мPa > [\sigma] = 160 мPa$

Siqilayotgan sterjendagi kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik kuchlanishda yemirilish sodir bo'ladi. Agar $\sigma_k = \sigma_n$ deb olinsa, (2.102) formuladan egiluvchanlikni chegaraviy qiymatini topamiz: $\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}}$. Agar $\lambda = \lambda_0$ bo'lsa, Eyler formulasidan foydalanish mumkin. St.3 po'lat uchun: $\sigma_n = 200\ mPa$.

$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100$. St.5 po'lat uchun λ_0 = 90. Shunday qilib, egiluvchanligi λ = 100 sterjenlar uchun Eyler formulasi ishlatilishi mumkin. Egiluvchanlik 0 dan 40-50 gacha bo'lganida, sterjen kalta bo'ladi. Bunday sterjenlar mustahkamlik yo'qolishi bilan yemiriladi. Shuning uchun, kritik kuchlanish oquvchanlik (plastik material) yoki mustahkamlik chegarasidagi kuchlanish (mo'rt material) ga teng qilib olinadi. (2.84-rasm).



2.84-rasm.

Egiluvchanligi ($50 \le \lambda \le \lambda_0$) oraliqda bo'lgan sterjenlar elastik-plastik deformatsiyalanib, ustuvorligini yo'qotadi. Bunda, kritik kuchlanish sterjen materialining proporsionallik yoki oquvchanlik chegaralaridagi kuchlanishiga teng bo'ladi. Kritik kuchlanishni bunday o'zgarishi to'g'ri chiziq bo'lib, Yasinskiy formulasiga bo'ysunadi (2.84-rasm).

Yasinskiy formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_k = a - b\lambda \qquad (2.103)$$

St.3 po'lat uchun: $\sigma_k = 3100 - 11{,}4\lambda$

yog'och uchun: $\sigma_k = 293 - 1{,}94\lambda$

cho'yon uchun: $\sigma_k = a - b\lambda + c\lambda^2$

bu yerda, *a, v, s* – empirik koeffitsientlar. Yasinskiy formulasi quyidagicha yoziladi:

Ustuvorlik shart. Siqilgan sterjenlarni mustahkamlikga hisoblashda o'lchamlarini shunday tanlash kerakki, ularni ekspluatatsiya qilish jarayonida kuch ta'siridan ustuvorlikni yo'qotilmasligi kerak. Buning uchun siqilgan sterjenning kesimidagi normal kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik bo'lishi kerak:

$$\sigma = \frac{N}{A_\delta} \prec \frac{F_k}{A_\delta} = \sigma_k \qquad (2.104)$$

bu yerda: *N* - siquvchi kuch; A_δ - sterjenning zaiflashgan kesim yuzasi.

Kritik kuchlanish materialning oquvchanlik chegarasidan (plastik material uchun) yoki mustahkamlik chegarasidan (mo'rt materiallar uchun), xavfli bo'lishi mumkin. Shuning uchun sterjenni ustuvorlikka amaliy hisoblashda kritik kuchlanishni hosil bo'lishini cheklash kerak, ya'ni ustuvorlikka ehtiyotlik shartini ta'minlash kerak:

$$\sigma = \frac{F_k}{A_\delta} = [\sigma]_y \qquad (2.105)$$

Ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]_y$ ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsienti (n_y) orqali topiladi:

$$[\sigma]_y = \frac{\sigma_k}{n_y} \qquad (2.106)$$

Ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsienti n_y mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti n – dan katta qabul qilinadi:

Yog'och – $n_g = 2{,}8...3{,}2$; po'lat – $n_y = 1{,}8...3{,}0$; cho'yan $U_y = 5...5{,}5$

$[\sigma]$ - sterjenning mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishi;

φ - mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanishning kamaytirish koeffitsienti. Koeffitsient - φ - materialning egiluvchanligiga bog'liq ravishda topiladi. Topilgan φ yordamida kuchlanish kuchlanishni ruxsat etilgan qiymat bilan solishtiriladi. Ikkala kuchlanish orasida farq bo'lishi mumkin. Agar $\sigma < [\sigma]$ bo'lsa, kesim o'lchamining qiymati kichiklashtirilishi kerak, agar $\sigma > [\sigma]$ bo'lsa, kesim o'lchamlarini oshirish kerak. Hisoblangan kuchlanish σ bilan kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati orasidagi farq 3-5% olib borilishi kerak.

Nazorat savollari

1. Ustuvorlik nima? Eyler formulasini yozing?
2. Balka uchlarini tiralish shartlarini Eyler formulasiga ta'siri bormi?
3. Kritik kuchlanish qanday formula bilan topiladi?
4. Egiluvchanlik nima?
5. Eyler formulasi qanday egiluvchanlik qiymatida ishlatiladi?
6. Ustuvorlik shartni yozing?

Misol-1. Ikki tomoni sharnirli tayanchdagi sterjen, kesimining og'irlik markaziga quyilgan F kuch ta'sirida. Sterjenni materiali – St.3; uzunligi $l = 4\ m$; kesimi -№ 30 – qo'shtavr. Ruxsat etilgan yuk hisoblansin.

Yechish. Ruxsat etilgan yukni topamiz $[F] = \varphi[\sigma]_y A$

№30-qushtavr uchun: $I_{min} = I_y = 337 sм^4$; $i_{min} = 2{,}69 sм$; $A = 46{,}5 sм^2$.

Sterjenni egiluvchanligi $\lambda = \dfrac{\mu \cdot l}{i_{min}} = \dfrac{1 \cdot 400}{2{,}69} = 148$

Interpolyatsiya usuli bilan - φ-ni topamiz $\varphi = 0{,}36 - \dfrac{0{,}36 - 0{,}32}{10} 8 = 0{,}328$

Bu yerda: $\lambda = 140$ da $\varphi^{1} = 0{,}36$ va $\lambda = 150$ da $\varphi^{''} = 0{,}32$ (jadvaldan)

Unda $[F] = 0{,}328 \cdot 160 \cdot 46{,}5 \cdot 10^2 = 244\ kN$

Egiluvchanlik $\lambda > 100$, shuning kritik kuchni Eyler formulasidan topamiz:

$$F_{kp} = \frac{\pi^2 E I_{min}}{(\mu \cdot l)^2} = \frac{(3{,}14)^2 2 \cdot 10^2 \cdot 337 \cdot 10^4}{(1 \cdot 4000)^2} = 418\ kN$$

Ustuvorlikka ehtiyotlik koeffitsienti: $n_y = \dfrac{F_{kp}}{[F]} = \dfrac{418}{244} = 1{,}71$

Misol-2. Fermaning sterjenlarida F=352 kN siquvchi kuch hosil bo'ladi. Sterjenni kesimi ikkita teng tomonli burchakdan tashkil topgan bo'lib tavr shaklida joylashtirilgan. Sterjenni materiali St.3, uzunligi l=5310 mm, ikki tomoni sharnirli tayanchda. Sterjen kesimining o'lchamlari topilsin.

Yechish: Hisoblashni buylama egilish koeffitsienti asosida olib boriladi.

$$A = \frac{F}{\varphi[\sigma]_y} = \frac{352 \cdot 10^3}{0{,}6 \cdot 160} = 3670 мм^2 = 36{,}7 sм^2$$

Dastlabki hisoblashda $\varphi = \varphi_1 = 0{,}6$ qabul qildik. Bitta teng tomonli burchakni talab etilgan kesim yuzasi $A = \dfrac{A}{2} = \dfrac{36{,}7}{2} = 18{,}4 sм^2$

100×100×10 (*mm*) burchakda $A_1 = 19{,}2sм^2$, $i_{min} = i_x = 3{,}05$см. Sterjenning egiluvchanligi $\lambda = \frac{1 \cdot 531}{3{,}05} = 174$ bo'lsa interpolyatsiya usuli bilan φ-ni hisoblaymiz: $\lambda = 170$ da $\varphi^1 = 0{,}26$ va $\lambda = 180$ da $\varphi'' = 0{,}23$

$$\varphi_T = 0{,}26 - \frac{0{,}26 - 0{,}23}{10} 4 = 0{,}248$$

φ_1 va φ_T - koeffitsientlar orasidagi farq katta.

Ikkinchi hisoblash: $\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_T}{2} = \frac{0{,}6 + 0{,}248}{2} = 0{,}424$

$$A = \frac{3{,}52 \cdot 10^3}{0{,}424 \cdot 160} = 5190мм^2 = 51{,}9sм^2; \quad A_1 = \frac{51{,}9}{2} \approx 26sм^2$$

Burchak 125×125×12 (*mm*)da $A_1 = 28{,}9sм^2$, $i_x = 3{,}82$см

Sterjenni egiluvchanligi $\lambda = \frac{1 \cdot 531}{3{,}82} = 139$ $\varphi_T = 0{,}36$

Uchinchi hisoblash $\varphi_3 = \frac{\varphi_2 + \varphi_T}{2} = \frac{0{,}424 + 0{,}36}{2} = 0{,}392$

$$A = \frac{352 \cdot 10^3}{0{,}392 \cdot 160} = 5620мм^2 = 56{,}2sм^2; \quad A_1 = \frac{56{,}2}{2} \approx 28{,}1sм^2$$

Agar 125×125×12 (*mm*) burchakni qabul qilsak $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2890} = 61 \frac{\text{N}}{\text{мм}^2}$

va $[\sigma]_y = \varphi_y [\sigma] = 0{,}36 \cdot 160 = 57{,}6 \frac{N}{мм^2}$,ya'ni sterjen 5,57 % zo'riqishda bo'ladi.

140x140x9 (*mm*) burchakni tanlaymiz: A_1=24,7 sm^2; i_x=4,34 sm.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{352 \cdot 10^3}{2 \cdot 2470} = 71{,}2 \frac{\text{N}}{\text{мм}^2} \qquad \lambda = \frac{1 \cdot 531}{4{,}34} = 122 \quad \varphi_T = 0{,}44$$

$$[\sigma]_y = \varphi_y [\sigma] = 0{,}44 \cdot 160 = 70{,}6 \frac{N}{4м^2}$$

Kritik kuchlanish

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} = \frac{(3{,}14)^2 2{,}1 \cdot 10^5}{(122)^2} = 139 \frac{N}{мм^2}$$

$$n_y = \frac{\sigma_{kr}}{\sigma} = \frac{139}{71{,}2} = 1{,}95$$

2.9. Dinamik va o‘zgaruvchan kuchlanishlar.

Materiallar qarshiligining asosiy masalasi - konstruksiya qismlarini ko‘ndalang kesimining o‘lchamlari yoki ularning materialini tanlashni, shu paytgacha faqat statik yuk ta’sirida o‘rgandik. Noldan o‘zining oxirgi qiymatiga sekinasta o‘sadigan kuch statik yukga misol bo‘ladi. Statik yuk ta’sirida element deformatsiyasining tezligi vaqt oralig‘ida sezilarli bo‘lmaydi, chunki bunda inshoot qismlarida paydo bo‘ladigan harakat tezlanishi juda kichik bo‘ladi. O‘zgarmas tezlik bilan ko‘tarilayotgan yukning kanat (ip)ga ta’siri statik kuch; agar yuk ma’lum tezlanish bilan ko‘tarilsa, dinamik kuch bo‘ladi. Dinamik kuch ta’siridagi element zarrachalarining harakat tezlanishi vaqt oralig‘ida sezilarli bo‘ladi. Dinamik yuk o‘zining qiymati va holatini o‘zgartirib turishi mumkin.

Dinamik yuk ta’siridagi element d’Alamber alomatiga asosan har daqiqa tashqi va inersiya kuchlari ta’sirida muvozanatda deb qarash mumkin. Inersiya kuchlari element materialining zarrachalarini harakat tezlanishi asosida qo‘shimcha kuch sifatida hosil bo‘ladi. Elementning xususiy og‘irligi kabi, inersiya kuchi ham hajmiy kuch deb qaralishi mumkin.

Har bir zarrachaga ta’sir qiluvchi elementar inersiya kuchining qiymati dPi, zarrachaning massasi m - ni uning tezlanishi a ko‘paytmasiga tengdir va tezlanishga teskari tomonga yo‘naladi:

$$dPi = dm \cdot a \quad (2.107)$$

Elementar zarracha massasi $m = \frac{dG}{g}$ ni hisobga olsak,

$dPi = \frac{dG}{g} \cdot a = \frac{\gamma \cdot dv}{g} \cdot a$ hosil bo‘ladi.

$dG = \gamma \cdot dv$ zarrachaning xususiy og‘irligi;

g - erkin tushish tezlanishi, 9,81 $m.sek^2$

γ - materialning solishtirma og‘irligi; $\frac{\kappa N}{M^3}$

dv - elementar zarrachaning hajmi, m^3

Sterjenli sistemalarni hisoblashda, hajmiy inersiya kuchlari, sterjenning o‘qi bo‘ylab tarqalgan inersiya kuchlari bilan almashtiriladi. Elementar uzunlik dx bo‘ylab tarqalgan inersiya kuchi $dPi = \frac{\gamma \cdot A \cdot dx}{g} \cdot a$ formula bilan topiladi. Ichki yonuv dvigatellarining qismlari, tebranma harakatda qatnashuvchi konstruksiyalar, zarb ta’sirida ishlaydigan mexanizmlar – dinamik yuklar ta’sirida bo‘ladi.

Tekis tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash. Trosni hisoblash. a - tezlanish bilan yuqoriga harakat qilayotgan, og‘irligi Q bo‘lgan yuk po‘latdan tayyorlangan trosga osilgan. Trosni ixtiyoriy U uzunligidan kesib, pastki qismining muvozanat holatini o‘rganamiz (2.85-rasm). Tros o‘zining xususiy og‘irligi

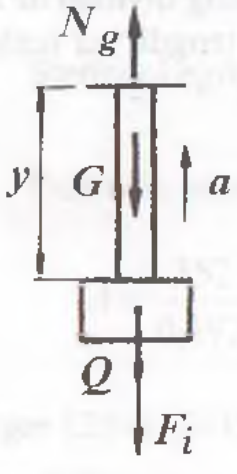
γAx, Q yuk va yukni yuqoriga a tezlanish bilan harakat qilishda hosil bo'lgan qo'shimcha inersiya kuchi $\frac{Q+\gamma Ax}{g}a$ ta'sirida bo'ladi. Trosning ixtiyoriy tanlangan ko'ndalang kesimidagi dinamik kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_g = \frac{N_g}{A} = \frac{1}{A}\left(Q+\gamma Ax+\frac{Q+\gamma Ax}{g}\cdot a\right) = \frac{Q+\gamma Ax}{A}\left(1+\frac{a}{g}\right) \qquad (2.108)$$

$\frac{Q+\gamma Ax}{A}$ trosning harakatlanmayotgan, ya'ni yukni qo'zg'almas bo'lgan holatiga to'g'ri keluvchi statik kuchlanishni ifodalaydi.

$$\sigma_g = \sigma_{cm}\left(1+\frac{a}{g}\right) = K_g \cdot \sigma_{cm} \qquad (2.109)$$

Dinamik koeffitsient $K_g = 1+\frac{a}{g}$ (2.110).



2.85-rasm.

Shunday qilib, yukni tekis tezlanishda harakatlantirsak, dinamik kuchlanish statik miqdordan katta bo'lar ekan. Mustahkamlik shart

$$\sigma_{g\max} = \sigma_{c\max} \cdot K_g \le [\sigma] \qquad (2.111)$$

Dinamik koeffitsientni nazariy usul bilan topish mumkin bo'lmasa, faqat tajribaviy qiymati ishlatilsa, dinamik masalalar statik hisoblash bilan almashtiriladi.

Zarb ta'sirida kuchlanish. Konstruksiya qismining yoki bir bo'lagining juda kichik vaqt davrida, tezligi o'zgarishining hodisasi – zarb ta'sirida sodir bo'ladi. Zarb ta'sirida zarblanuvchi va zarb beruvchi qismlar orasida juda katta bosim hosil bo'ladi.

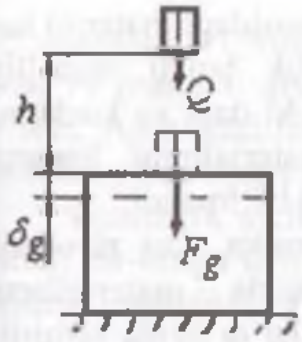
Zarb ta'sirining tezligi qisqa vaqt oralig'ida o'zgaradi va xususiy holda nolga qadar yaqinlashadi. Chunki zarblanuvchi elementda, zarb beruvchi elementning teskari yo'nalishga harakatini o'zgartiruvchi reaksiya hosil bo'ladi. (2.86-rasm).

Dinamik deformatsiya

$$\delta_g = \delta_c\left[1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_c}}\right] = K_g\delta_c \qquad (2.112)$$

Guk qonuniga asosan kuchlanish va kuch deformatsiyasiga proporsional, unda

$$\sigma_g = \sigma_c\left[1+\sqrt{1+\frac{2h}{\delta_c}}\right] \qquad (2.113)$$



2.86-rasm

Yuqoridagi formulalardan ko‘rinishicha dinamik deformatsiya, kuchlanish va kuch statik deformatsiyaga bog‘liq ekan. K_g – dinamik koeffitsient

Zarbga sinash. Tajribalar natijasiga ko‘ra, bir xil materialdan tayyorlangan namunalar statik va dinamik kuchlarga har xil qarshilik ko‘rasatishi aniqlangan. Masalan: Namunalarni cho‘zilishga katta tezlikda sinashda olingan diagramma statik kuch ta’siridagi diagrammadan farq qiladi (2.87-rasm).

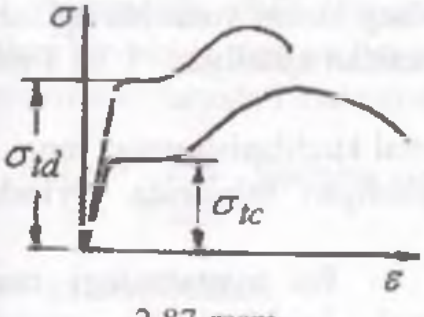
1) dinamik kuch ta’sirida materialning oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari kattalashadi:

2) yemirilishdagi qoldiq deformatsiyasi kamayadi;

3) diagramma σ o‘qi tomonga siljiydi;

4) oquvchanlik vaqti kamayadi;

5)materialning elastiklik modul kattalashadi

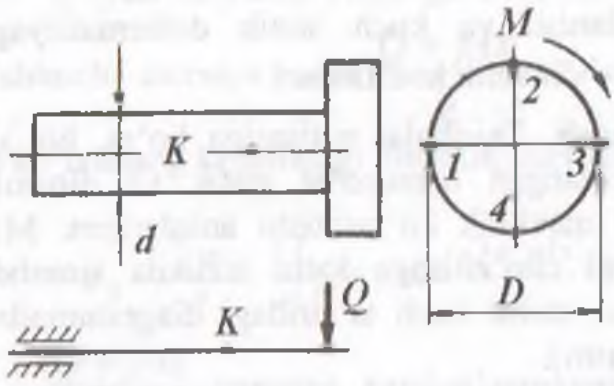


2.87-rasm.

Zarb ta’siridan plastik materialda mo‘rtlik namoyon bo‘lishi mumkin, ya’ni plastik material mo‘rt materialdek yemiriladi. Davidenko N.N. tajribasiga asosan, zarb ta’siridan oquvchanlik chegarasi 20-70% ga, mustahkamlik chegarasi 10-30% ga ortadi.

O‘zgaruvchan kuchlanishlar. Materiallarni sistematik ravishda qiymatini yoki qiymati va ishorasini o‘zgartirib turadigan yuklarga qarshiligi, ularning statik yoki zarb ta’siriga qarshiligidan farq qiladi. Shuning uchun materialning o‘zgaruvchan yuklar ta’siridagi mustahkamligini o‘rganish masalasi alohida ahamiyatga ega. Qiymati jihatidan o‘zgaruvchan va juda ko‘p takrorlanadigan yuklar ta’sirida mashinalarning qismlari, tasodifan va sezilarli darajada qoldiq deformatsiya hosil qilmay yemirilishi mumkin.

O‘zgaruvchan yuklar ta’sirida materiallarning strukturasi o‘zgaradi, shuning uchun materialda «toliqish»-«charchash» hosil bo‘lib, yemiriladi – plastiklik mo‘rtlik bilan almashadi degan fikr paydo bo‘lgan edi. XX asrni boshlarida metallarning strukturasi va mexanik xossalari o‘zgaruvchan kuchlanishlar ta’siridan o‘zgarmas ekanligi isbotlanadi. Masalan: parovoy mashinaning shtoki yoki poezd vagonining o‘qi uzoq vaqtlar o‘zgaruvchan kuchlanishlar ta’sirida ishlasa ham, o‘zining strukturasi va plastiklik xossalarini o‘zgartirmaydi. Ko‘plab o‘tkazilgan tajribalar shuni ko‘rsatdiki, o‘zgaruvchan yuklar ta’siridagi metalning sirtida mikrodarz (yorilish) paydo bo‘ladi. Mikrodarz o‘sib, boshqa mikrodarzlar bilan qo‘shiladi va detalni ichkari tomon rivojlanadi. O‘zgaruvchan yuklar ta’sirida darz ketgan yuzalar o‘zaro yaqinlashadi va bir-biriga bosim ta’sirini o‘tkazadi. Natijada darz yuzalari silliqlashadi. Yangi rivojlangan darz yuzasi esa qo‘pol va donador bo‘ladi. Bu holat mo‘rt emirishga yaqindir. O‘zgaruvchan yuklar ta’siridagi yemirilishni bunday mexanizmi, darz rivojlanishi bilan detalning kesimi zaiflashishi va detalning mustahkamligi kamayib borayotganligini to‘g‘ri tushuntiradi.



2.88-rasm.

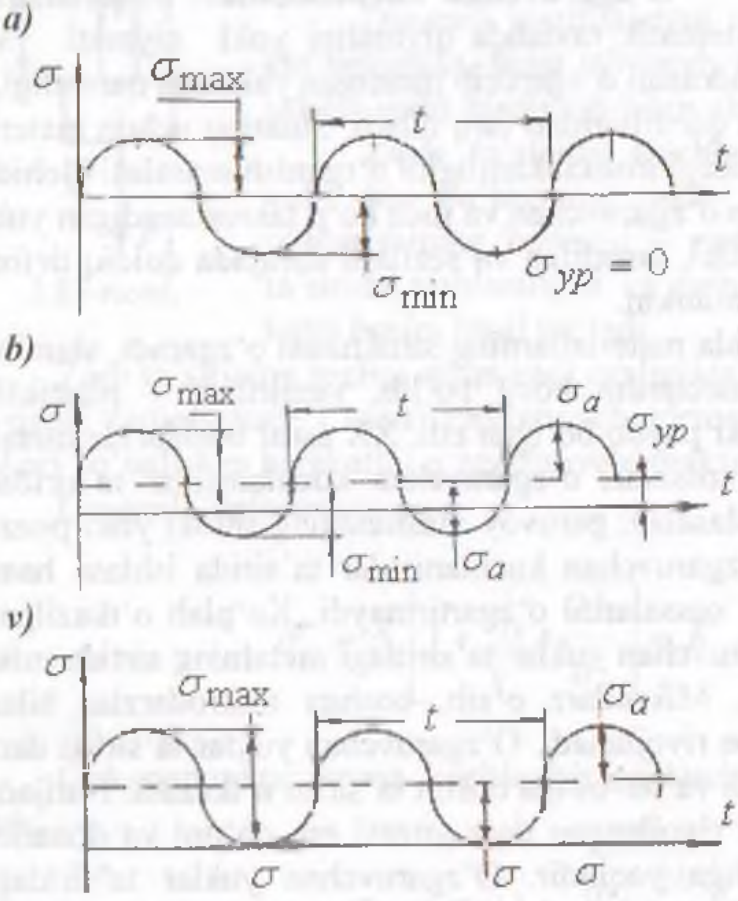
Darzning asosidagi material hajmiy kuchlanganlik holati mahalliy tavsifga ega, chunki darz va kuchlanganlik holati materialning hamma qismida ham hosil bo'lmaydi.

Demak, texnika, fan rivojlanishining yangi etapida – materiallarni o'zgaruvchan yuklar ta'sirida yemirilishiga asosiy sabab, uning «toliqishi»-«charchashi» emas ekan, balki detalning sirtida hosil bo'lgan darz yuzasi ekan.

Shuning uchun, toliqish terminida-materiallarni asta-sekin rivojlanadigan mikrodarzlar ta'siridan yemirilishi tushuniladi.

Kuchlanish sikllarining turlari. Bir uchiga shkiv o'rnatilgan valni sirtidan to'g'ri keladigan kuchlanishni topaylik. Agar, val shkivning og'irligi Q ta'siridan egiladi deb qabul qilsak , valning ko'ndalang kesim yuzasida egilishdagi normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Kesim yuzasidan ajratilgan 1 va 3 nuqtalar (2.88-rasm) neytral o'q ustida joylashadi.

Shuning uchun bu nuqtalarda egilishdagi normal kuchlanish nolga teng. 2 va 4 nuqtalar val materialning cho'ziladigan va siqiladigan tolalarida joylashgan.



2.89-rasm.

Bu nuqtalardagi normal kuchlanishlar o'zaro teng va qarama-qarshi ishoralidir. Agar, valning aylanishini hisobga olsak, vaqt oralig'ida, ya'ni ma'lum davrda (T) bu nuqtalarning o'rni almashib turadi. Demak, K nuqtaning holati 1, 2, 3 va 4 nuqtalar holati bilan mos tushishi mumkin ekan. Natijada, K nuqtaning kuchlanishi vaqt oralig'ida qiymatini va ishorasini o'zgartiradi.

Bir davr ichida kuchlanishning o'zgarishiga kuchlanish sikli deyiladi.

Konstruksiya qismlarini ishlash jarayonida kuchlanishlar sikllari ko'p davom etadi va turlicha bo'ladi.

Masalan: 1) Nosimmetrik o'zgaruvchan kuchlanishlar (2.89-rasm, *b, v*) maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali noldan boshlanadigan siklli bo'ladi. Agar kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali bo'lsa, o'zgarmas kuchlanishlar deyiladi.

Simmetrik siklli o'zgaruv chan kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari bir-biriga teng va har xil ishorali. Kuchlanishg ishorasini hisobga olganda, minimal kuchlanishni maksimal kuchlanishga nisbati sikl tavsifi deyiladi, ya'ni:

$$\eta = -\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Konstruksiya qismlarini ishlash jarayonida kuchlanishlar sikllari ko'p davom etadi va turlicha bo'ladi.

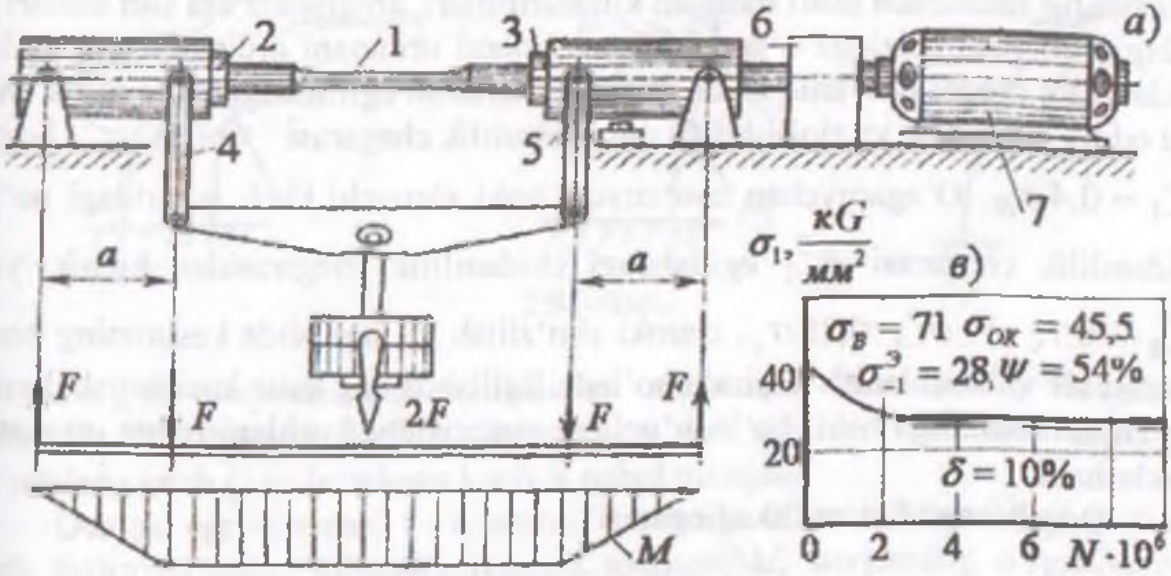
Masalan: 1) Nosimmetrik o'zgaruvchan kuchlanishlar (2.89-rasm, *b, v*) maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali noldan boshlanadigan siklli bo'ladi. Agar kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari teng va bir xil ishorali bo'lsa, o'zgarmas kuchlanishlar deyiladi.

Simmetrik siklli o'zgaruv chan kuchlanishlarni maksimal va minimal qiymatlari bir-biriga teng va har xil ishorali. Kuchlanishg ishorasini hisobga olganda, minimal kuchlanishni maksimal kuchlanishga nisbati sikl tavsifi deyiladi, ya'ni:

$\eta = -\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ Siklning o'rtacha kuchlanishi: $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$

va amplitudasi: $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$

Simmetrik siklda chidamlilik chegarasini aniqlash. Materialda darz paydo bo'lib yemirilishi uchun faqat uning toliqishi kifoya qilmasdan, balki eng katta kuchlanish materialning chidamlilik chegarasidan oshib ketishi kerak.



a) qurilma, b) diagramma
1-namuna, 2-chap support, 3-o'ng support, 4 va 5-richag,
6-indikator, 7-elektrodvigatel

Chidamlilik chegarasi deb, sikllar soni juda ko‘p bo‘lganda, detalni toliqib yemirilishiga sabab bo‘lmaydigan eng katta kuchlanishga aytiladi.

Simmetrik sikllarda chidamlilik chegarasi σ_{-1}, oddiy cho‘zilish va siqilishda σ_{+1} bilan belgilanadi. Simmetrik sikllarda chidamlilik chegarasi boshqa sikllardagi chidamlilik chegarasidan kichik va uni tajribada aniqlash mumkin. Buning uchun bir xil materialdan 6-10 ta namuna tayyorlab olinadi. Namuna doiraviy kesimli bo‘lib, shariko-podshipnik orqali shunday yuklanadiki, uni o‘rta qismi sof egilishga ishlasin (bu holatda $\tau = 0$). Namuna (2000...3000) ayl./min. tezlik bilan aylanadi. Namunada mahalliy kuchlanishlar to‘plami hosil bo‘lmasligi uchun, uni shakli silliq etib tayyorlanadi. Birinchi namuna mashinaga o‘rnatiladi va tashqi kuch bilan shunday yuklanadiki, uning ko‘ndalang kesimidagi eng katta normal kuchlanish, materialning mustahkamlik chegarasidagi kuchlanishni 0,5...0,6 qismini tashkil qilsin. Mashina ishlashi bilan val aylana boshlaydi va $+\sigma'$ dan $-\sigma'$ –gacha o‘zgaruvchi kuchlanishlar ta’sirida bo‘ladi. Tajriba namuna yemirilguncha davom ettiriladi. Namuna yemirilishi bilan mashina to‘xtatiladi. Moslamani hisoblash asbobi, namunani yemirilishiga qadar aylangan sikl N_1 sonini ko‘rsatadi. Ikkinchi namuna σ' kuchlanishdan kichik σ'' kuchlanishi bilan yuklanadi va yemirilish sikli N_2 yozib olinadi. Uchinchi namunaga $\sigma''' < \sigma''$ kuchlanishi beriladi va h.k. Har bir tajribada sikl soni yozib olinadi. Kuchlanish kamayib borishi bilan sikl soni ortib boradi, ya’ni $\sigma' > \sigma'' > \sigma''' > \sigma^{IV} > ...$ kuchlanishlar uchun $N_1 \prec N_2 \prec N_3 \prec ...$ sikllar soni to‘g‘ri keladi. Kuchlanishlarni kamayti-raverib, shunday sikl sonini topamiz-ki, bunda namuna yemirilmaydi. Agar po‘lat materialidan tayyorlangan namuna $N = 10.10^6$ siklda yemirilmasa, $N = 100.10^6 - 200.10^6$ siklda ham yemirilmas ekan. Tajriba natijalarini, masalan xromnikelli po‘lat materiali uchun, grafikda ifodalash mumkin. Buning uchun, ordinataga har bir namunada hosil qilingan kuchlanishlari, abssissada esa sikl sonlari joylashtiriladi. Egri chiziqga o‘tkazilgan gorizontal urinmani ordinatisi materialning chidamlilik chegarasini aniq laydi. Po‘lat materialini egilishdagi chidamlilik chegarasi oddiy cho‘zilish va siqilishdagi mustahkamlik chegarasi bilan bog‘liq $\sigma^{э}_{-1} = 0{,}4\sigma_B$. O‘zgaruvchan cho‘zuvchi yoki siquvchi kuch ta’siridagi po‘latni chidamlilik chegarasi σ^{0}_{-1} egilishdagi chidamlilik chegarasidan kichik, ya’ni $\sigma^{0}_{-1} = 0{,}7$; va $\sigma^{э}_{-1}=0{,}28\sigma_B$, chunki cho‘zilish va siqilishda kesimining hamma nuqtasi bir xil kuchlanish ta’sirida bo‘ladi. Egilishda eng katta kuchlanish, kesimning chetki tolalarida hosil bo‘ladi, qolgan materialda kuchlanishning qiymati kichiklashadi.

Buralishda chidamlilik chegarasi

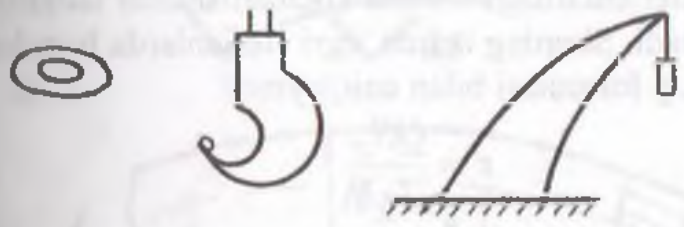
$$\tau^{\delta}_{-1} = 0{,}55\sigma^{э}_{-1} = 0{,}22\sigma_B$$

va rangli metallar uchun.

$$\sigma^{э}_{-1} = (0{,}24...0{,}50)\sigma_B$$

2.10. Egri sterjenlar

Ayrim konstruksiya va mexanizmlardagi elementlarda egrilik markazidan o'tuvchi o'qlar egri bo'ladi. Masalan: zanjirning bo'g'inlari, ilgaklar, arklar (2.90-rasm) va h.k. Bundan tashqari amaliyotda uchraydigan barcha sterjenlar ideal tekis bo'lmasdan, qandaydir darajada notekisliklarga yoki egriliklarga ega. Shuning uchun egri o'qli sterjenning kesimida kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati va ularni mustahkamlikka hisoblashni bilishimiz kerak.



2.90-rasm.

Egri sterjenlarni mustahkamlikka hisoblashda quyidagi cheklanishlarga rioya qilamiz.

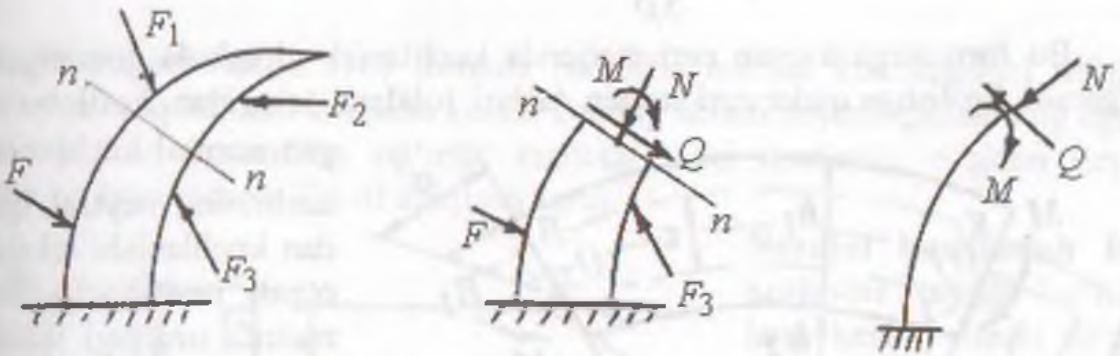
1) sterjen kesimining simmetriya o'qi bor;

2) sterjenning o'qi tekis egri bo'lib, simmetriya tekisligida yotadi;

3) tashqi kuchlar simmetriya tekisligida ta'sir qiladi;

4) deformatsiyagacha tekis bo'lgan kesim yuzasi sterjenning deformatsiyasidan keyin ham tekisligicha qoladi.

Eguvchi moment, ko'ndalang va bo'ylama kuchlarni aniqlash. Tashqi F_1; F_2; F_3 va F_4 kuchlar bilan yuklangan egri sterjenni o'rganamiz (2.91-rasm). Egri sterjenning ko'ndalang kesimidagi ichki kuch omillarini aniqlash uchun, uni tekislik bilan kesib ikki bo'lakka ajratamiz. Sterjenning I bo'lagini ajratib olsak II bo'lagining muvozanat holati buziladi. II bo'lagini muvozanatini ta'minlash uchun I bo'lagining ta'sirini II bo'lagining kesilgan yuzasiga keltirib qo'yamiz.



2.91-rasm.

To'g'ri sterjenlarning egilishidan ma'lumki, har qanday sterjenning egilishida bir qismni ikkinchi qismga ta'siri sifatida eguvchi moment M, ko'ndalang kuch Q va bo'ylama kuch N qabul qilingan.

Demak, egri sterjenni 1 - qismini 2 - qismiga ta'siri sifatida M, Q va N ichki kuch faktorlari qabul qilinadi. Eguvchi moment M, sterjenning o'rganilayotgan qismidagi tashqi kuchlardan uning kesim yuzasining og'irlik markaziga nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Agar M sterjenning egriligini kattalashtirsa, ishorasi musbat (2.91-rasm), teskari holatda manfiydir. Bo'ylama kuch cho'zuvchi bo'lsa ishorasi musbat. Bo'ylama kuch N ni musbat ishorasidan soat strelkasi yo'nalishi bo'yicha 90^0 ga aylantirganda hosil bo'lgan ko'ndalang kuch Q ning ishorasi musbat. Ko'ndalang kuch Q egri sterjenning ko'ndalang kesimiga o'tkazilgan urinma tekisligiga o'rganilayotgan qismidagi barcha tashqi kuchlar proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

Kuchlanish. Nazariy izlanishlar, egri sterjenlarda urinma kuchlanishlarning tarqalish qonuniyati to'g'ri chiziqli sterjenlardagi urinma kuchlanishlarni tarqalish qonuniyatiga yaqin bo'lishini ko'rsatadi. Shuning uchun, egri sterjenlarda ham kesimdagi urinma kuchlanishni Juravskiy formulasi bilan aniqlaymiz:

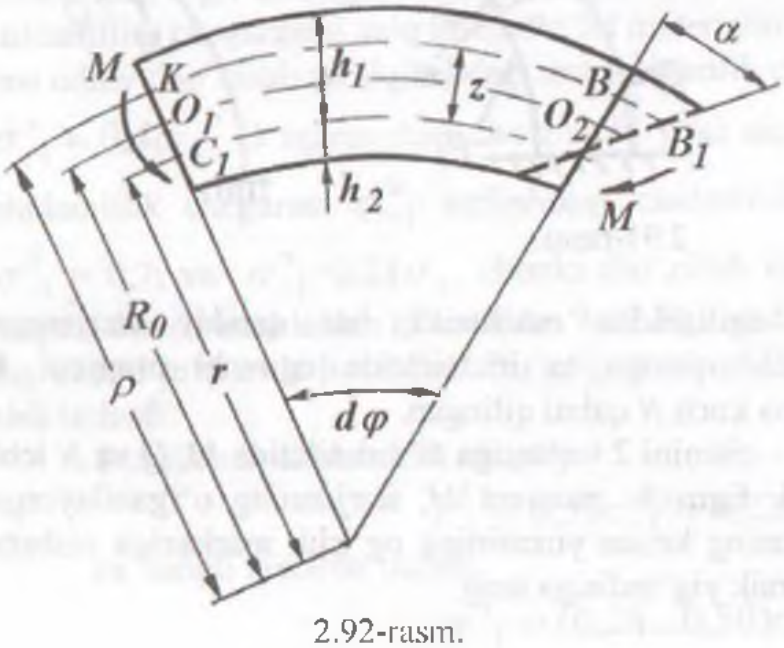
$$\tau = \frac{QS_x}{I_x b}$$



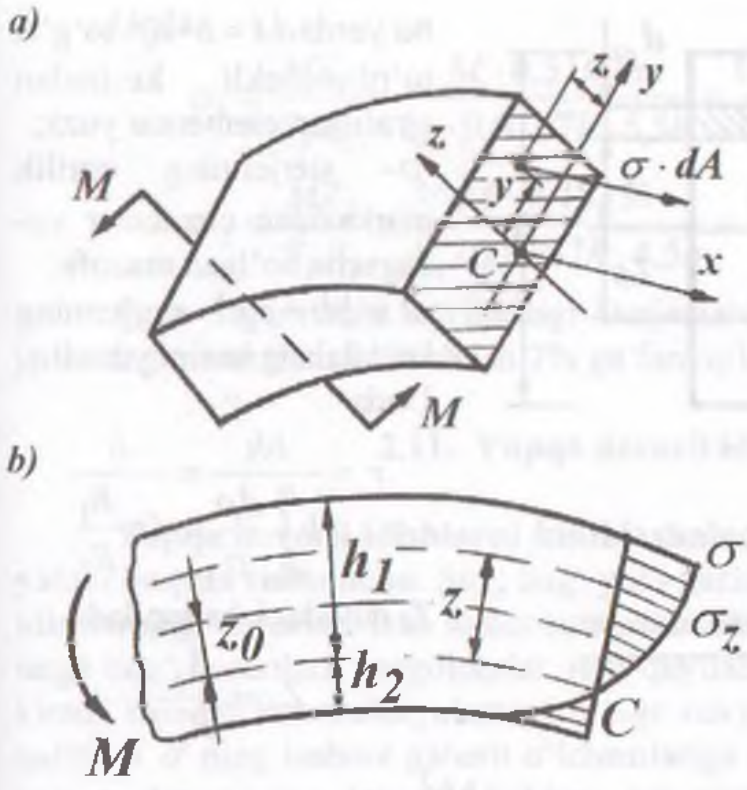
Egri sterjendan ajratilgan element oddiy cho'zilish yoki siqilishga uchraydi. $\sigma_N = \frac{N}{A}$

Eguvchi moment bilan bog'liq bo'lgan kuchlanishni aniqlash uchun sof egilish holatidan foydalanamiz. Egri sterjenning ajratib olingan qismi eguvchi moment va bo'ylama kuch $N = \sigma \cdot dA$ ta'sirida bo'ladi. Kesim neytral qatlamining holati bizga aniq emas va kesimni egrilik markazi O nuqtadan o'tmaydi deb faraz qilamiz. Egri sterjenning ajratib olingan qismining koordinata sistemasiga, boshlang'ich nuqtasini esa S nuqtaga joylashtiramiz, Z o'qi kesimning simmetriya o'qi. Eguvchi moment XCZ tekisligida yotadi. M va $\sigma \cdot dA$ ta'sirida muvozanatda bo'lgan sterjen (2.92-rasm, a) kesim yuzasidagi normal kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi: $\sigma_э = \frac{MZ}{S\rho}$ (2.114)

Bu formulaga asosan egri sterjenda kuchlanish giperbola qonuniyati bilan o'zgaradi. Egilishga qadar egri sterjen tashqi tolalarii ta'siridan hosil bo'ladigan gan normal kuchlanish $\sigma_э$ kesimning neytral qatlamidan kuchlanishi tekshirilayotgan nuqtagacha bo'lgan masofa uzunligi ichki tolalarining uzunligidan katta edi; shuning uchun chekka tashqi toladagi normal kuchlanish ichki toladagi normal kuchlanishdan kichik bo'ladi. Egri sterjenning ko'ndalang kesimida eguvchi moment Z - ga va sterjenning egrilik radiusi p - ga bog'liq ekan.



2.92-rasm.



2.93-rasm.

Kesimning neytral qatlami dan eng uzoqda joylashgan chetki nuqtalarida σ, eng katta qiymatga erishadi (2.93-rasm, *b*), ya'ni:

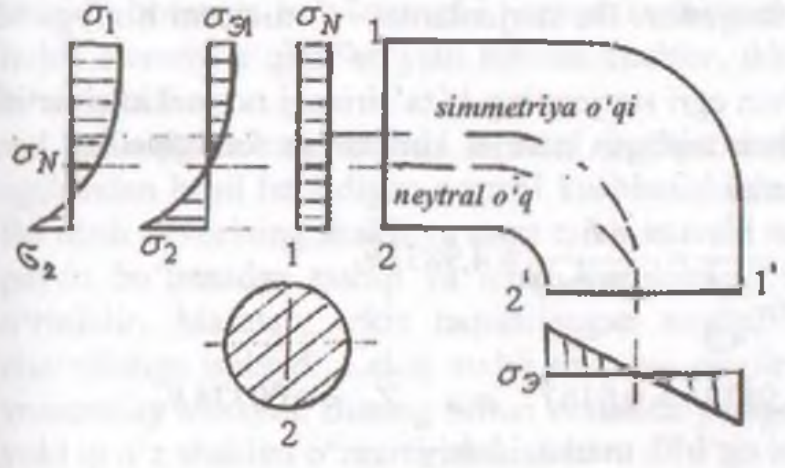
$Z = Z_{1,2}$ va $\rho = \rho_{1,2}$ bo'lsa

$$\sigma_{max} = \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}} \quad (2.115)$$

Egri sterjenning ko'ndalang kesimida ichki bo'ylama kuch N ta'sirida ham normal kuchlanish hosil bo'ladi. Unda kesimning to'liq normal kuchlanishi eguvchi moment va bo'ylama kuch ta'sirida hosil bo'lgan normal kuchlanishlar yig'indisidan iborat:

$$\sigma_{1,2} = \frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{1,2}}{S\rho_{1,2}} \quad (2.116)$$

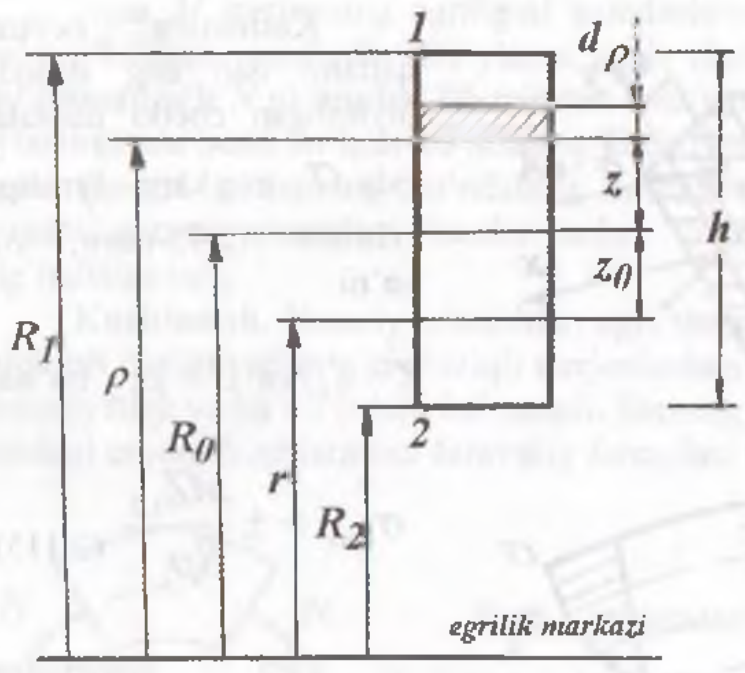
Egri sterjenlarda (2.116) formula bo'yicha normal kuchlanishni aniqlash uchun neytral o'q holatini aniqlash kerak. Buning uchun neytral qatlamning egrilik radiusi (r) yoki kesimning og'irlik markazi yoki markaziy o'qidan neytral o'qgacha bo'lgan masofa Z_0 - ni aniqlash zarur.



2.94-rasm.

Normal kuchlanish formulasini tahlili. Ko'ndalang kesim yuzasi to'g'ri to'rtburchak bo'lgan egri sterjen neytral o'qining egrilik radiusini topamiz (2.100-rasm). Neytral o'q tenglamasini yozamiz:

$$r = \frac{A}{\int_0^A \frac{dA}{\rho}};$$



2.95-rasm.

bu yerda $dA = b \cdot d\rho$ to‘g‘ri to‘rtburchakli kesimdan ajratilgan elementar yuza; ρ- sterjenning egrilik markazidan elementar yuzagacha bo‘lgan masofa; $A = bh$ – egri sterjenning ko‘ndalang kesim yuzasi. Unda

$$r = \frac{bh}{b\int_{R_2}^{R_1} \frac{d\rho}{\rho}} = \frac{h}{\ell n \frac{R_1}{R_2}}$$

Z_0 quyidagicha topiladi:

$$Z_0 = \frac{I_y}{R_0 A}$$

To‘g‘ri to‘rtburchak kesimi uchun: $Z_0 = \dfrac{\frac{bh^3}{12}}{R_0 bh} = \dfrac{h^2}{12R_0}$.

Normal kuchlanish sterjen kesimining neytral o‘qidan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo‘ladi. Agar egri sterjenning materiali cho‘zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko‘rsatsa:

$$\sigma_{max} = \pm\frac{N}{A} \pm \frac{MZ_{1,2}}{SR_{1,2}} \le [\sigma] \qquad (2.117)$$

(2.117) formuladagi σ_{max} - ni hisoblashda sterjenning egilishiga e’tibor berilishi kerak, chunki egriligi katta yoki kichik sterjenlar mavjuddir.

Masalan: $\frac{R_0}{h} \le 5$, egriligi katta sterjenlar (ilgak, halqa va h.k.).

$\frac{R_0}{h} \le 5$ egriligi kichik sterjenlar. Bu sterjenlarda $\frac{z}{\rho}$ - nicbatni hisobga olmasa ham bo‘ladi. Shuning uchun egri sterjenning M ta’siridagi normal kuchlanish formulasi to‘g‘ri sterjenlar uchun topilgan normal kuchlanish formulasidan kam farq qiladi. $R_0 = 5h$ egri sterjenlar

$$r = \frac{h}{\ell n \frac{R_0 + 0{,}5h}{R_0 - 0{,}5h}} = \frac{h}{\ell n \frac{5{,}5}{4{,}5}} = \frac{h}{0{,}20067} = 4{,}9833h$$

$$Z_0 = R_0 \cdot r = 5h - 4{,}9833h = 0{,}0167 \quad \text{ёки} \quad Z_0 = 0{,}00334R_0$$

ya’ni neytral o‘q kesimini og‘irlik markazidan:

$Z_1 = 0{,}5167h, \quad Z_2 = 0{,}4833h\}$ birlikka farq qiladi.

Unda:

$$\sigma_1 = \frac{MZ_1}{S_y R_1} = \frac{M \cdot 0{,}5167h}{b_n \cdot 0{,}0167h \cdot 5{,}5h} = \frac{0{,}567M \cdot 6}{0{,}5511bh^2} = 0{,}935\frac{M}{W}$$

$$\sigma_2 = \frac{MZ_2}{S_y R_2} = \frac{M \cdot 0{,}4833h}{b_n \cdot 0{,}0167h \cdot 4{,}5h} = \frac{0{,}4833M \cdot 6}{0{,}4809bh^2} = 1{,}071\frac{M}{W}$$

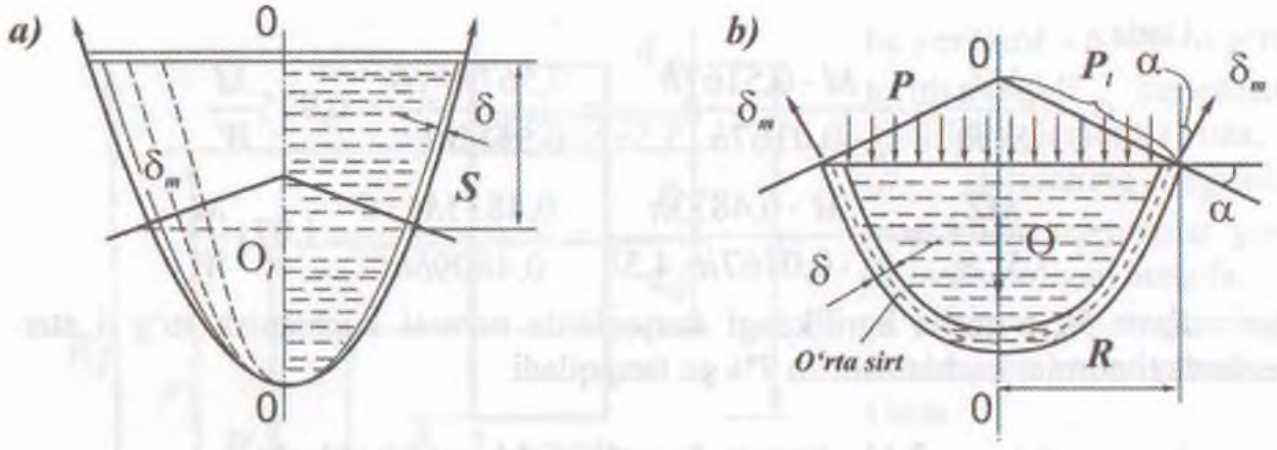
$R_0 = 5h$ o‘rtacha egrilikdagi sterjenlarda normal kuchlanish to‘g‘ri sterjenlardagi normal kuchlanishdan 7% ga farq qiladi.

2.11. Yupqa devorli idishlarni hisoblash

Yupqa devorli idishlarni hisoblashning momentsiz va momentli nazariyalari haqida tushuncha. Suv, bug‘ yoki gazlarning ichki bosimlari ta’sir etuvchi idishlarning devorlari ikki tomonlama cho‘zilish holatida bo‘ladi. Bunday idishlarga bug‘ qozonlari, gazgolderlar, neft quyiladigan baklar, suv minoralari va h.k. kiradi. Bunday konstruksiyalarning o‘ziga xos tomonlaridan biri ularning devorlari qalinligi δ ning inshoot gabarit o‘lchamlariga nisbatan juda kichikligidir, shuning uchun ular «yupqa devorli idishlar» deb yuritiladi. Yupqa devorli idishlarning o‘ziga xos belgilaridan biri shuki, ular aylanish jismlari ko‘rinishida bo‘ladi, ya’ni ularning sirti berilgan egri chiziq S ni $O-O$ o‘qi atrofida aylantirish yo‘li bilan olinishi mumkin (2.96-rasm). Idishning $O-O$ o‘qi orqali o‘tgan tekislik bilan hosil qilingan kesimi meridional kesim deb, meridianlarga, ya’ni S egri chiziqqa normal o‘tgan kesimi aylanma kesim deb ataladi. 2.96-rasmda ko‘rsatilgan idish devorining pastki qismi yuqori qismdan aylanma kesim bilan ajratilgan. Idish devorining qalinligini teng ikkiga bo‘luvchi sirtga o‘rta sirt deyiladi.

Umumiy holda idishga o‘qiy simmetriyaga ega bo‘lgan nagruzka (ya’ni, aylana bo‘ylab o‘zgarmaydigan, faqat meridian bo‘ylab o‘zgaradigan nagruzka) ta’sir etganida aylanma va meridional kesimlar bilan ajratilgan idish o‘rta sirtidagi element o‘zaro perpendikulyar yo‘nalishlarda cho‘ziladi va egrilanadi. Elementning tomonlama cho‘zilishiga devor qalinligi σ bo‘yicha normal kuchlanishlarning tekis taqsimlanishi to‘g‘ri keladi. Meridional va aylanma kesimlarda element egriligining o‘zgarishi oddiy balkadagiga o‘xshash. Devor qalinligi bo‘yicha chiziqli qonunga bo‘ysunuvchi normal kuchlanishlarni yuzaga keltiradi. Birinchi holda element o‘qlari bo‘ylab normal kuchlar, ikkinchi holda eguvchi momentlar ta’sir qiladi.

Ko‘pgina masalalarda normal kuchlarning miqdori katta bo‘lganligidan egilishdan hosil bo‘ladigan normal kuchlanishlarni e’tiborga olmasa ham bo‘ladi. Bu idish devorining shakli va unga ta’sir etuvchi nagruzka ostida eguvchi moment paydo bo‘lmasdan tashqi va ichki kuchlarning muvozanati mumkin bo‘lganda o‘rinlidir. Masalan, tekis taqsimlangan nagruzka ostida salqilangan ip faqat cho‘zilishga ishlaydi. Lekin xuddi shunday salqilangan ip to‘plangan kuchni muvozanatlay olmaydi. Buning uchun kesimida yo eguvchi momentlar paydo bo‘lishi, yoki ip o‘z shaklini o‘zgartirish lozim.



2.96-rasm.

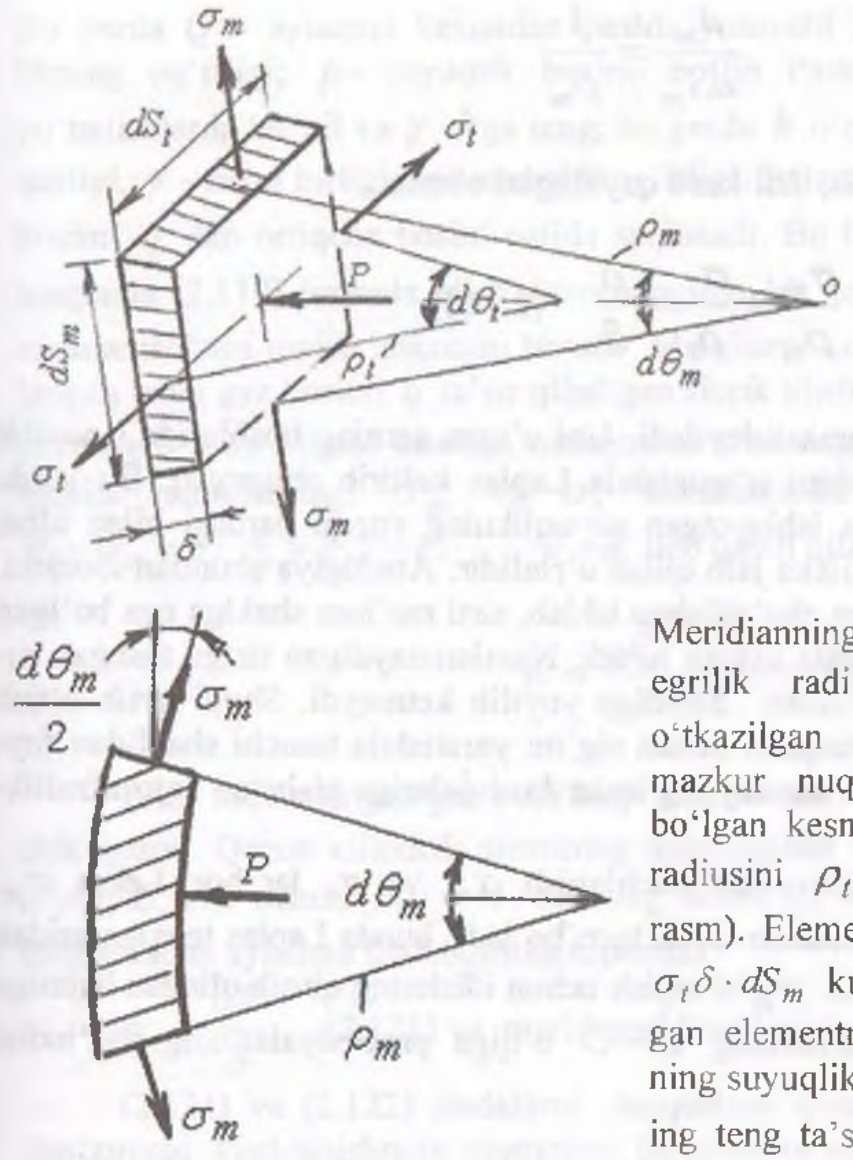
Xuddi shunga o'xshash sferik idishning yupqa devorlari faqat cho'zilishgagina ishlab gazning ichki bosimini muvozanatlaydi, to'plangan kuch ta'sir qilganida ular intensiv ravishda egilishga ishlaydi. Eguvchi moment qiymatiga idish devorlarining mahkamlanish sharti va nisbiy qalinligi sezilarli ta'sir qiladi (idish devorining qalinligi ortishi bilan eguvchi momentlarning roli ham ortadi).

Eguvchi momentlar e'tiborga olinmaydigan darajada kichik bo'lganida idish devorining kuchlanish holati momentsiz holat deb ataladi. Agar idishga kuchlanish faqat normal kuchlarni hisobga olib topilsa eguvchi momentlarni esa hisobga olinmasa, hisoblash momentsiz nazariya bo'yicha bajariladi deyiladi. Eguvchi moment hisobga olinadigan hisoblash nazariyasi momentli nazariya deb ataladi.

Yupqa devorli idishlar qobiqlar deb ataladigan sistemalar keng sinfining xususiy holidir, ularning hisoblash nazariyasi (ayniksa, momentli nazariyasi) juda murakkabdir. Bu nazariya qurilish mexanikasining maxsus kurslarida o'rganiladi. Qobiq qalin bo'lganida eguvchi momentlarni hisobga olish bilan birga qobiq qalinligi bo'yicha normal kuchlanish taqsimlanishining chiziqli qonunidan voz kechishga to'g'ri keladi. Bu masalani yanada murakkablashtiradi, ular qalin devorli qobiqlar nazariyasida yechiladi.

Bu yerda meridional va aylanma kesimlarda paydo bo'ladigan kuchlanishlar statik aniq bo'lgan hol uchun yupqa devorli idishlarning momentsiz nazariyasi ko'rib chiqiladi. Momentli nazariya elementlari bilan cilindrik qobiq egilishi haqidagi sodda misolda tanishib o'tamiz.

Idishlar devoridagi kuchlanishlari momentsiz nazariya bo'yicha aniqlash. Suyuqlik og'irligi yoki gaz bosimi ta'siridagi yupqa devorli, o'qqa nisbatan simmetrik bo'lgan idishni ko'rib chiqamiz (2.97-rasm). Idish devoridan ikkita meridional va ikkita aylanma kesimlar bilan ajratib olingan cheksiz kichik elementning muvozanatini tekshiramiz. Idish aylanma yoki meridional o'zaro siljishga intilmaydi, shuning uchun mazkur kesimlarda urinma kuchlanishlar bo'lmaydi. Demak, ajratilgan elementga faqat bosh normal kuchlanishlar ta'sir qiladi. Ularni quyidagicha belgilaymiz: σ_m - meridional kuchlanish (u aylanma kesimning yuzachalariga ta'sir qiladi). σ_t - aylanma kuchlanish.



2.97-rasm.

Momentsiz nazariyaga muvofiq element tomonlarining yuzasiga ta'sir qiladigan σ_m va σ_t kchlanishlar tekis taqsimlangan va idishning barcha o'lchamlarini devorining o'rta sirtidan hisoblaymiz. Idish o'rta sirti ikki xil egrilikka ega bo'lgan sirtdan iboratdir.

Meridianning tekshirilayotgan nuqtadagi egrilik radiusini ρ_m bilan, sirtga o'tkazilgan normalning o'rta sirtning mazkur nuqtasidan $O-O$ o'qqacha bo'lgan kesmasiga teng boshqa egrilik radiusini ρ_t bilan belgilaymiz (2.97-rasm). Element yoqlariga $\sigma_m \delta \cdot dS_t$ va $\sigma_t \delta \cdot dS_m$ kuchlar ta'sir qiladi. Ajratilgan elementning ichki sirtiga elementning suyuqlik bosimi p ta'sir qiladi: uning teng ta'sir etuvchisi $pdS_1 dS_m$ ga teng. Aytib o'tilgan kuchlarni $n-n$ normalga proeksiyalaymiz:

$$2\sigma_m \delta \cdot dS_t \sin\frac{d\alpha_m}{2} + 2\sigma_t \delta \cdot dS_m \sin\frac{d\alpha_t}{2} - p \cdot dS_t \cdot dS_m = 0 \quad \textbf{(a)}$$

Bu yerda birinchi qo'shiluvchan elementning 2.97-rasmda tasvirlangan meridional tekislikdagi proeksiyasi asosida yozilgan. Ikkinchi qo'shiluvchi analogiya bo'yicha yozilgan. (a) tenglamada burchak kichik bo'lganligidan sinusni uning argumenti bilan almashtirib va barcha hadlarni $\sigma \cdot dS_t dS_m$ ga bo'lib quyidagini topamiz:

$$\sigma_m \frac{d\alpha_m}{dS_m} + \sigma_1 \frac{d\alpha_1}{dS_1} = \frac{p}{\delta},$$

$$\text{yoki } \frac{d\alpha_t}{dS_t} = \frac{1}{\rho_t} \text{ va}$$

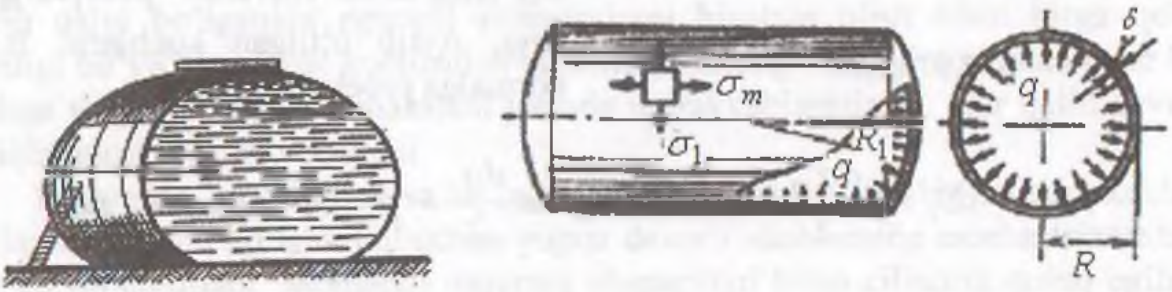
$$\frac{d_m}{dS_m} = \frac{1}{\rho_m}$$

ekanligini hisobga olib, uzil-kesil quyidagini olamiz:

$$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{\rho}{\delta} \quad (2.118)$$

(2.111) ifoda Laplas tenglamasi deyiladi. Uni o‘tgan asrning boshlarida suyuqlik ta’siridan sirtning cho‘zilishini o‘rganishda Laplas keltirib chiqargan. Bu yerda e’tiborni sirtqi cho‘zilishga ishlayotgan suyuqlikning yupqa pardasi bilan idish devori o‘rtasidagi o‘xshashlikka jalb qilish o‘rinlidir. Analogiya shundan iboratki, parda ham, idish devori ham cho‘zilishga ishlab, sirti ma’lum shaklga ega bo‘lgan suyuqlik hajmini muvozanatda ushlab turadi. Namlanmaydigan sirtga tushgan suyuqlik tomchisi sirtqi cho‘zilish hisobiga yoyilib ketmaydi. Shuni aytib o‘tish kerakki, konstruksiyalarni saqlash uchun sig‘im yaratishda tomchi shaklidan foydalanganlar; haqiqatan ham bunday sig‘imlar boshqalariga nisbatan xato afzalliklarga ega (2.98-rasm).

Tenglamada ikkita noma’lum kuchlanish σ_m va σ_t lar bor. Lekin σ_m kuchlanishni boshqa tenglamadan topsa ham bo‘ladi, bunda Laplas tenglamasidan σ_t ni topishda foydalaniladi. σ_m ni topish uchun idishning qirqib olingan hajmiga ta’sir qiluvchi barcha kuchlarning $O-O$ o‘qiga proeksiyalarining yig‘indisi tenglamasini tuzamiz.



2.98-rasm.

Idish devorining aylanma kesimi yuzasini $2\pi R\delta$ formula bo‘yicha hisoblash mumkin. Sistema $O-O$ o‘qiga nisbatan simmetriyaga ega bo‘lganligidan bu yuza bo‘yicha σ_m kuchlanishlar tekis taqsimlanadi.

Demak, $\sigma_m 2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos\alpha - p \cdot \pi \cdot R^2 - Q = 0$

undan $$\sigma_m = \frac{pR}{2\pi\cos\alpha} + \frac{Q}{2\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \cos\alpha} \quad (2.119),$$

Bu yerda Q – aylanma kesimdan pastda yotuvchi idish bo‘lagining va suyuqlikning og‘irligi; p- suyuqlik bosimi bo‘lib Paskal qonuni bo‘yicha barcha yo‘nalishlarda bir xil va $\gamma \cdot h$ga teng; bu yerda h o‘rganilayotgan nuqtaning chuqurligi, γ –hajm birligidagi suyuqlik og‘irligi. Ba’zan suyuqlik idishda atmosfera bosimi q dan ortiqcha bosim ostida saqlanadi. Bu holda $p = \gamma \cdot h + q$. (2.118) tenglama (2.119) formula idish devorining har bir nuqtasidagi ikkala σ_m va σ_t kuchlanishlarni topish imkonini beradi. Misollarni ko‘rib chiqamiz. Tekis taqsimlangan ichki gaz bosimi q ta’sir qiladigan sferik idish (2.98-rasm). Idish devori va gazning o‘z og‘irligini hisobga olmaymiz. Idishning simmetrikligi tufayli uning barcha nuqtalaridagi σ_m va σ_t kuchlanishlar bir xil.(2.118)tenglamada $\sigma_t = \sigma_m = \sigma$, $\rho_t = \rho_m = R$, $p = q$ deb qabul qilib, quyidagini topamiz:

$$\sigma = \frac{qR}{2\delta} \quad (2.120)$$

Tekis taqsimlangan gaz yoki bug‘ ichki bosimi $p = q$ ta’sir qiladigan silindrik qozon. Qozon silindrik qismining meridianlari vazifasini uning yasovchilari o‘ynaydi, ular uchun $\rho_m = \infty$. Shuning uchun $\rho_t = R, p = q$ deb olib, (2.118) tenglamadan aylanma kuchlanishni topamiz

$$\sigma_t = \frac{qR}{\delta} \quad (2.121) \text{ va meridional kuchlanish } \sigma_m = \frac{qR}{2\delta} \quad (2.122)$$

(2.121) va (2.122) ifodalarni taqqoslash qozon devorini aylana bo‘yicha cho‘zuvchi kuchlanishning yasovchisi bo‘yicha ta’sir etuvchi kuchlanish dan ikki marta katta ekanligini ko‘rsatadi. Radius sifatida R_1 kattalikni qabul qilib, qozonning sferik tubidagi kuchlanishni topish mumkin.

Xalq xo'jaligini hamma tarmoqlarida mashina va qurilmalar ishlatiladi. Bu mashina va qurilmalarda bir xil vazifani bajaruvchi o'zaro o'xshash detal va yig'ma birliklarni uchratish mumkin. Masalan: biriktiruvchi buyumlar (vint, bolt, gayka va h .k.); uzatmalar (tishli, kirmaksimon va.h.k); vallar, o'qlar va ularning tayanchlari; birikmalar (rezbali, shponkali, payvand va h.k), ishlash sharoitlari o'zaro yaqin va ekspluatatsion xususiyatlari taxminan bir xil bo'lgan detallar uchun taxlil qilish, hisoblash va loyihalash, hisoblash usullari bir xildir.

Mashina va qurilmalardagi mexanizmlar – dvigateldan iste'molchiga harakatni uzatish uchun xizmat qiladi. Uzatish mexanizmlari - harakatni bir turdan ikkinchi turga aylantirishi, harakat tezligining qiymatini va yo'nalishini o'zgartirishda qatnashadilar. U yoki bu mexanizmni loyihalashda uning ishlash sharoitiga bog'liq ravishda oddiy va samarali sxemasi va konstruksiyasi tanlab olinadi. Tanlangan va hisoblab topilgan mexanizmning o'lcham va konstruksiyasi, uni yuqori aniqlik bilan bir qatorda yuklatilgan vazifani to'liq bajarishi kerak.

«Mashina detallari» fanining asosiy maqsadi xizmat vazifasi bir xil bo'lgan mexanizm va mashina detallarining tuzilishi, ishlashi va ularni hisoblash va loyihalash asoslarini o'rganish.

Mashina detallarida kinematik, mustahkamlik va bikrlikka hisoblash asoslari, materialni to'g'ri tanlash, detallarni ratsional loyihalash va birikmalarni hosil qilish usullari o'rganiladi.

Mashina detallari o'rganadigan masalalarining hammasi loyihalanadigan ob'ektni hisoblash sxemasini tuzishdan boshlanadi. Hisoblash sxemasi, mashinaning tarkibiga kiradigan mexanizmning alohida elementlarini kinematik va yuklanish holatini taxlil qilish asosida tuziladi. Bu vazifalar ma'lum vaqt oralig'ida berilgan aniqlik va unumdorlik bilan bajarilishi kerak. Buning uchun mexanizm kichik o'lchamli, iqtisodiy jihatdan samarali, oddiy va foydali ish koeffitsienti yuqori bo'lishi kerak. Turli uzatish mexanizmlaridan, energiya ishlab chiqaruvchi mashina va boshqarish apparatidan tashkil topgan majmua – **yuritma** deyiladi (3.1-rasm). Qo'yilgan vazifalarni bajarish – yuritmaga nisbatan belgilangan talablar asosida tanlangan elektrodvigatelning xarakteristikalariga bog'liq

Elektrodvigatelni tanlash. Mashina detallarini loyihalashda yuritmaning kinematik sxemasi va uni yuklanish va energetik ko'rsatkichlari beriladi. Loyihalashning birinchi etapida – kinematik sxemani taxlil qilish va elektrodvigatelning kerak bo'lgan quvvatini hisoblashda konveyer barabanidagi valda hosil bo'ladigan aylantiruvchi moment - M va valni burchak tezligi - ω yoki lentaning tortish kuchi - R va harakat tezligi - V berilishi kerak. Agar yetaklanuvchi val uchun kerak bo'lgan quvvat- N_4 berilgan bo'lsa elektrodvigatel uchun talab etilgan quvvat quyidagi formula bilan topiladi

$$N = \frac{N_4}{\eta} \qquad (3.1)$$

bu yerda: η - yuritmani foydali ish koeffitsienti (FIK) bo'lib, yuritma tarkibidagi barcha xususiy uzatmalar FIK-ning ko'paytmasiga teng, ya'ni:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \ldots . \qquad (3.2)$$

bu yerda: $\eta_1\ \eta_2\ \eta_3$ - tegishlicha, remenli, tishli va zanjirli va h.k. uzatmalar FIKlari.

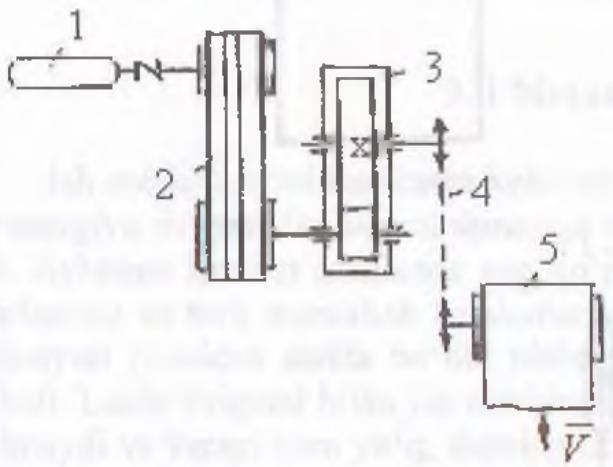
Jadval-3.1

Mexanik uzatmalar foydali ish koeffitsient(η)larining o'rtacha qiymati.

Yopiq korpusli:	Tasmali:
- silindrik tishli 0,97…0,98	- tekis kesimli 0,96…0,98
- konussimon 0,96…0,97	- ponasimon 0,95…0,97
Ochiq korpusli 0,95…0,96	
Har xil kirimli yopiq korpusli kirmaksimon uzatma:	Zanjirli:
$z_1 = 1$ 0,70…0,75	- yopiq 0,95…0,97
$z_1 = 2$ 0,80…0,85	- ochiq 0,90…0,95
$z_1 = 4$ 0,85…0,95	

Yetaklanuvchi valdagi aylantiruvchi moment va uning burchak tezligi berilgan bo'lsa

$$N = \frac{M \cdot \omega}{\eta} \qquad (3.3)$$



3.1-rasm

Konveyer lentasining tortish kuchi va tezligi berilgan bo'lsa

$$N = \frac{P \cdot V}{\eta} \qquad (3.4)$$

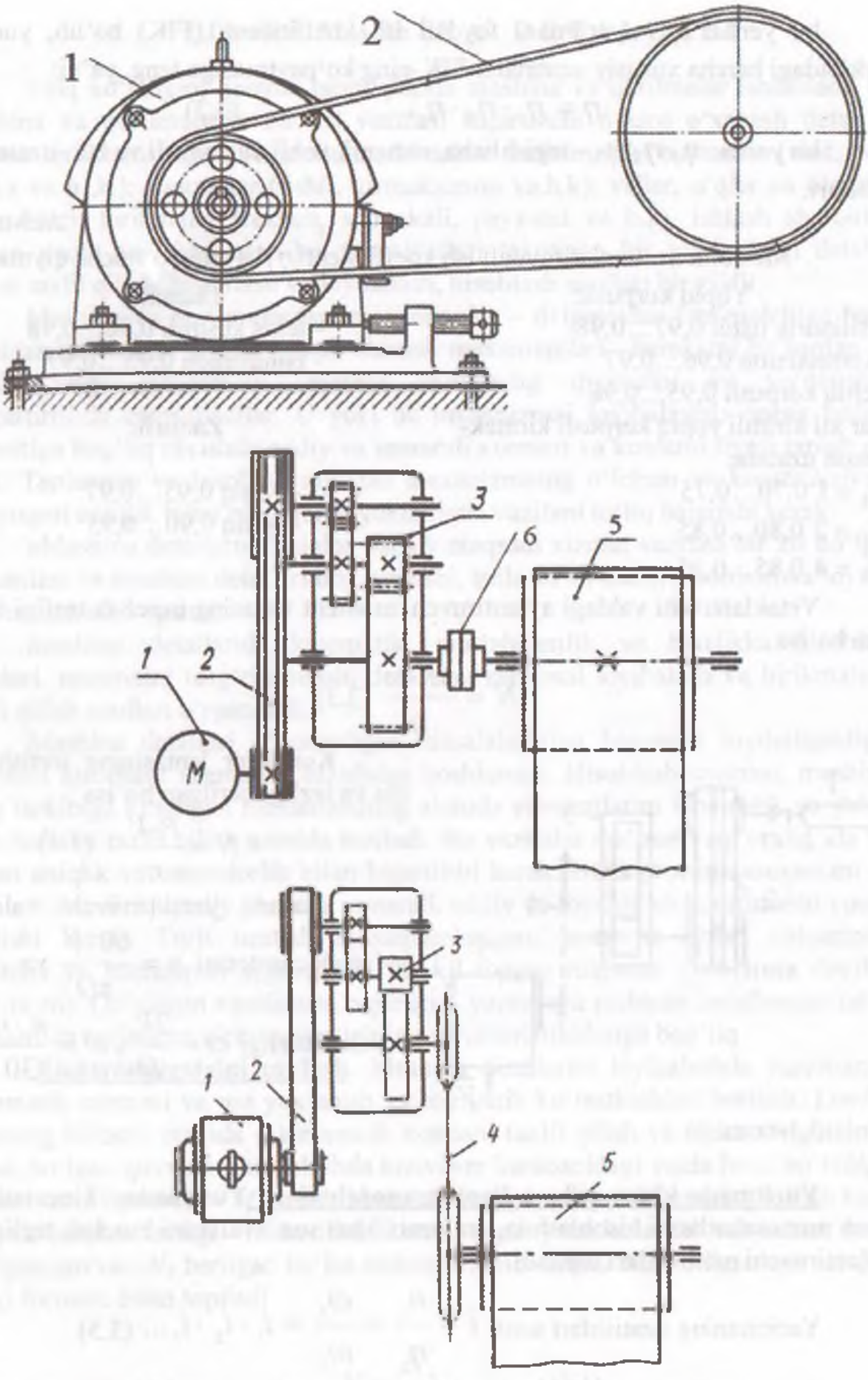
Yuritma yetaklanuvchi valining aylanish chastotasi $n = \frac{60 \cdot V}{\pi D}$ va burchak tezligi $\omega = \frac{2V}{D}$; $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

Yuritmada kinematik va kuch munosabatlari. Yuritmadagi kinematik va kuch munosabatlarini hisoblashda, uni uzatishlari soni, vallarini burchak tezligi va aylantiruvchi momentlari topiladi.

Yuritmaning uzatishlari soni: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \ldots$ (3.5)

i – yuritma tarkibidagi alohida uzatmalar uzatishlari sonlarining ko'paytmasiga teng bo'ladi .

bu yerda: $i_1; i_2; i_3 \ldots$ - tegishlicha, alohida uzatmalarning uzatishlari sonlari.



Yuritmaning turlari. 1-elektrodvigatel; 2- tasmali uzatma; 3- ikki pog'onali silindrik tishli reduktor ; 4-zanjirli uzatma: 5- konveyer; 6-mufta

Yuritmani uzatishlari soni energiyani uzatish jarayonini xarakterlaydi va energiyani miqdor jihatidan o'zgartirishni ifodalaydi.

$i > 1$ - nisbatda uzatma sekinlatuvchi va $i < 1$ nisbatda tezlatuvchi bo'ladi.

Yuritma vallarining aylanish soni va burchak tezliklari quyidagicha topiladi:

$$1-val\ n_1 = n_{dv}; \qquad \omega_1 = \omega_{dv} = \frac{\pi \cdot n_{dv}}{30}$$

$$2-val\ n_2 = \frac{n_1}{i_P}; \qquad \omega_2 = \frac{\omega_1}{i_P}$$

$$3-val\ n_3 = \frac{n_2}{i_2}; \qquad \omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2}$$

va aylantiruvchi momentlar:

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1}; \qquad M_2 = M_1 \cdot i_P; \quad M_3 = M_2 \cdot i_2 \quad (Hм)$$

Nazorat savollari.

1. Yuritmaning foydali ish koeffitsientini aniqlang?
2. Yuritmaning kinematikasini tushuntiring?
3. Yuritmada kuch munosabatlarini tushuntiring?

3. 1 Mexanik uzatmalar

Ish mashinalarini harakatga keltirish uchun mexanik energiya zarur bo'ladi. Bu energiya dvigateldan ish mashinasiga odatda aylanadigan val vositasida uzatiladi. Aylanma harakat texnikada eng ko'p tarqalgan harakat. Aylanma harakatni ilgarilanma va turli murakkab harakatlarga aylantirib beruvchi mexanizmlar konstruksiyasi jihatidan sodda bo'lib, nisbatan katta foydali ish koeffitsientiga ega bo'ladi. Lekin dvigatel bilan ish mashinasini har doim bevosita biriktirish imkoni bo'lmaydi va keragi ham yo'q, shuning uchun ular orasida uzatmalar deb ataladigan oraliq qurilmalar bo'ladi. Uzatmalarni quyidagi hollarda o'rnatish zarur:

1) ish mashinasi va dvigatel vallarining tezligi bir-biriga to'g'ri kelmaydi;

2) dvigatel tezligi o'zgarmagan holda ish mashinasi tezligini davriy o'zgartirib turish zarur bo'lganda;

3) dvigatel valining aylanma harakatini mashina ish organining ilgarilanma - qaytma yoki boshqa xil harakatiga aylantirish zarur bo'lganda;

4) dvigatel va ish mashinasi vallarini xavfsizlik mulohazalari; xizmat ko'rsatish qulayligi yoki bevosita ulash mumkin bo'lmaganda.

Uzatmalar deganda, dvigateldan energiyani mashinaning ish organlariga - aylantiruvchi momentlarni, tezliklarni, ayrim hollarda harakat xarakterini o'zgartirib uzatishga imkon beruvchi qurilma tushuniladi. Zamonaviy mashi-

nalarda energiya - elektr, mexanik, gidravlik va pnevmatik uzatmalar vositasida uzatiladi.

Uzatmalar ikki alomatiga ko‘ra quyidagi turlarga bo‘linadi:

1. Harakatni uzatish usuliga ko‘ra:

- ishqalanib ishlaydigan friksion, tasmali, kanatli uzatmalar;
- ilashib ishlaydigan tishli, kirmakli, vintli zanjirli uzatmalar.

2. yetaklovchi va yetaklanuvchi bo‘g‘inlarning bir-biriga ilashish usuliga ko‘ra:

- bevosita tegib ilashadigan friksion, tishli, kirmakli va vintli uzatmalar;
- qo‘shimcha bog‘lanish vositasida ilashadigan tasmali, zanjirli uzatmalar.

Uzatmalar uzatiladigan quvvatlar, tezliklar, uzatish soni va FIKning katta - kichikligiga, vallar o‘qi orasidagi masofaga, uzatish mexanizmlarining gabaritlari va massasiga qarab tanlanadi.

Uzatmalarning uzatish soni o‘zgaruvchan va doimiy bo‘lishi mumkin. Uzatish soni pog‘onali va pog‘onasiz o‘zgartirilishi mumkin. Tasmali uzatmalarda pog‘onali, friksion va zanjirli variatorlarda pog‘onasiz uzatiladi.

3.1.1. Tishli uzatmalar

Ikkita tishli g‘ildirak va tayanchdan tashkil topgan mexanizmtishli uzatma deyiladi.

Tishli uzatmalar eng ko‘p tarqalgan mexanik uzatma bo‘lib, aylanma harakatni uzatish, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga yoki, aksincha, ilgarilanma harakatni aylanma harakatga o‘zgartirish uchun xizmat qiladi.

Tishli uzatmalar harakatni burchak tezlik qiymatini va yo‘nalishini ikkita tishlarni ilashishi hisobiga o‘zgartirish uchun ishlatiladi.

Barcha uzatmalar orasida tishli uzatma o‘lchamlarini kichikligi va ishqalanish evaziga yo‘qotishni kamligi bilan farq qiladi. Tishli uzatma eng kichik quvvat va doiraviy tezlikdan quvvati 10 ming *kVt* va tezligi 150 *m/s* gacha bo‘lgan oraliqda ishlatiladi.

Tishli uzatma ikkita g‘ildirak yoki g‘ildirak va reykadan iborat bo‘lib, ularning sirtida navbatma-navbat o‘yiqlar va tishlar joylashgan bo‘ladi. Ilashadigan juftning kichik g‘ildiragini shesternya deb, kattasini esa g‘ildirak deb ataladi. Valdan harakatni olib tishli ilashma vositasida ikkinchi g‘ildirakga harakatni uzatadigan g‘ildirak – shesternya – yetaklovchi; harakatni tishli ilashmadan valga uzatadigan g‘ildirak – yetaklanuvchidir.

Tishli uzatmalarning afzalligi:

1) FIK = 0,98 - kattadir; 2) ixcham, uzatish soni o‘zgarmas; 3) Turli aylanish chastotalarida uzatiladigan quvvatlar diapazonini kattaligidir.

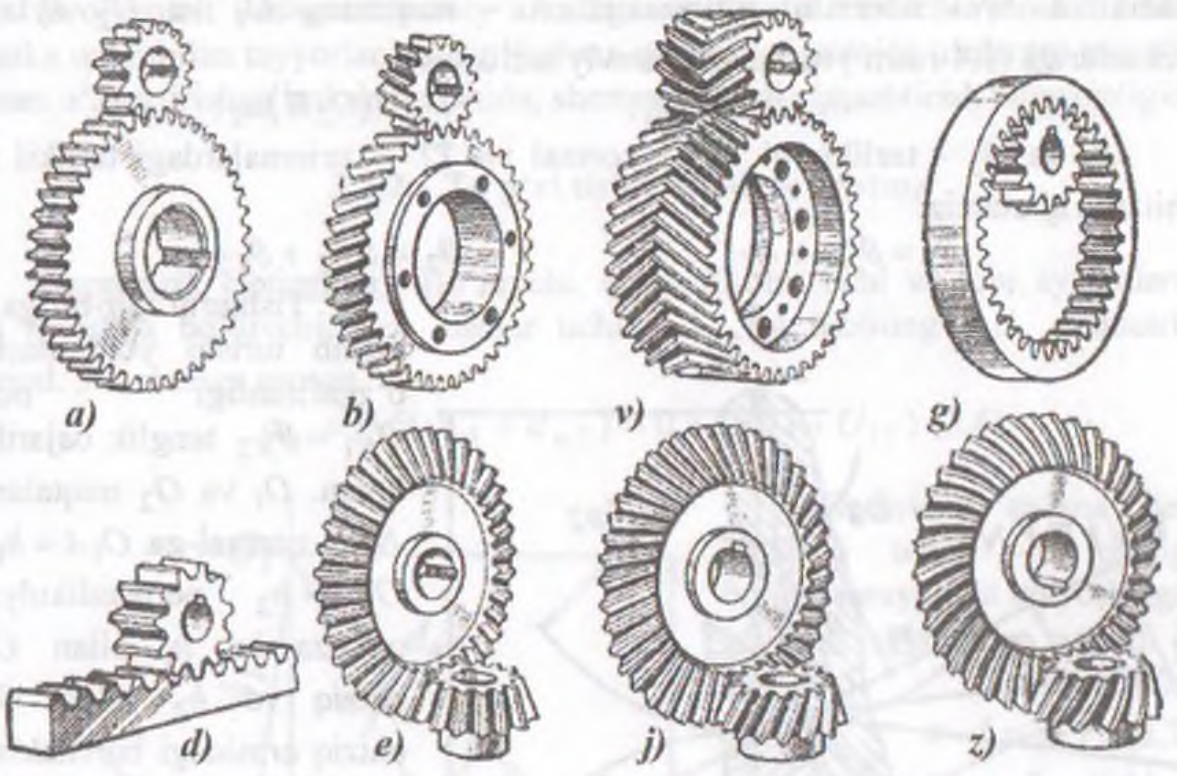
Tishli uzatmalarning kamchiligi:

1) Shovqin, dumalash podshipniklarini ishlashi natijasida hosil bo‘ladi;
2) tezlik katta bo‘lganda tishlar xato ilashishi mumkin.

Tishli uzatmalarni klassifikaciyasi:

1) g‘ildiraklar o‘qining bir-biriga nisbatan joylashuviga ko‘ra;
2) g‘ildiraklarning tishlarini joylashuviga ko‘ra – to‘g‘ri tishli (3.2-rasm

a); qiyshiq tishli (3.2-rasm, b); shevron tishli (3.2-rasm, v); konussimon (3.2 – rasm, e, j, z – to‘g‘ri, qiyshiq, egri chiziq tishli);

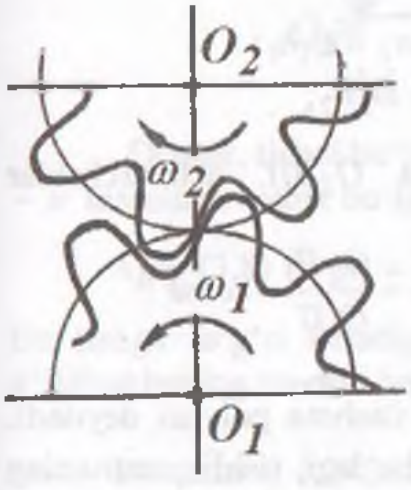


3.2-rasm

3) tishlar profilining shakliga ko‘ra: evolventali, sikloidal va doiraviy tishli (Novikov ilashmasi);

Mashinasozlikda evolventali tishlar, priborsozlik va soatlarda – sikloidal ilashmalar ishlatiladi. M.L. Novikov ilashmasi – qiyshiq tishli uzatmalarda (silindrik va konussimon) qo‘llanilishi mumkin.

4) konstruksiyasiga ko‘ra: ochiq - korpusga ega emas; yopiq maxsus korpusga ega.



3.3 – rasm

Ilashma nazariyasining asoslari. Tishli uzatmalarni ishlashida bitta g‘ildirakning tishi ikkinchi g‘ildirak tishlarining tubigacha kiradi (3.3-rasm). Bunda yetakchi g‘ildirak tishinng yon sirti yetaklanuvchi g‘ildirak tishining yon sirtiga bosim kuchi bilan ta’sir qiladi. Ikkala g‘ildirak yon sirtlarining profillari bir xil bo‘lishi kerak. Buning uchun g‘ildiraklar yon sirtlarini shunday egri chiziq bilan chizilishi kerak-ki, u ilashma teoremasini qanoatlantirsin.

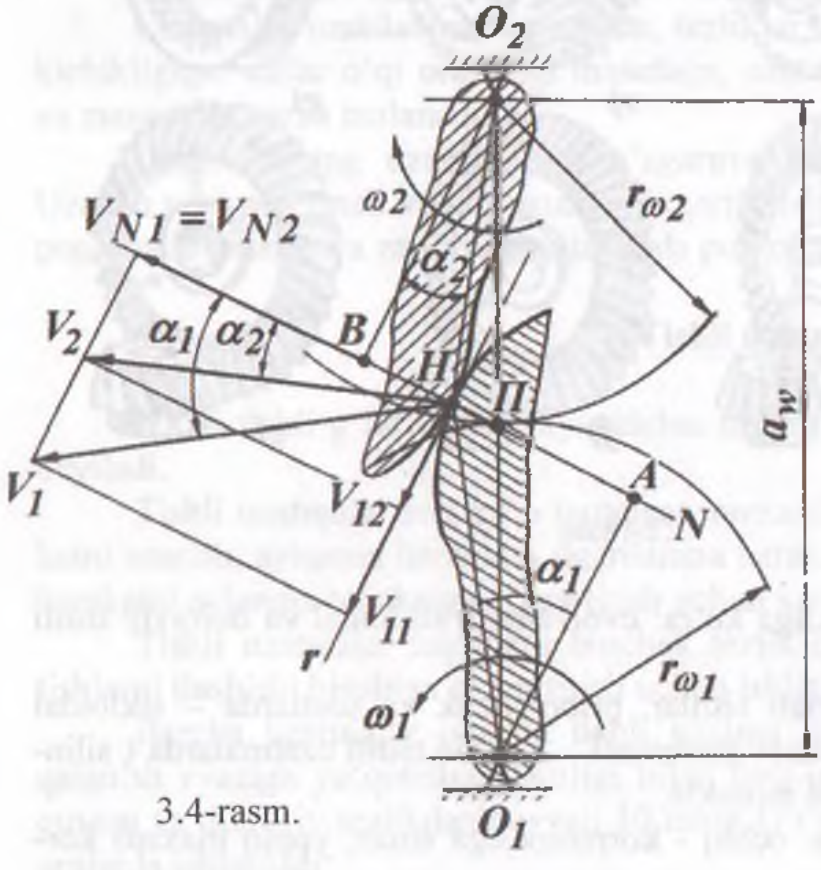
Teorema. Ikki profil urinish nuqtasidan o‘tkazlgan umumiy normal, o‘qlararo masofani g‘ildiraklar burchak tezliklariga teskari proporsional bo‘lgan qismlarga bo‘ladi. Shesternya va g‘ildiraklarning tishlari *K* nuqtada ilashadi.

G‘ildiraklarning aylanish markazlari O_1 va O_2 nuqtalar bir-biridan o‘zgarmas $-a_w$ masofada joylashgan. K nuqtadan ikkita profil uchun umumiy qilib TT – urinma va NN - normalni o‘tkazamiz. K – nuqtaning O_1 va O_2 aylanish markazlariga (3.4-rasm) nisbatan doiraviy tezliklari:

$$\vartheta_1 = (O_1K)\omega_1; \qquad \vartheta_2 = (O_2K)\omega_2;$$

ϑ_1 va ϑ_2 - tezliklarni NN – normal va TT – urinmalardagi tashkil etuvchilarga ajratamiz:

$$\vartheta_1 = \vartheta_{N1} + \vartheta_T; \qquad \vartheta_2 = \vartheta_{N2} + \vartheta_{T2}.$$



3.4-rasm.

Tishlarni bir-biriga tegishib turishi yoki ilashma o‘zgarmasligi uchun $\vartheta_{N1} = \vartheta_{N2}$ tenglik bajarilishi lozim. O_1 va O_2 nuqtalardan NN – normal-ga $O_1A = h_1$ va $O_2B = h_2$ perpendikulyarni o‘tkazamiz. h_1 bilan O_1K chiziq va h_2 bilan O_2K chiziq orasidagi burchaklarni, tegishlicha α_1 va α_2 burchaklar bilan belgilaymiz. ϑ_1 tezlik vektori O_1K chiziqga perpendikulyar; ϑ_{N1} vektori $O_1A = h$ chiziqga perpendikulyar bo‘lganligi uchun, burchak vektorlar orasidagi α_1 – ga teng.

Demak, ϑ_2 va ϑ_{N2} vektorlar orasidagi burchak $-\alpha_2$.

Chizmadan $\vartheta_{N1} = \vartheta_1 \cos\alpha_1 = \omega_1[O_1K]\cos\alpha_1 = \omega_1 h_1;$

$$\vartheta_{N2} = \vartheta_2 \cos\alpha_2 = \omega_2[O_2K]\cos\alpha_2 = \omega_2 h_2;$$

$\omega_1 h_1 = \omega_2 h_2$ yoki $\vartheta_{12} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{h_2}{h_1}$; $O_1A\Pi$ va $O_2B\Pi$ uchburchaklar o‘xshashligidan $\dfrac{h_2}{h_1} = \dfrac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = \dfrac{r_{\omega 2}}{r_{\omega 1}}$ yoki $U_{12} = \dfrac{\omega_1}{\omega_2} = \dfrac{r_{\omega_2}}{r_{\omega 1}} = \dfrac{O_2\Pi}{O_1\Pi} = const$

NN – normal bilan O_1O_2 chiziqni kesishgan nuqtasi ilashma polyusi deyiladi. NN – normalni A va V nuqtalar bilan chegaralangan bo‘lagi, tishli uzatmaning ilashish chiziqi deyiladi va tishlarni kontaktlashish nuqtasining traektoriyasi bo‘ladi.

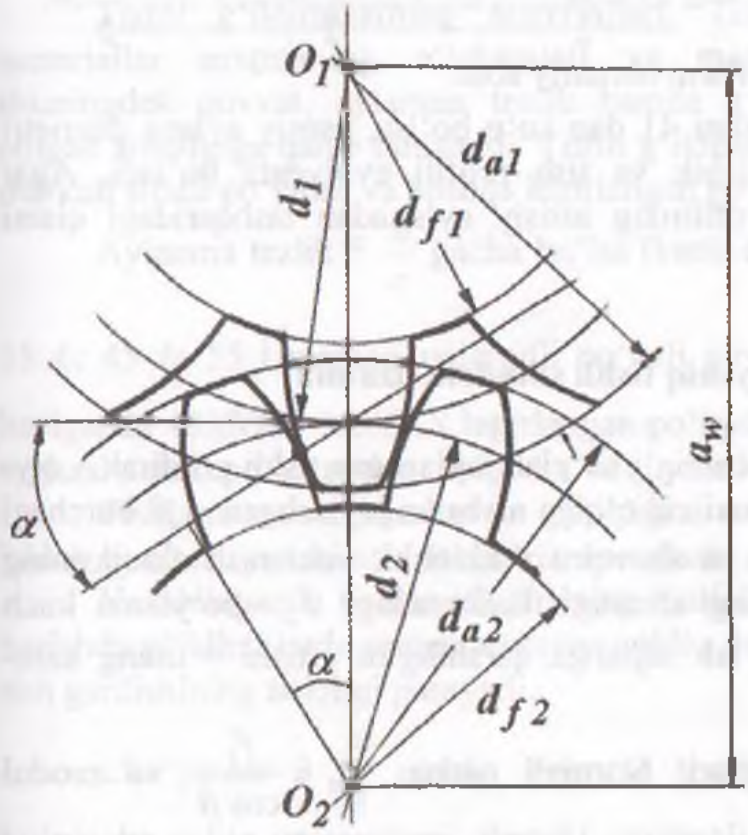
Ilashma polyusidan o‘tgan aylanmalar – boshlang‘ich aylana deyiladi Evolventa tishli g‘ildiraklarda tishni profili markazi g‘ildirak o‘qida joylashgan evolventa aylanasi bilan chiziladi.

Evolventali ilashmani asosiy afzalligi uni to‘g‘ri keskichli moslama bilan obkatka usuli bilan tayyorlanishida; ilashma qonuniyati asosida o‘qlararo masofani qisman o‘zgartirishga imkon berishida; shesternyalarni almashtirish mumkinligida.

3.1.2. To‘g‘ri tishli silindrik uzatma

Geometrik elementlari. Bo‘luvchi, aosiy, tishlar uchi va tubi aylanalariga mos ravishda bo‘luvchi $-d$, tishlar uchi $-d_a$ va tubining $-d_f$ diametrlari mavjud. 3.5-rasmga asosan

$$a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2}) = 0{,}5d_{w1}(1 + U_{12}) \quad (3.6)$$



3.5 – rasm

Bo‘luvchi aylana deb, silindrni teng $-z$ qismga bo‘lish jarayonida tayyorlangan g‘ildirak aylanasiga aytiladi va quyidagi bog‘lanishdan topiladi: $\pi \cdot d = z \cdot P_t$ (3.7)

bu yerda: P_t – tishlarni bo‘luvchi aylana bo‘yicha qadami;

z – g‘ildirak tishlari soni

Har bir g‘ildirakni bo‘luvchi diametri bo‘lib, u o‘zgarmasdir. (3.7) dan quyidagini topamiz: $d = \frac{P_t}{\pi} \cdot z$;

$m_t = \frac{P_t}{\pi}$ va $d = m_t \cdot z$ (3.8),

bu yerda m_t – tishni bo‘luvchi aylana moduli.

Demak, tishni bo‘luvchi aylana moduli deb, bo‘luvchi aylana qadamidan $-\pi$ marotaba kichik bo‘lgan chiziqli kattalikga aytiladi.

Agar (3.8) ni $m_t = \frac{d}{z}$ ko‘rinishda ifodalasak tishni bo‘luvchi aylana moduli bir tishga to‘g‘ri keladigan diametrga teng bo‘ladi. Ikkita o‘zaro ilashadigan g‘ildiraklarning moduli bir xil va quyidagi qatordan tanlanadi:

1 – qator 1; 1,24; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20....
2 – qator 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22....

Bo‘luvchi aylana tishni balandlik h_a va h_z bo‘lgan bosh va tub qismlarga ajratadi. Tish bosh qismini balandligi $h_a = m_t$ va tub qismining balandligi $h_f = 1{,}25m_t$ (3.9).

Tishni umumiy balandligi $h = h_o + h_f = 2{,}25m_t$ (3.10)

Radial zazor uchun bir g‘ildirak tubining balandligi ikkinchi g‘ildirak bosh qismining balandligidan farq qiladi. $C = h_f - h_a = 0{,}25m_t$

Asosiy diametrlar: aylana bo‘luvchi diametri $d = m_t \cdot z$;

tishlar uchining diametri

$d_a = d + 2h_a = m_t \cdot z + 2m_t = m_t(z+2)$; (3.11)

tishlar tubining diametri

$d_f = d - 2h_f = m_t \cdot z - 2{,}5m_t = m_t(z - 2{,}5)$; (3.12)

O‘qlararo masofa $a = \dfrac{d_1 + d_2}{z} = \dfrac{d_1(U_{12}+1)}{2} = \dfrac{m_t \cdot z_1(U_{12}+1)}{2} = \dfrac{m_t \cdot Z_\Sigma}{2}$

bu yerda $Z_\Sigma = z_1 + z_2$ – tishlarni umumiy soni.

Agar g‘ildirak tishlarining soni 41 dan ko‘p bo‘lsa, asosiy aylana diametri g‘ildirak tubining diametridan kichik va tish profili evolventa bo‘ladi. Agar $z \prec 41$ bo‘lsa, $d_b \succ d_f$ va tish profilining asosiy aylanadan tashqaridagi qismi evolventa aylanasi bilan chiziladi.

3.1.3. Qiyshiq tishli silindrik uzatma

Bo‘luvchi silindr vintsimon chizig‘i bo‘ylab joylashgan tishli g‘ildirak – qiyshiq tishlidir. Tishni qiyshiqligi – uni val o‘qiga nisbatan joylashgan – β burchagi bilan aniqlanadi. Harakatni silliq va shovqinsiz uzatishi, yuklanish darajasining kattaligi qiyshiq tishli g‘ildirakning afzalligi. Ilashmadagi F_a – bo‘ylama kuch ta’sirida g‘ildirakni val o‘qi bo‘ylab siljishga qarshiligini ortishi – uning kamchiligi.

Asosiy geometrik elementlari. Normali qadam $P_n = \dfrac{P_t}{\cos\beta}$ va modul $m_n = \dfrac{P_n}{\pi} = \dfrac{m_t}{\cos\beta}$ bu yerda $\beta = 8...15^0$ (ayrim hollarda -20^0)

Bo‘luvchi diametr $d = \dfrac{m_n \cdot z}{\cos\beta}$. (3.13)

Tish uchining $h_a = m_n$ va tubining balandligi $h_f = 1{,}25m_n$ (3.14)

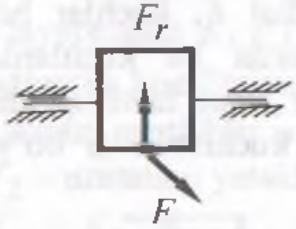
Diametrlar: $d_0 = d + 2m_n$; $d_f = d - 2{,}5m_n$ (3.15)

To‘g‘ri va qiyshiq tishli silindrik uzatmaning ilashmalaridagi kuchlar.

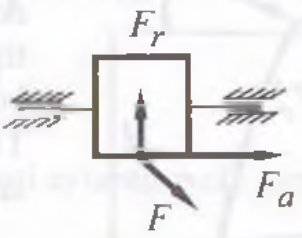
Ilashmadagi kuchlar – qutb nuqtaga qo‘yiladi. To‘g‘ri tishli uzatmada ilashmasidagi normal kuchni o‘zaro perpendikulyar tekisliklarda yo‘nalgan ikkita kuch-

ga ajratamiz: Doiraviy $F = \frac{2M}{d}$ va radial $F_n = F \cdot tg\alpha$ qiyshiq tishli ilashmada doiraviy kuchdan tashqari radial $F_r = F\frac{tg\alpha}{\cos\beta}$ va bo‘ylama kuch $F_a = F \cdot tg\beta$ hosil bo‘ladi.

to‘g‘ri tishli silindrik uzatma



qiyshiq tishli silindrik uzatma



Tishli g‘ildiraklarning materiallari. Tishli g‘ildiraklar tayyorlanadigan materiallar uzatmaning o‘lchamlari va massasiga qo‘yiladigan talablarga, shuningdek quvvat, aylanma tezlik hamda g‘ildiraklarni tayyorlashning talab etilgan aniqligiga qarab tanlanadi. Tishli g‘ildirak lar St.5; St.6; 35,40,45,50,505 – markali sifatli po‘latlar va boshqa legirlangan po‘latlardan tayyorlanadi.

Aylanma tezlik 5 $\frac{M}{c}$ gacha bo‘lsa (katta diametri $d = 500\ mm$) g‘ildiraklar 35 *L*; 45 *L*; 55 l markali uglerodli po‘latli quymalardan; tezlik 5 $\frac{M}{S}$ dan katta bo‘lganda 40*XNTL*; 35*XGLS* legirlangan po‘latdan tayyorlaniladi. G‘ildirak zagotovkasi uchun po‘lat prokat, pokovka va quyma ko‘rinishda yuboriladi.

Tishlarni mustahkamligi va qattiqligini oshirish uchun ularga har xil termik ishlov beriladi (yaxshilash, toblash, cementlash, azotlash va h.k.).

Yaxshilaganda tishlar ish sirtining qattiqligi *NV*350 bo‘ladi. Termik ishlov berishda g‘ildiraklarda temperaturaviy qoldiq deformatsiya hosil bo‘ladi, natijada tish gardishining aniqligi pasayadi.

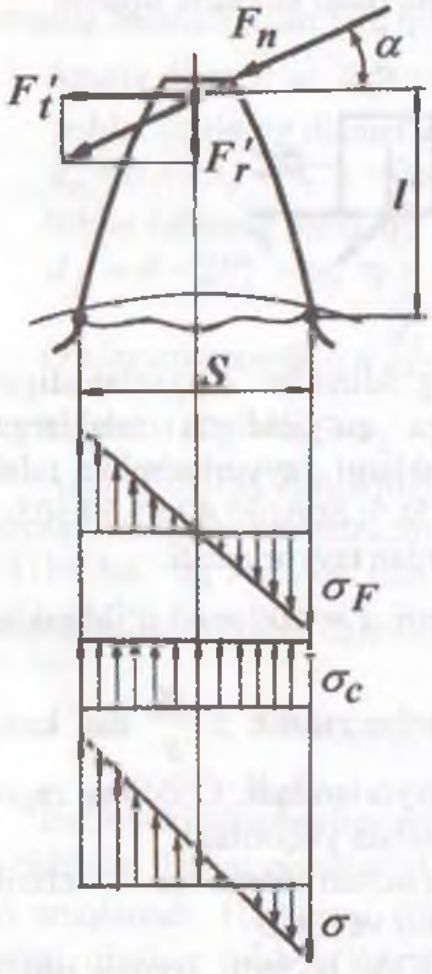
Cho‘yanlar 3 $\frac{M}{S}$ gacha aylanma tezlik bilan ishlaydigan sekin yurar, ko‘pincha ochiq uzatmalarni, dastaki yuritmali uzatmalarni tayyorlashda ishlatiladi. Tishli g‘ildiraklar tayyorlash uchun Cr 1535; Cr 18-36; Cr 21-40 va boshqa kul rangli cho‘yanlar ishlatiladi.

Tekstolit, yog‘och qatlamli plastiklar, kapron va poliformaldegidlar ham tishli g‘ildiraklar tayyorlashda kam yuklangan uzatmalarda ishlatiladi.

Shesternya tishlari sirtining qattiqligi g‘ildirak tishlari sirtining qattiqligidan ortiq bo‘lishini ta’minlash lozim. Shesternya tishlarining qattiqligi qancha katta bo‘lsa, uzatmaning kontakt chidamliligi kriteriyasi bo‘yicha yuklanish qobiliyati shunchalik yuqori bo‘ladi.

Tishlarning yemirilish turlari. Uzatmaning ilashish jarayonida tishlarga uzoq muddatli normal nagruzkalar, shuningdek statik hamda zarb xarakteriga ega bo‘lgan qisqa muddatli o‘ta nagruzkalar ta’sir qiladi.

Natijada tishlar kesimida eguvchi kuchlanishlar, tishlarning sirtida esa kontakt kuchlanishlar vujudga keladi. G'ildirak bir marta aylanganda har bir tish bir marta yuklanadi. Shuning uchun eguvchi kuchlanishlar ham, kontakt kuchlanishlar ham noldan eng katta qiymatga siklik o'zgaradi. Natijada metal lning toliqishidan tishlar sinishi yoki shikastlanishi mumkin, tishlar yeyilishi yoki tishlashib qolishi mumkin.



3.6-rasm.

To'g'ri va shevron tishli g'ildiraklarda F_t doiraviy va radial F_r kuchlar bo'ladi. Qiya tishli g'ildiraklarda bu kuchlardan tashqari bo'ylama kuch F_a ham ta'sir qiladi (3.6-rasm). Tishlar kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_K = 0{,}418\sqrt{q \cdot \frac{E_{np'}}{\rho_{np'}}} \quad (3.16)$$

bu yerda $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1E_2}$ shesternya va tishli g'ildirak materiallarining elastiklik modullari, $\frac{\kappa N}{M^2}$;

$\rho_{np} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ shesternya va tishli g'ildirak silindrlarining egrilik radiuslari

$q = \frac{F_n \cdot K_H}{\varepsilon \cdot K_C}$ - kuchni bir birlik uzunlikdagi tishga ta'siri

K_S - ehtiyotltk darajasi koeffitsienti.

F_t^1 kuch tishni egadi; F_r - kuch esa siqadi.

Tish egilishga hisoblanadi: $\sigma_F = \frac{M_F}{\omega} = \frac{6 \cdot F_t \cdot \ell}{bs^2} \le [\sigma]_{F'}$ (3.17)

bu yerda $\ell = km$ va $S=sm$; m - ilashuv moduli;

k_f- tishning normal kesimidagi shakliga bog'lik bo'lgan koeffitsientlar.

O'qlararo masofa va ilashma moduli. Uzatmalardagi o'qlararo masofa, tish g'ildirak valining o'qiga nisbatan joylashishiga bog'liq ravishda hisoblanadi:

to'g'ri tishli $a_W = (U+1)\sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot U}\right)^2 \cdot \frac{M_\delta K_H}{\Psi_d}}$ (3.18)

qiya tishli uzatma $a_W = (U+1)\sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot U}\right)^2 \cdot \frac{M_\delta \cdot K_H}{\Psi_d}}$ (3.19)

-ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish $[\sigma]_H = \frac{\sigma_H \cdot K_1}{[n]}$ (3.20)

kontaktli chidamlilik chegarasi $\sigma_H = 2HB + 70$ (3.21)

K_1 – ilashmani ishlash muddati ilashmadagi har bir tishni yuklanish sikllari soni ruxsat etilgan qiymatidan ko'p bo'lsa $K_1 = 1$ qabul qilinadi; g'ildirak normallashgan yoki yaxshilangan po'latdan tayyorlanganda $K_1 = 1$ qabul qilinadi; toblangan po'latdan tayyorlansa $K_1 = 1$,

$[n]$ – extiyotlik koeffitsienti, $[n] = 1{,}1...1{,}3$

U – uzatmani uzatishlar soni, $U = 3...6$

M_2 – uzatmani yetaklanuvchi validagi aylantiruvchi moment

$K_H = K_2 \cdot K_3 \cdot K_4$ – koeffitsient

K_2 – tishlar orasida yukning notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi koeffitsient. To'g'ri tishli uzatma uchun $K_2 = 1$; qiyshiq tishli uzatma uchun doiraviy tezlikga bog'liq:

$\vartheta = 10...20\frac{M}{s}$ bo'lsa $K_2 = 1{,}0...1{,}1$; $\vartheta \prec 10\frac{M}{s}$ bo'lsa $K_2 = 1{,}05...1{,}15$

K_3 – yukning tish gardishini eni bo'ylab notekis taqsimlanishini hisobga oladi.

Reduktorlarni loyihalashda tish gardishi enining koeffitsienti ψ_b – ning qiymati qabul qilinadi: to'g'ri tishli uzatma uchun $\psi_b = 0{,}125...0{,}25$ qiyshiq tishli uzatma uchun $\psi_b = 0{,}25...0{,}40$.

O'zgaruvchan yuklanish ishlaydigan reduktor uchun K_3 – koeffitsient qiymatlari

Jadval-3.2

Tayanchga nisbatan tishli g'ildirakning joylashishi	Tish sirtining qattiqligi	
	$\prec HB250$	$\succ HB350$
Simmetrik	1,0 - 1,15	1,05 – 1,25
Nosimmetrik	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
Konsol	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

Dinamik koeffitsient K_4 – doiraviy tezlikga bog'liq ravishda aniqlanadi;

to'g'ri tishli uzatma $\vartheta \prec 5\frac{M}{s}$, $K_4 = 1{,}05 - 1{,}10$; qiyshiq tishli uzatma $\vartheta \prec 10\frac{M}{s}$, $K_4 = 1{,}0 - 1{,}05$ va $\vartheta = 10...20\frac{M}{s}$ bo'lsa $K_4 = 1{,}05 - 1{,}1$

Ilashmaning modulini tanlashda quyidagilarga e'tibor berish kerak.

- ko'p tishli kichik modulli g'ildiraklar harakatni silliq uzatadi va iqtisodiy jihatdan qulay. Lekin katta quvvatli uzatmalarda $m \geq 2$ va tezyurar uzatmalarda shovqinni yo'qotish uchun $z_1 \geq 26$ qabul qilinishi kerak.

- katta modulli g‘ildiraklarning yeyilish xususiyati kam, materiallarning turiga va yuklanishning o‘zgarishiga befarq.

Tish qattiqligi $HB \leq 350$; bo‘lsa $m = (0{,}01...0{,}02)a_w$ – (3.22)

shesternya qattiqligi $HRC > 45$ va g‘ildirak uchun $HB \leq 350$; bo‘lsa

$$m = (0{,}0125...0{,}025)a_w - (3.23)$$

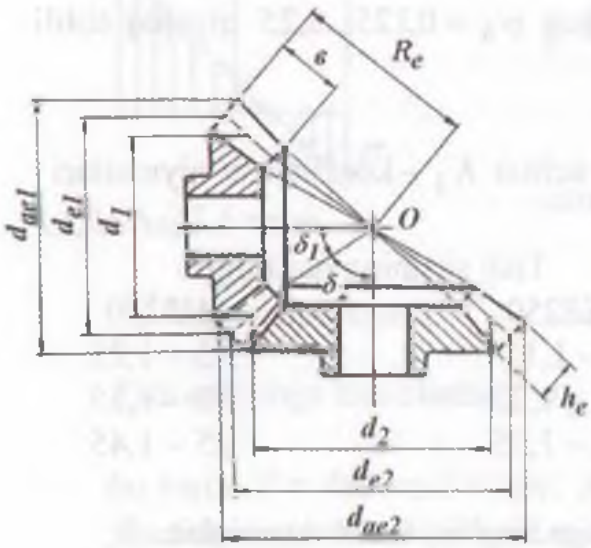
shesternya va g‘ildirak tishlarining qattiqligi $HRC \geq 45$ bo‘lsa

$$m = (0{,}016...0{,}0215)a_w - (3.24)$$

Nazorat savollari.

1. Mexanik uzatmalarning turlarini ayting?
2. Tishli uzatmalarning afzalligi va kamchiliklarini ayting?
3. To‘g‘ri tishli silindrik uzatmaning geometriyasini tushuntiring?
4. Tishning moduli nima?
5. To‘g‘ri va qiyshiq tishli ilashmalarda kuch munosabatlarini tushuntiring?
6. Tishli g‘ildiraklarning materiallari to‘g‘risida ma’lumot bering?
7. Tishlarning yemirilish turlarini ayting?
8. To‘g‘ri va qiyshiq tishli silindrik uzatmalar uchun o‘qlararo masofani toping?

3.1.4. Konussimon tishli uzatma



3.7-rasm.

Konussimon tishli g‘ildiraklar o‘qlari kesishadigan uzatmalarda qo‘llaniladi. Konussimon uzatmalar silindrik tishli uzatmalardan tayyorlanish va yig‘ish jarayonlari bilan murakkab. O‘qlarning kesishishi val tayanchlarini joylashtirishni qiyinlashtiradi va bitta g‘ildirak valda konsol ko‘rinishda joylashadi. Natijada tishning uzunligi bo‘ylab kuchning taqsimlanishi notekis bo‘ladi. Shuning uchun konussimon uzatmaning yuklanish qobiliyati 0,85 nisbatni tashkil etadi. Konussimon uzatmalar tishlarining yo‘nalishiga ko‘ra – to‘g‘ri, qiyshiq va aylana tishli reduktorlarga ajratish mumkin. Qiyshiq tishli reduktorlarda – tish konus radiusiga nisbatan – burchak ostida joylashgan (3.7-rasm) .

Reduktor tishli g‘ildiraklarini hisoblash. Shesternya uchun 40*X* markali po‘lat, qattiqligi *NV*270 va g‘ildirak uchun 40*X* markali po‘lat va qattiqligi *NV*245 qabul qilish mumkin. Konussimon tishli uzatmaning geometriyasini hisobga olib kontaktli kuchlanish quyidagicha topiladi.

$$\sigma_H = \frac{335}{R_c - 1{,}5b}\sqrt{\frac{K_H \cdot M_2\sqrt{\left(U^2+1\right)^2}}{b \cdot U^2}}, \qquad (3.25)$$

G'ildirakni tashqi bo'luvchi diametrini aniqlaymiz

$$d_\ell = 2 \cdot 3\sqrt{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{M_\delta \cdot K_{H\beta} \cdot i}{(1-0{,}5\Psi_b)^2 \cdot \Psi_b}} \qquad (3.26)$$

Shesternya va g'ildirak tishlarining qattiqligi $HRC \geq 45$

Tishning qattiqligi $< NV350$ bo'lsa, koeffitsient $K_{H_\beta} = 1{,}2$; agar $NV \succ 350$ bo'lsa $K_{H_\beta} = 1{,}35$ qabul qilinadi. Ψ_δ - tish gardishi enining koeffitsienti, $\Psi_\delta = 0{,}285$ qabul qilinadi.

- tashqi doiraviy modul $m = \frac{d_{e2}}{Z_2}$ va bo'luvchi konus burchaklari:

$ctg\,\delta_1 = i$ va $\delta_2 = 90^O - \delta_1$ (3.27).

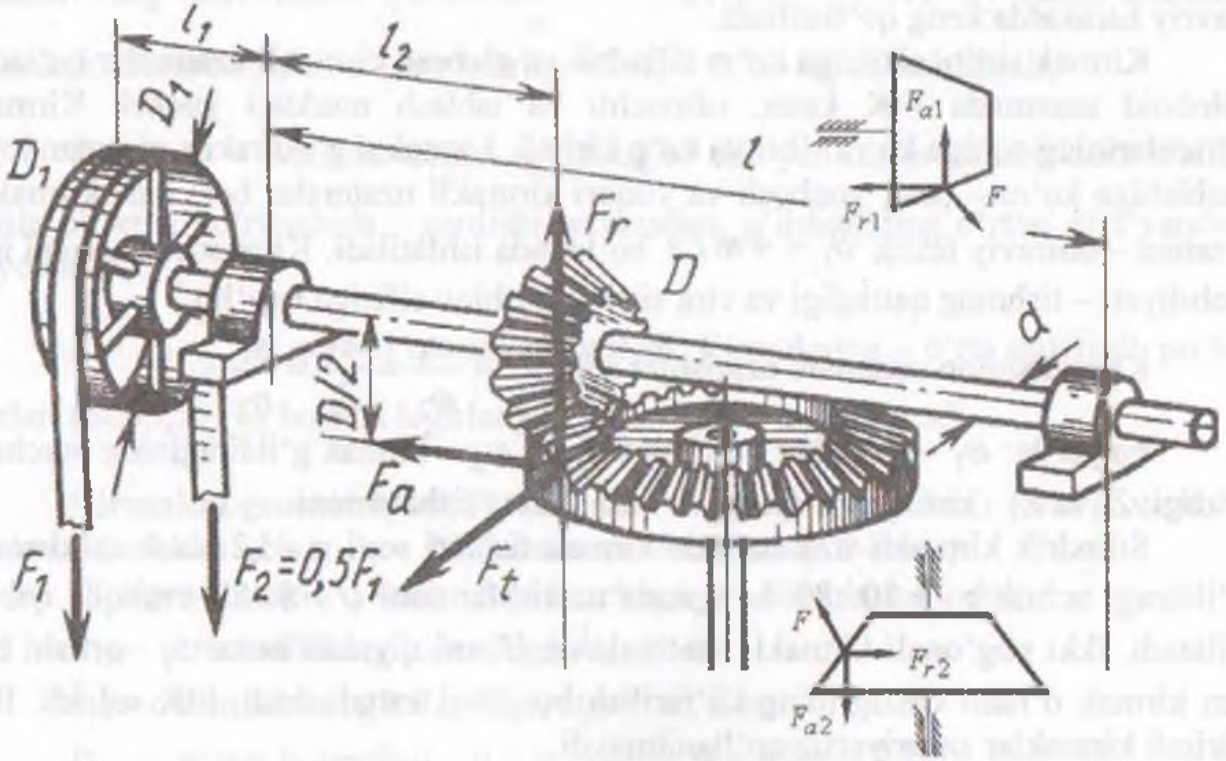
Tashqi konus masofasi $R_\ell = 0{,}5 \cdot m\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$; (3.28)

Tishning uzunligi $b = \Psi_b \cdot R_\ell$ (3.29)

Shesternya bo'luvchi diametri $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$ (3.30)

va tashqi bo'luvchi diametri $d_{\ell 1} = m \cdot Z_1$. Shesternya va g'ildirakning tashqi diametrlari $d_{a1} = d_{\ell 1} + 2m\cos\delta_1$; $d_{a2} = d_{\ell 2} + 2m\cos\delta_2$ (3.31)

O'rtacha doiraviy modul $m = \frac{d_i}{z}$



Ilashmadagi kuch munosabatlari: Doiraviy kuch $F = \frac{2M_1}{d_1}$.

Shesternyadagi radial kuch $F_{z1} = F \cdot tg\alpha \cdot \cos\delta_1$ g'ildirakning bo'ylama kuchiga teng, ya'ni $F_{r1} = F_a$ va shesternyaning bo'ylama kuchi $F_{a1} = F \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1 = F_{r2}$ g'ildirakning radial kuchiga teng.

Nazorat savollari

1. Konussimon uzatmaning qo'llanilish sohasini ayting?
2. Konussimon uzatmaning geometriyasini ayting?
3. Konussimon uzatmada kuch monosabatlari?

3.2. Kirmaksimon uzatma

Kirmakli uzatmalar o'qlari ayqashadigan vallar orasida aylanma harakatni uzatish uchun xizmat qiladi. Ayqashish burchagi 90^0.

Kirmakli uzatma – kirmak deb ataladigan aylanuvchi vintdan va kirmak o'ramlari bilan ilashadigan tishlari bor kirmak g'ildiragidan (3.9-rasm) iborat. Kirmakli uzatmalarning afzalliklari: ravon va shovqinsiz ishlaydi; gabariti kichik bo'lgan holda katta uzatish sonini hosil qilish mumkin.

FIK ning nisbatan kichikligi, tishli uzatmalarga nisbatan kichkina quvvat uzatishi, tez yeyilishi va qimmatbaho materiallar (bronza) ishlatish zarurligi kirmakli uzatmalarning kamchiligiga kiradi.

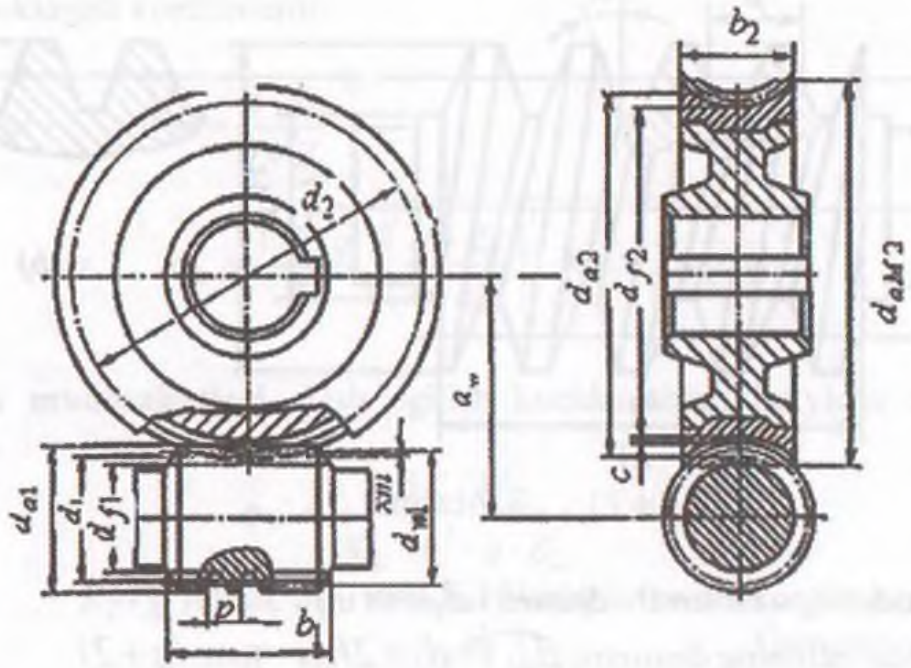
Quvvati -50 *kvt* gacha bo'lgan aylanma harakatni uzatishda kirmakli uzatma ishlatiladi, chunki yuqori quvvatli harakatni uzatishda kichik FIK-ning samarasi talab darajasida emas. Stanoklarda, ko'tarish-tashish mashinalari va h.k.larda davriy harakatda keng qo'llaniladi.

Kirmak sirtini shakliga ko'ra silindrik va globoid kirmakli uzatmalar bo'ladi. Globoid uzatmada FIK katta, ishonchli va ishlash muddati yuqori. Kirmak o'ramlarining soniga ko'ra – bir va ko'p kirimli, kirmakni g'ildirakga nisbatan joylashishiga ko'ra – past, yonbosh va yuqori kirmakli uzatmalar bor. Past kirmakli uzatma – doiraviy tezlik $\vartheta_1 \prec 4\ m/s$ bo'lganda ishlatiladi. Kirmakli uzatmani ish qobiliyati – tishning qattiqligi va vint sirtining ishlov sifatiga bog'liq.

Kirmaksimon uzatmani uzatishlar soni: $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{n_1}{n_2}$

bu yerda: ω_1 – kirmakni burchak tezligi; ω_2 – kirmak g'ildiragining burchak tezligi; Z_2 va Z_1 - kirmak g'ildiragi va kirmakning tishlari soni.

Silindrik kirmakli uzatmalarda kirmak tishlari soni $z = 1,2$ va 4 va kirmak g'ildiragi uchun $z_2 = 30...80$ bo'lganda uzatishlar soni $U = 8...80$ oraliqda qabul qilinadi. Ikki pog'onali kirmakli uzatmalarda U –ni qiymati katta. z_1 –ortishi bilan kirmak o'rami chizig'ining ko'tarilish burchagi kattalashadi, FIK oshadi. Bir kirimli kirmaklar zaruriyatsiz qo'llanilmaydi.



3.8-rasm.

Kirmak g'ildiragi va kirmak tishlarining har xil sonlarida – uzatmani o'lchamlari hisoblanadi va optimal varianti qabul qilinadi. z_2 –ni ortishi bilan kirmak tayanchlari orasidagi masofa kattalashadi, uning bikrligini ta'minlash uchun kirmak moduli m va diametrining koeffitsientini oshirish kerak. q –ning kattalashishi bilan kirmakning bikrligi oshadi, kirmak o'rami ko'tarilishining bo'luvchi burchagi $-\gamma$ va FIK – kichiklashadi. Shuning uchun q –ni minimal qiymatidan foydalanish tavsiya etiladi. Chiziqli modul $m = \frac{(1{,}4...1{,}7)a_w}{z_2}$ va kirmak diametrining koeffitsienti $q = \frac{(2a_w - mz_2)}{m}$ yoki $q_{\min} = 0{,}212 \cdot z_2$ qabul qilinishi mumkin. Unda kirmak valining bikrligi va $d_1 = 0{,}35 \cdot a_w$ ta'minlanadi.

$V = 2\ \frac{M}{S}$ - tezlikda kirmak g'ildiragini cho'yan materialidan; katta tezliklarda birikma ko'rinishida - gardishi bronzadan, g'ildirakning o'rtasi cho'yandan tayorlanadi.

$V = 25\ \frac{M}{S}$ da qalayli bronza ishlatiladi. Kirmakning – o'rta uglerodli po'lat turlari (St.45,50) va boshqa legirlangan po'latlardan tayyorlanadi.

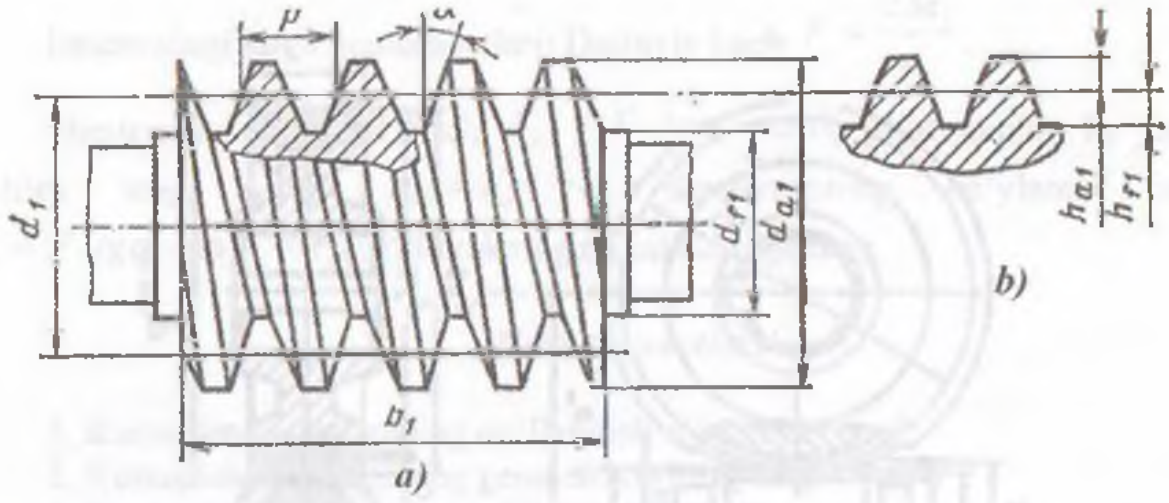
Kirmakni geometriyasi. P- kirmakni o'q bo'yicha qadami $P = \pi m$ va ko'p kirimli kirmaklar uchun $P_Z = PZ_1$ bilan xarakterlanadi (3.9-rasm).

α - profilning o'q kesimidagi burchagi; m - hisoblash moduli;

h_{a1} - o'ram uchining balandligi; $h_{a1} = m$.

h_{f1} - o'ram tubining balandligi; $h_{f1} = 1{,}2\ m$

h_1 – o'ram balandligi. $h = h_{a1} + h_{f1} = m + 1{,}2m = 2{,}2m$



3.9-rasm.

Kirmakning - bo'luvchi diametri $d_1 = m \cdot q$

o'ramlar uchining diametri: $d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m\,(q+2)$

kirmak tubining diametri: $d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m\,(q-2,4)$

Kirmak - tish o'yilgan qismining uzunligi :

o'ramlar soni $Z_1 = 1...2$ bo'lganda: $b_1 \geq (11 + 0{,}06Z_2)m$ (3.32)

va $Z_1 = 4$ bo'lganda: $b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09Z_2)m$ (3.33)

Z_2 - kirmak g'ildiragining tishlari soni.

Kirmak g'ildiragi - bo'luvchi aylanasining diametri: $d_2 = mZ_2$

tishlar uchining diametri: $d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m\,(Z_2 + 2)$ (3.34)

tishlar tubining diametri: $d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m\,(Z_2 - 2,4)$

tashqi diametri:

$$da_{m2} \leq da_2 + \frac{6m}{Z_1 + 2} \quad (3.35)$$

Kirmak g'ildiragi gardishining eni - kirmak o'ramlari uchining diametriga qarab aniqlanadi:

$$b_2 \leq 0{,}75d_{\phi 1} \quad (Z_1 = 1...2). \quad b_2 \leq 0{,}67d_{a1} \quad (Z_1 = 4) \quad (3.36)$$

o'qlarora masofa:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + Z_2)}{2}$$

$$\text{yoki } a_w = \left(1 + \frac{Z_2}{q}\right) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma]_z \cdot \frac{Z_2}{q}}\right)^2} \cdot K \cdot M_2 \quad (3.37)$$

K - yuklanish koeffitsienti.

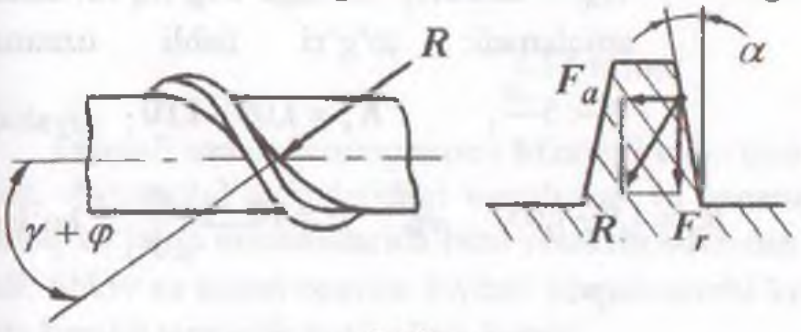
modul $$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + Z_2} \qquad (3.38)$$

va $$\sigma_K = \frac{170 \cdot q}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{q + Z_2}{q \cdot a_w}\right)^3 \cdot K \cdot M_2} \le [\sigma]_K \qquad (3.39)$$

Kuch munosabatlari. Tish egilish kuchlanishlari bo'yicha chidamlikka hisoblanadi.

$$\sigma_F = \frac{1{,}5K \cdot M_2}{K_2 \cdot m^3 \cdot q \cdot Z_2} \qquad (3.40)$$

K_2 - g'ildirak tishi shaklini hisobga oluvchi koeffitsient.



3.10-rasm.

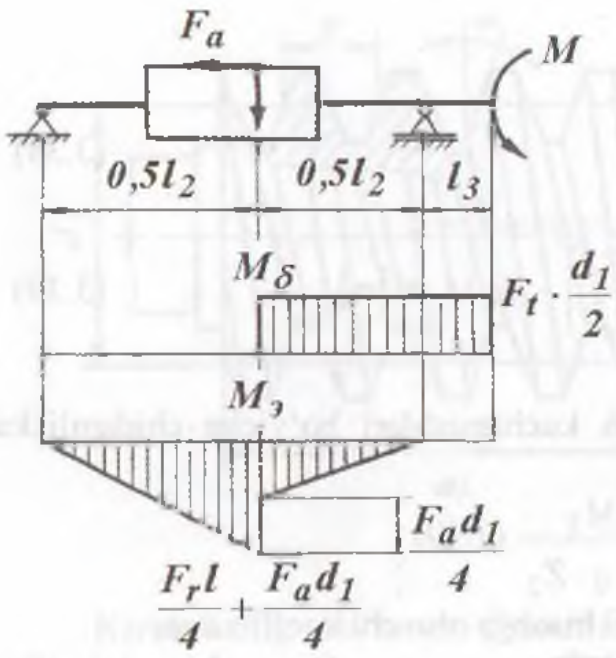
Qamrash yoyining 2λ - markaziy burchagi 90 – 110^O chegarasida olinadi. Ilashuvda kirmak o'ramlari bilan g'ildirak o'zaro ta'sir qiladigan - R kuch hosil bo'ladi.Tishni profilida R uchta kuchga bo'linadi:

$F_a = \frac{2M_2}{d_2}$ - kirmak uchun o'q bo'ylab yo'nalgan kuch kirmakli g'ildirak uchun aylanma kuch, bunda: $M_2 = M_1 \cdot \eta \cdot i$ - kirmakli g'ildirak validagi aylantiruvchi moment.

$F_l = \frac{2M_1}{d_1}$ - -kirmak uchun aylanma kuch, kirmakli g'ildirak uchun o'q bo'ylab yo'nalgan kuch, M_l - kirmak validagi aylantiruvchi moment. $F_r = F_a \cdot tg\alpha$ - radial kuch; F_a kuch - tayanchlarga o'q bo'ylab yo'nalgan nagruzka hosil qilib kirmakni o'q bo'ylab surishga intiladi va kirmak valini vertikal tekislikda $F_a \cdot 0{,}5d_1$ moment bilan egadi; F_r – kuch ham kirmak valini vertikal tekislikda egadi; F_l kuch esa uni gorizontal tekislikda egadi hamda $F_l \cdot 0{,}5d_1$ ylantiruvchi moment hosil qiladi . F_a; F_r; F_l- kuchlar kirmakni egadi. Bundan tashqari, F_a kuch kirmakni siqadi yoki cho'zadi.

Xavfli kesimdagi eguvchi moment $M_3 = 0{,}25\sqrt{(F_2 \cdot \ell + F_a d_1)^2 + (F_r \ell)^2}$

Egilish kuchlanishi $\sigma_F = \frac{M_3}{W} = \frac{M_3}{0{,}1d_1^3}$ (3.41)



3.11-rasm

Siquvchi yoki cho‘zuvchi kuchlanishi $\sigma_C = \frac{4F_a}{\pi \cdot d_{f_1}^2}$ (3.42)

Buralish kuchlanishi

$$\tau_\delta = \frac{M_1}{0,2d_f^3} \quad (3.43)$$

kirmakning mustahkamlik sharti

$$\sigma_{Ej} = \sqrt{(\sigma_K + \sigma_C)^2 + 3\tau_\delta^2} \le [\sigma_{-1f}] \quad (3.44)$$

$[\sigma_{-1f}] = 45...60\ mPa$ - ruxsat etilgan kuchlanish. Dinamik koeffitsient K_4 – doiraviy tezlikga bog‘liq ravishda aniqlanadi: to‘g‘ri tishli uzatma $\vartheta \prec 5\frac{M}{s}$, $K_4 = 1,05-1,10$; qiyshiq tishli uzatma $\vartheta \prec 10\frac{M}{s}$, $K_4 = 1,0-1,05$ va $\vartheta = 10...20\frac{M}{s}$ bo‘lsa $K_4 = 1,05-1,1$

$[f] = 0,01\ m$ - ruxsat etilgan salqilik. $I = \frac{\pi d_f^4}{64}$ - kirmak xavfli kesimi inersiya momenti.

$\ell = (0,8...1,0)\ d_2$ - kirmakning tayanchlari orasidagi masofa.

Nazorat savollari

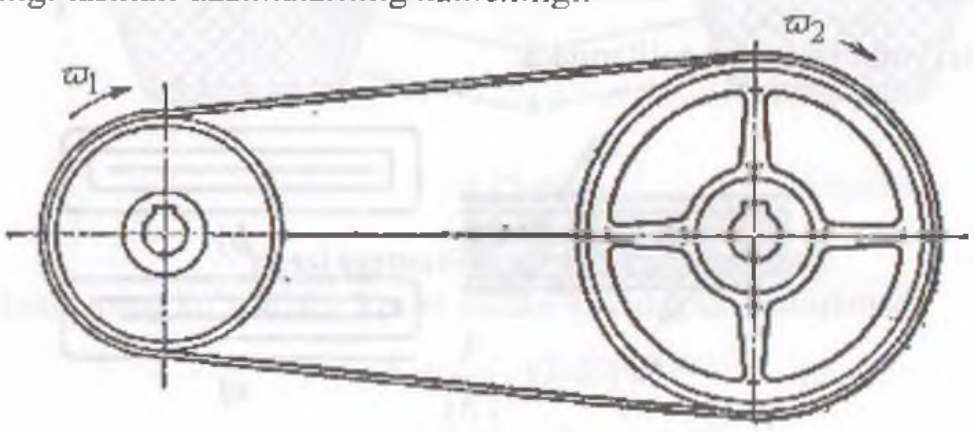
1. Kirmaksimon uzatmaning qo‘llanilish sohasi?
2. Kirmakning geometriyasini ayting?
3. Kirmak g‘ildiragining geometriyasini ayting?
4. Kirmaksimon uzatmada o‘qlararo masofa formulasini yozing?
5. Kirmakli ilashmadagi kuch munosabatlarini tushuntiring?
6. Kirmakning mustahkamlik va bikrlikka hisoblashni tushuntiring?

3.3. Tasmali uzatmalar

Tasmali uzatma egiluvchan bog‘lanishli ishqalanish bilan ishlaydigan uzatmalar qatoriga kiradi va bir nechta shkivlarga ma’lum tarang qilib tortilgan cheksiz egiluvchan tasmadan iborat (3.12-rasm).

Tasmali uzatmalarning afzalliklariga quvvatni uzoq masofaga (15 *m* va ko‘proq) uzata olishi; osoyishta va shovqinsiz ishlashi; konstruksiyasining soddaligi, ekspluatatsiya qilish osonligi, tayyorlanishida yuqori aniqlikni va sarf xarajatlarni talab qilmasligi, tezlikni pog‘onasiz nazorat qilish mumkinligi misol

bo‘ladi. Zamonaviy tasmali uzatmalarning quvvati 50 *kVt* dan oshmaydi. Gabariti nisbatan katta tasmalar tez ishdan chiqadi; tasmaning sirpanishi natijasida uzatish soni bir xil emas, tasma tarangligi hisobiga vallarga va tayanchlarga tushadigan nagruzkani katta bo‘lishi, xizmat muddatini kamligi va foydalanish sarf xarajatlarini kattaligi tasmali uzatmalarning kamchiligi.



3.12-rasm.

Tasmali uzatmalarning asosiy afzalligi val o‘qini joylashtirishning universalligida. Avtomobil dvigatelidagi ventilyator va generator harakatida uchta shkiv; qishloq xo‘jaligi mashinalarida bitta yetakchi shkivdan bir qancha shkivlar harakat oladi. Shkiv va tasma orasida foydali ishqalanuvchi kuch hosil qilish uchun – tasmada kerakli taranglik hosil qilish kerak.

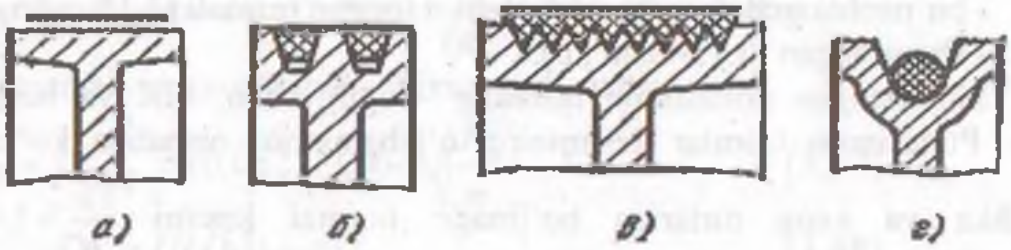
Tasmani tarangligi – tasmali uztmalar ishlash sharoitini belgilaydi va quyidagi usullardan biri bilan hosil qilinadi:

1) elastikligi hisobiga – tikish usuli bilan uzunligini qisqartirish;

2) bitta valni siljitish yoki bosim rolikini surish;

3) tebranayotgan sistemaning massasi yoki avtomatik ravishda, prujina bosimi bilan;

4) dvigatel statoriga – ta’sir qiluvchi reaktiv moment yordamida avtomatik ravishda.

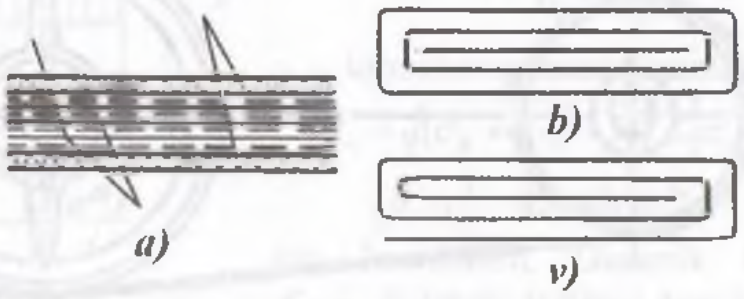


3.13-rasm.

Tasma ko‘ndalang kesilishining shakliga ko‘ra – yassi (3.13-rasm, a), ponasimon (3.13-rasm, b)va doiraiy (3.13-rasm, g) kesimli uzatmalar bo‘ladi.

Yassi tasmali uzatmalar. Foydali kuch tasma sirtining ichki tomoni va shkivning tashqi sirti orasidagi ishqalanishida hosil bo‘ladi. Ishqalanish kuchi tas-

maning enida teng tarqaladi, shuning uchun uning barcha elementlari bir xil yuklanadi. Yassi tasmali uzatma kichik diametrli shkivlarda ishlatiladi va mexanik uzatmalarga nisbatan osoyishta vibratsiyasiz ishlashni ta'minlaydi. Yassi tasmali uzatmalarda $\vartheta = 25...30\frac{м}{s}$ tezlikda ishlaydigan oddiy va $\vartheta \succ 30\frac{м}{s}$ tezlikda ishlaydigan tezyurar tasmalar qo'llaniladi.



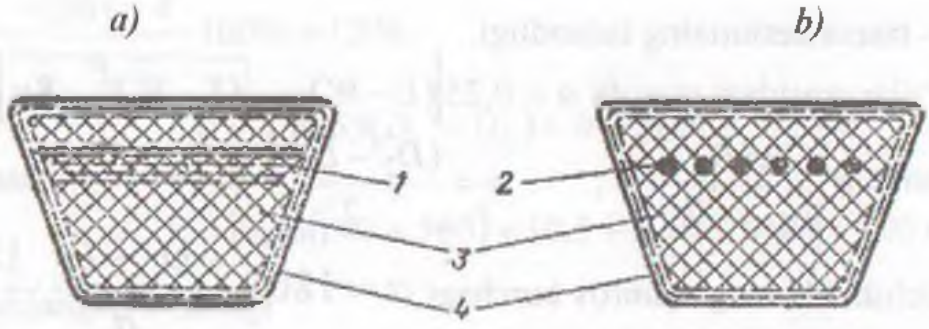
3.14-rasm.

Rezinalangan, charm, sherst va paxta tolali tasmalar oddiydir. Bu tasmalarning uchlari tikiladi. Tikilish kesimining egiluvchanligi past va og'ir bo'lganligi uchun, u shkivga zarb bilan ta'sir qiladi. Natijada uzatmani ishlash muddati qisqaradi. Rezinalangan tasmalar keng tarqalgan (3.14, a-rasm). Tasmaning eni $b = 20...500мм$, qalinligi $\delta = 3...13,5мм$. A – turdagi tasmaning qatlamida suv o'tkazmaydigan rezina bo'ladi, B – qatlamlar orasida rezina bo'lishi yoki bo'lmasligi mumkin; V – rezinasiz spiral shaklidagi qatlamlar. Charmli tasmalarning tortish qobiliyati yuqori. Tezyurar tasmalar kapron yoki charm qobiqli neylondan tayyorlanadi.

Ponasimon tasmali uzatmalar. Foydali kuch trapetsiyasimon kesimli tasmaning yon sirti va shkiv kanalchaning yon sirtlari orasidagi ishqalanish hisobiga hosil bo'ladi. Shuning uchun ponasimon tasmalarda tortish kuchi katta, vallarga bosim kuchi kam, uzatishlar soni yuqori, shkivlar orasidagi masofalar kichik. Asosiy kamchiligi – FIKning kichikligi, tasma kesimining o'lchamlarini o'zgarishi, ishlash muddatini kamligi. Ponasimon tasmalar ikki turda tayyorlanadi:

- bir nechta matoli qatlamdan tashkil topgan rezinali (3.15-rasm, a);
- shnurlangan (3.15-rasm , b).

Shnurlangan ponasimon tasmalar – egiluvchan, FIK va ishlash muddati katta. Ponasimon tasmlar kesimining o'lchamlarini nisbatiga ko'ra – normal, ingichka va keng turlariga bo'linadi: normal kesimi $\frac{b_p}{h} = 1,4$; ingichka $\frac{b_p}{h} = 1,05...1,1$ va keng kesimi $\frac{b_p}{h} = 2...4$. Normal tasmalar mashinasozlikda tezlik $30\frac{м}{s}$ gacha; ingichka tasmalar mashinasozlik, avtomobil va traktor-larda tezlik $50\frac{м}{s}$ gacha va keng kesimli variatorlarda qo'llaniladi.



3.15-rasm.

Yassi tasmali uzatmalarni hisoblash

Tasmaning ko'ndalang kesim yuzasi kuyidagicha aniqlanadi

$$b\delta = \frac{P}{[K]}, \quad (3.45)$$

bu yerda: $[K]$ – ruxsat etilgan kuchlanish, $\frac{N}{мм^2}$;

P – doiraviy kuch, N

$[K] = K_o \cdot C_o \cdot C_\alpha \cdot C_\vartheta \cdot C_p$ – tasmaning bir birlik ko'ndalang kesim yuzasiga to'g'ri keladigan solishtirma doiraviy kuch deyiladi.

Bu yerda: C_o – uzatmaning o'rnatish holatiga bog'liq gorizontal va og'ishgan burchagi 60^0 cha bo'lsa $C_o = 1$; $60...80^0$; da $C_o = 0{,}9$ va $80...90^0$ da $C_o = 0{,}8$

C_α – kichik shkivni qamrov burchagi α – ga bog'liq. C_ϑ – tezlik ϑ_1 ta'sirini hisobga oladi $C_\upsilon = 1{,}04 - 0{,}0004\ \upsilon^2$ (3.46)

C_p – uzatmadan foydalanish koeffitsienti.

Doiraviy kuch $P = \frac{N}{\vartheta}$ (H)

Bu yerda: N – quvvat, Vt. $v = \frac{\pi D_1 n_1}{60}$ - tasmaning tezligi.

Yassi tasmali uzatma kichik shkivining diametri

$$D_1 = D_{\min} = (0{,}052...0{,}064)\sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (3.47)$$

$$D_2 = U(D_1[1-\varepsilon]) \quad (3.48)$$

Sirpanish koeffitsienti $\varepsilon = 0{,}01...0{,}03$. Tasmalarning hisob uzunligi

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (3.49)$$

Yassi tasmali uzatma uchun taqriban $a = \frac{D_1 + D_2}{2}$ (3.50)

va ponasimon tasmali uzatma uchun $a = 0{,}55\ (D_2 + D_1) + h$ (3.51)

h - tasma kesimining balandligi.

O'qlar orasidagi masofa $a = 0{,}25\left[(L-W)+\sqrt{(L-W)^2-8y}\right]$; (3.52)

bunda $W = \frac{\pi(D_2+D_1}{2}$; $y = \frac{(D_2-D_1)^2}{2}$ (3.53)

Kichik shkivdagi qamrov burchagi $\alpha = 180^o - \frac{D_2-D_1}{a}\cdot\frac{180^o}{\pi}$ (3.54)

Tasmalardagi kuchlar va kuchlanishlar - Aylanma kuch $P = \frac{2M}{D}$

Tasmaning boshlang'ich taranglashdagi kuchlanishi $\sigma_O = \frac{S_O}{A} \le [\sigma]_O$ (3.55)

Yassi tasma uchun $[\sigma]_O$ = *1,8 mPa;*

Ponasimon tasma uchun $[\sigma]_O$ = *1,2...1,5 mPa*

Ishlab turgan uzatma tasmasi tarmoklarining tarangligi $2S_0 = S_1 + S_2$ bu yerda $S_1 = S_0 + 0{,}5P$ va $S_2 = S_0 - 0{,}5P$

va kuchlanish $\sigma_1 = \frac{S_1}{A}$ va $\sigma_2 = \frac{S_2}{A}$

Markazdan qochma kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish $\sigma = \rho V^2$. Egilishdan hosil bo'lgan kuchlanish $\sigma_F = \frac{E\cdot\delta}{D}$,

δ - tasmaning qalinligi va shkivning diametri - D,

- charm tasma uchun elastiklik moduli E = 100 - 200 *mPa*;

rezinalangan tasmalar uchun E = 200 - 350 *mPa*;

Tasmadagi eng katta kuchlanish: $\sigma = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_F$

Val va val tayanchlariga tushadigan kuch $R = 2S_O\cdot\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$

Misol. Ponasimon tasma $P_1 = 11{,}8\,kVt$ quvvatni $\omega_1 = 153c^{-1}$ burchak tezlik bilan qiyshiq tishli silindrik reduktorga uzatadi. Uzatmaning yetaklovchi validagi aylantiruvchi moment $T_1 = 77Nм$. Ponasimon tasma kesimining B turi uchun $A = 138мм^2$ tanlaymiz. Yetaklovchi shkiv diametri $D_{\min} = 125мм$. Tasmaning ishlash muddatini uzaytirish uchun $D_{\min} = D_1 = 140мм$ qabul qilamiz. Sirpanish koeffitsientini $\varepsilon = 0{,}015$ qabul qilib yetaklanuvchi shkiv diametrini hisoblaymiz:

$D_2 = U_1 D_1(1-\varepsilon) = 4\cdot 140(1-0{,}015) = 551{,}6мм$

bu yerda $U_1 = 4$, tasmali uzatmaning uzatishlari soni;

$D_2 = 560мм$ standart diametrni qabul qilamiz.

Uzatishlar sonini tekshiramiz: $U = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} = \frac{560}{140(1-0{,}015)} = 4{,}061$

Xatolik $\Delta U = \frac{4,061-4}{4} \cdot 100\% \approx 1,5\%$

O‘qlararo masofa :

$$a = \frac{1}{2}\left[0,55(D_1 + D_2) + h + 2(D_1 + D_2)\right] =$$

$$\frac{1}{2}\left[0,55(140 + 560) + 10,5 + (140 + 560)\right] = 900мм$$

Tasmani hisoblangan uzunligi

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4a} = 2948мм$$

Standart uzunlik $L = 2800мм$ qabul qilinadi.

O‘rtacha diametr $D_{yp} = 0,5(D_2 + D_1) = 0,5(560 + 140) = 350мм$

Standart uzunlikda o‘qlararo masofani hisoblaymiz:

$$a = 0,25\left[L - \pi \cdot D_{yp} + \sqrt{(L - \pi \cdot D_{yp})^2 - 2(D_2 - D_1)^2}\right] =$$

$$= 0,25\left[2800 - 3,14 \cdot 350 + \sqrt{(2800 - 3,14 \cdot 350)^2 - 2(560 - 140)^2}\right] = 824мм$$

Kichik shkivni qamrash burchagi

$$\alpha_1 = 180^0 - 60\frac{D_2 - D_1}{a} = 180^0 - 60\frac{560 - 140}{824} \approx 150^0$$

Tezlik $\vartheta = 0,5\omega_1 D_1 = 0,5 \cdot 153 \cdot 140 \cdot 10^{-3} = 10,71\frac{м}{с}$

B kesimli bitta ponasimon tasma uzatadigan doiraviy kuch P_o – ni topamiz

$$\left(L_o = 2240мм;\ B_1 = 140мм;\quad \vartheta = 10\frac{м}{с}\right)$$

Interpolyatsiya usuli bilan

$$P_o = 230 + \frac{270 - 230}{5} \cdot 4,29 = 264N$$

Bitta remendagi ruxsat etilgan doraviy kuch $[P] = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p$

Bu yerda $c_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 50) = 0,91$

$$c_L = 0,3\frac{L}{L_o} + 0,7 = 0,3 \cdot \frac{2800}{2240} + 0,7 = 1,075$$

$c_p = 1$ – uzatma bir smena ishlaydi $[P] = 264 \cdot 0,91 \cdot 1,075 = 258,3N$

Doiraviy kuch $P = \frac{P_1}{\vartheta} = \frac{11,8 \cdot 10^3}{10,71} = 1102N$.

Tasmalar soni $z = \frac{P}{[P]} = \frac{1102}{258,3} = 4$

Birlamchi taranglik kuchlanishi $\sigma_o = 1,6\frac{N}{мм^2}$ asosida uzatmadagi

kuchlarni hisoblaymiz.

- tasma har bir o'ramining taranglik kuchi $S_o = \sigma_o \cdot A = 1{,}6 \cdot 138 = 221N$

- yetaklanuvchi o'ramning ishchi kuchi $S_1 = S_o + \frac{P}{2z} = 221 + \frac{1102}{2 \cdot 4} = 359N$

- yetaklanuvchi o'ram uchun $S_2 = S_o - \frac{P}{2z} = 221 = \frac{1102}{2 \cdot 4} = 83N$

- Vallarga ta`sir qiluvchi kuch

$$Q = 2 \cdot S_o \cdot z \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 221 \cdot 4 \cdot \sin 75^0 \approx 1740N$$

Nazorat savollari

1. Tasmalarning turlarini aytib bering?
2. Tasmalarning materiallari va tayyorlanishi to'g'risida tushuntiring?
3. Tasmali uzatmani hisoblashni tushuntiring?
4. Tasmali uzatmaning kinematikasi va kuch munosabatlarini ayting?

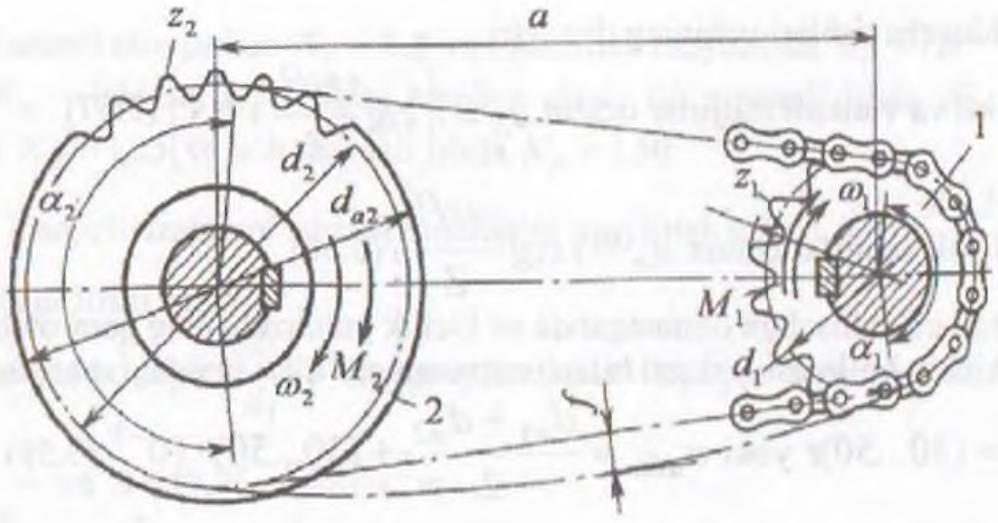
3.4. Zanjirli uzatmalar

Zanjirli uzatma (3.16-rasm) cheksiz tutash zanjir ko'rinishida yasalgan tortish organining maxsus profilli tishlari bo'lgan g'ildirakdan iborat. Zanjir 2 yoki undan ortiq yulduzchalarni qamrashi mumkin.

Zanjirli uzatma bir-biridan uzoq (8 *m* gacha) joylashgan vallar orasida aylanma harakatni sirpanmasdan uzatish zarur bo'lganda ishlatiladi. Zanjirli uzatma ixcham; vallarga to'g'ri keladigan kichik; f.i.k nisbatan katta η = 0,096...0,98 va harakatni bitta zanjir bilan bir necha valllarga uzatish mumkin. Sharnirlarning yeyilishi natijasida zanjirning cho'zilishi; tasmali uzatmaga qaraganda vallarni ancha yuqori aniqlikda o'rnatish zarurligi; zanjir tezligining o'zgarishi qo'shimcha dinamik nagruzkani keltiriib chiqarishga sabab bo'lishi – zanjirli uzatmalarning kamchiligidir. Zanjirli uzatmalar turli mashinalarda, metall va yog'ochga ishlov berish stanoklarida, ximiya va qishloq xo'jalik mashinasozligida ishlatiladi. Zanjirli uzatma quvvat 100 *kVt* gacha bo'lganda juda keng ko'lamda ishlatiladi. Uzatish soni, odatda U – 10 dan ortiq bo'lmaydi

Zanjirli uzatmalarning detallari. Zanjirli uzatmalarda ishlatiladigan zanjirlar tortish va yuk zanjirlaridan farqli harakatlanuvchi deb ataladi. Ularda eng ko'p tarqalgani vtulkali, rolikli, tishli va fason zvenoli harakatlanuvchi zanjirlar hisoblanadi.

Vtulkali zanjirlar 10 $\frac{M}{s}$ gacha tezlikda ishlatiladi. Rolikli zanjirlarning vtulkali zanjirlardan farqi shundaki, uning vtulkalari o'rniga aylanadigan roliklar o'rnatilgan. Roliklar zanjir bilan tish orasidagi sirpanib ishqalanishn dumalab ishqalanishga almashtiradi va tezlikni 20 $\frac{M}{s}$ gacha oshiradi.



3.16-rasm.

Tishli zanjirlar 25 *m/s* tezlikgacha harakat uzatsa, fasonli zvenoli zanjirlar kam quvvatli uzatishni $\upsilon = 3 - 4\ \frac{M}{s}$ tezlikda amalga oshiriladi.

Zanjirli plastinalarni tayyorlash uchun *NRC* 40-50 gacha toblangan 40 va 40 *XN* markali po'lat; o'qlar uchun 15 va 15 *X* markali va roliklar uchun 15,20,20 *X* va boshqa markali po'latlar ishlatiladi. Yulduzchalar – zanjirning konstruksiyasi va o'lchamlariga bog'liq. Yulduzchalar Sch 18-36 markali cho'yan va 15, 15 *X* 40 markali po'latlardan tayyorlanadi.

Uzatmaning asosiy parametrlari. Yulduzcha tishlarinig minimal soni uzatma sharnirlarining yeyilishi, dinamik nagruzkalar va shovqin bo'lishi sababli cheklanadi. Tishlar sonining kamayishi bilan zanjir harakati tezligining notekisligi va zanjirning yulduzchaga urilish tezligi ortadi.Yulduzcha tishlarining soni toq qabul qilinsa yaxshi bo'ladi, chunki zanjir bo'g'inlarining juft soni bilan birgalikda ancha tekis yeyilishiga yordam beradi. Sekin yurar uzatmalar va kichik quvvatlar uchun amalda tishli zanjir yulduzchalar tishlarining eng kichik soni $Z_{min} = 13$, vtulkali hamda rolikli zanjirlar uchun $Z_{min} = 7$ bo'lishiga ruxsat etiladi.

Zanjirli uzatmaning massasi va gabarit o'lchamarini kamaytirish uchun kichik yulduzcha tishlari $z_{\min} \succ 13$ qabul qilinadi. Rolikli zanjirlarda kichik yulduzcha tishlari soni $z_{1\min} = 24 - 29$ formula bilan topiladi. $\vartheta \prec 2\frac{M}{s}$ tezlikda $z_{\min} \geq 13...15$ va $\vartheta \prec 2\frac{M}{s}$ da $z_{\min} \geq 19$, zarb ta'sirida $z_{\min} \geq 23$ qabul qilinadi.

Katta yulduzcha tishlarining soni $Z_2 = Z_1 \cdot U$ ga teng. Zanjir qadami *t* zanjirli uzatmaning asosiy parametri. Qadamning ortishi bilan mustahkamlik va yuklanish qobiliyati ortadi. Yulduzcha bo'luvchi aylanasining diametri

$$d = \frac{t}{\sin\frac{180^O}{Z}} \qquad (3.56)$$

Yulduzcha tishlari uchining diametri:

rolikli va vtulkali zanjirlar uchun $d_a = t\left(ctg\frac{180^O}{Z} + 0{,}5\right)$ (3.57)

va tishli zanjirlar uchun $d_a = t\,ctg\frac{180^O}{Z}$. (3.58)

Salqilanish hisobga olinmaganda va kichik yulduzchaning qamrov burchagi 120^0 dan kichik bo'lmaslik sharti bilan uzatmaning o'qlari orsidagi masofa

$$a = (30...50)t \text{ yoki } a_{\min} = \frac{d_{a1} + d_{a2}}{2} + (30...50)\cdot 10^{-3} \quad (3.59)$$

Zanjir buginlarining soni: $L_t = \frac{2a}{t} + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2$ (3.60)

Zanjirning salqilanishini ta'minlash uchun o'qlar orasidagi masofa $(0{,}002...0{,}004)a$ - ga kamaytiriladi. Aniqlik kiritilgan masofa

$$a = \frac{t}{4}\left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2}\right] \quad (3.61)$$

Uzatish soni $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ va o'rtacha tezligi $\upsilon = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3}$ (3.62)

Zanjirli uzatmani hisoblash. Zanjirni qadami yeyilishga chidamlilik shartidan hisoblanadi $t \geq 2{,}8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K}{[P]m \cdot z_1}}$

M_1 - yetaklovchi yulduzchadagi aylantiruvchi moment;

$[P]$ - zanjir sharnirlaridagi ruxsat etilgan bosim.

m – zanjir qatorining soni

$$K = K_\partial \cdot K_a \cdot K_н \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_n$$

bu yerda:

K_∂ – dinamik koeffitsient; tinch yuklanishda $K_\partial = 1$;

zarb ta'sirida $K_\partial = 1{,}25...2{,}5$.

K_a – o'qlararo masofani xarakterlaydi; agar $a = (30-50)\cdot t$ bo'lsa $K_a = 1{,}0.$, $a \leq 2\cdot t$ bo'lsa $K_a = 1{,}25$. a – ni $20\cdot t$ -ga kattalashtirilsa $K_a = 0{,}1.$ ga kamayadi.

$K_н$ – zanjirni og'ishishini hisobga oladi. Agar og'ishish burchagi 60^0 bo'lsa $K_н = 1$ va 60^0 dan katta bo'lsa $K_н = 1{,}25$

K_p – zanjir tarangligini hisobga olgadi.

Avtomatik regulirovkada $K_p = 1$; davriy regulirovkada $K_p = 1{,}25$;

K_c – moylash usulini hisobga oladi.

Karterli moylashda $K_c = 0{,}8$ va tomchilab moylashda $K_c = 1{,}0$

K_n – ishlash davriyligini hisobga oladi. Bir smenali ishda $K_n = 1{,}0$; ikki smenali $K_n = 1{,}25$ va uch smenali ishda $K_n = 1{,}50$

Zanjirli uzatmani ishlash muddatini uzaytirish uchun $P = \dfrac{K \cdot F_t}{A} \le [P]$ shart bajarilishi kerak.

bu yerda: $F_t = \dfrac{2M_1}{d_1}$ – doiraviy kuch; $A = d_o b_o$ – tayanch sirtining yuzasi.

$d_1 = \dfrac{z_1 \cdot t}{\pi}$ va $A = (0{,}25...0{,}28) \cdot t^2 m$

Yulduzcha valini yuklanishi. Val doiraviy kuch - F_t va zanjirning salqiligidan hosil bo'lgan kuch $2F_f$ bilan yuklanadi. Zanjirni birlam chi tortish kuchi

$$F_f = 10^3 \cdot q \cdot K_f \cdot a$$

bu yerda: q – zanjirni 1 m uzunlikdagi massasi;

K_f – salqilik koeffitsienti.

Gorizontal uzatmada $K_f = 6$; vertikal uzatmada $K_f = 1$.

Markazdan qochma kuch ta'siridan taranglik kuchi $F_u = \dfrac{q \cdot \vartheta^2}{g}$

Zanjirni valga ta'sir kuchi $F_3 = K_в \cdot F_t + 2F_f$

Koeffitsient $K_в = 1{,}05...1{,}15$

Nazorat savollari

1. Zanjirli uzatmalarni turlari?
2. Zanjirli uzatmaning asosiy parametrlari?
3. Zanjirli uzatmani hisoblashni tushuntiring?

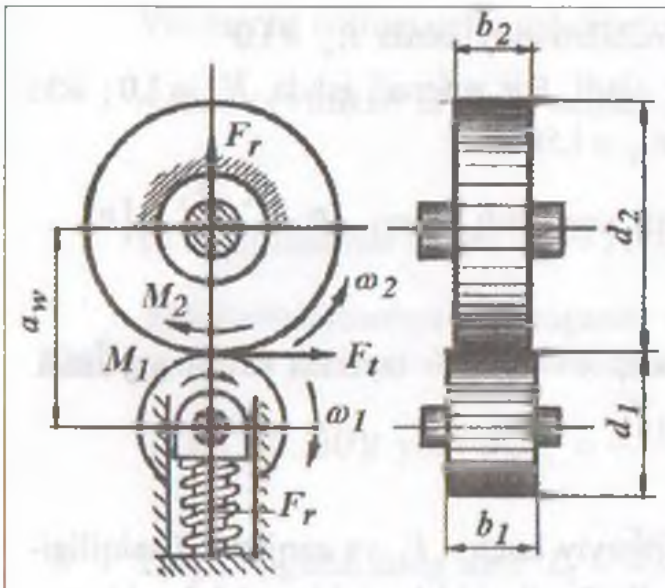
3.5. Friksion uzatmalar

Ishqalanish kuchi ta'sirida harakatlanuvchi g'ildirakla majmuasi friksion uzatma deyiladi (3.17-rasm). Friksion uzatmani ishlashi uchun –ishqalanish kuchi F_u doiraviy kuch F_t dan katta bo'lishi shart va yetarlidir, ya'ni $F_u \succ F_t$. bu yerda $F_u = F_r \cdot f$

F_r – katok (g'ildirak) larni ta'sirlashish kuchi;

f – ishqalanish koeffitsienti. $F_r = \dfrac{K \cdot F_t}{f} = \dfrac{2K \cdot M_1}{f \cdot d_1}$ (3.63)

K – ilashish koeffitsienti, $K = 1{,}2...1{,}5$.



3.17-rasm.

Friksion uzatmalarda uzatishlar sonini o‘zgartirish yoki o‘zgartirmaslik katoklarning radiusiga bog‘liq. Ishqalanuvchi g‘ildiraklardan birining radiusi o‘zgaradigan va ikkinchisining radiusi o‘zgarmaydigan bo‘lsa, u holda uzatish soni o‘zgaruvchan friksion uzatma hosil bo‘ladi. Bunday uzatmalar variatorlar deyiladi. Afzalligi: tuzilishi oddiy, harakat shovqinsiz va bir tekis uzatiladi, burchak tezlik pog‘onasiz nazorat etiladi, uzatishlar soni $U \le 10$ da tezlik $v = 25\frac{M}{s}$, quvvat 250 *kvt* tashkil etadi.

Kamchiligi: kuchni valga bosimi katta, intensiv yeyilish, g‘ildiraklarning sirpanishi.

Ishlatilishi: Variatorlar stanoklarda, payvandlovchi va to‘qimachilik mashinalarida, priborsozlik, ximiya va qog‘oz-sellyuloza sanoati. Material: elastiklik moduli va kontaktli mustahkamligi katta bo‘lgan po‘lat bilan tekstolit, cho‘yan va rezina ishlatiladi. Bu materiallarda elastik sirpanishni kamaytirish mumkin. Masalan, po‘lat g‘ildiraklarida $\varepsilon \approx 0{,}002$; po‘lat bo‘yicha tekstolit - $\varepsilon = 0{,}01$; po‘lat bo‘yicha rezina - $\varepsilon = 0{,}03$. Ishlovchi sirtida qattiqligi *HRC*60 bo‘lgan *40xN, 18xGT* po‘latlaridan g‘ildiraklar kontaklashadi.

Silindrik friksion uzatmani hisoblash. Yetaklovchi g‘ildirakning doiraviy tezligi v_1 bilan yetaklanuvchi g‘ildirak doiraviy tezligi orasidagi bog‘lanish $\vartheta_2 = (1-\varepsilon)\cdot\vartheta_1$.

Uzatishlar soni $U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}$ yoki $U = \frac{d_2}{d_1}$

Friksion uzatmalarni ishga layoqatliligini asosiy kriteriysi – kontaktli toliqishga va sirt qatlamini yeyilishga qarshiligi (Guk qonuniga bo‘ysunmaydigan nometall g‘ildiraklar).

Keltirilgan elastiklik moduli $E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}$ (3.64)

va radiusi $\rho_{np} = \frac{R_1R_2}{R_1+R_2} = \frac{d_1U}{2(1+U)}$. (3.65)

Kontaktli toliqishga hisoblab o‘qlararo masofani topamiz

$$a = (U+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{0{,}418}{[\sigma_н]}\cdot\frac{E_{np}\cdot K\cdot M_1}{f\cdot\psi_a\cdot U}}. \quad (3.66)$$

bu yerda $[\sigma_н] = (2{,}5...3{,}0)HB$ – po‘lat (moylash asosida);

$[\sigma_H] = (1{,}2...1{,}5)HB$ – po‘lat (moylash ishlatilmaydi) va
$[\sigma_H] = 1{,}5HB$ – cho‘yan bilan po‘lat g‘ildiraklar uchun olinadi.

$$\psi_a = 0{,}2...0{,}4; \qquad b_2 \le d; \qquad b_1 = b_2 + (5...10)мм$$

qabul qilinadi. O‘qlararo masofa $a = \frac{d_1 + d_2}{2}$.

G‘ildiraklarning diametrlari $d_2 = U \cdot d_1; \qquad d_1 = \frac{2a}{U+1}$

Kontaktli kuchlanish $\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{E_{np} K \cdot M_1 (U+1)^3}{f \cdot a^2 \cdot b_2 \cdot U}} \le [\sigma]_H$

Nazorat savollari

1. Friksion uzatmalarning turlari?
2. Silindrik friksion uzatmaning kinematikasi?
3. Silindrik friksion uzatmada o‘qlararo masofani hisoblash?

3.6. O‘qlar va vallar

Mashina va mexanizmlarda aylanadigan detallar vallar va o‘qlarga bo‘linadi. O‘qlar aylanadigan va aylanmaydigan bo‘lishi mumkin, ular aylantiruvchi momentni uzatmaydilar. Ular faqat egilishga ishlaydilar.

Vallar. Vallar – aylantiruvchi moment uzatish uchun xizmat qiladi, ularga qo‘yilgan yuklar ta’siridan buralish va egilish deformatsiyalari sodir bo‘ladi. Konstruksiyasi jihatidan o‘q va vallar silliq, pog‘onali va fason, hamda yaxlit va ichi g‘ovak xillarga bo‘linadilar. Val va o‘qlardagi pog‘onalar detallarni ularda mahkamlash, shuningdek korpus detallariga tayanadigan yuzalarini hosil qilish uchun xizmat qiladilar.

O‘q va vallarning tayanch yuzalari sapfalar deb ataladi. Val yoki o‘qning uchlarida joylashgan sapfalar shiplar deb, oraliq sapfalar bo‘g‘inlar deb ataladi. Massasini kamaytirish uchun vallarning ichi kovak qilinadi.

Geometrik o‘qining shakliga ko‘ra to‘g‘ri, tirakli va ingichka vallar mavjud. Tirsakli vallar mashina dvigatelida (avtomobil), ingichka vallar masofadan boshqarish priborlarida va h.k. larda ishlatiladi.

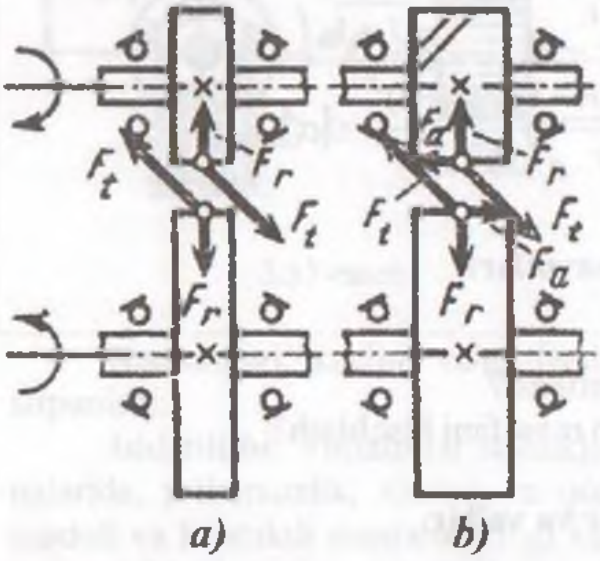
Shakli va konstruktiv alomatlariga ko‘ra o‘zgarmas kesimli, pog‘onali - o‘zgaruvchan kesimli turlarga bo‘linadi. Alohida qismlari konussimon shaklli o‘zgaruvchan kesimli, val-shesternya yoki kirmak vallari mavjud.

O‘q va valni uzunligi bo‘ylab shaklini burovchi va eguvchi momentlarning epyuralariga bog‘liq ravishda teng qarshilik ko‘rsatuvchi balka ko‘rinishida tayyorlanadi.

Termik ishlov berilmaydigan o‘q va vallar *Cm5* va *Cm6* po‘latlardan tayyorlanadi. Mas’uliyatli mashinalarning og‘ir yuk tushadigan vallari ligerlangan 40*XN*,

30 *XGT* va 30 *XGSA* po'latlardan, sirpanish podshipniklari ishlatiladigan tezyurar vallar sementlanadigan 20*X*; 12*XNZA*, 18 *XGT* po'latlardan tayyorlanadi.

Vallarning yuklanishi. Vallarning egilishi tashqi ta'sir va o'zini va o'rnatilgan detallarining og'irligi ta'sirida hosil bo'ladi. Loyihalashda og'irlikning ta'siri asosiy faktor deb qabul qilinmaydi, shuning uchun valning mustahkamligini tashqi ta'sirga bog'liq deb qaraladi. To'g'ri tishli silindrsimon uzatmani ilashmasidagi tashqi kuchni o'zaro perpendikulyar tekisliklarda yo'nalgan ikkita doiraviy kuchga ajratiladi:



3.18-rasm. Tishli uzatmalardagi kuchlar: a - to'g'ri tishli, b - qiyshiq tishli

doiraviy $F = \frac{N}{\upsilon}$; $F = \frac{2M}{d}$

va radial $F_2 = F \cdot tg\alpha$

bunda N - uzatilayotgan quvvat (kVt)

υ - doiraviy tezlik ($\frac{M}{c}$

α - ilashma burchagi (*grad*)

Qiyshiq tishli silindrsimon uzatmada doiraviy kuchdan tashqari radial $F_2 = F\frac{tg\alpha}{\cos\beta}$ bo'ylama $F_a = F \cdot tg\beta$ kuchlar hosil bo'ladi

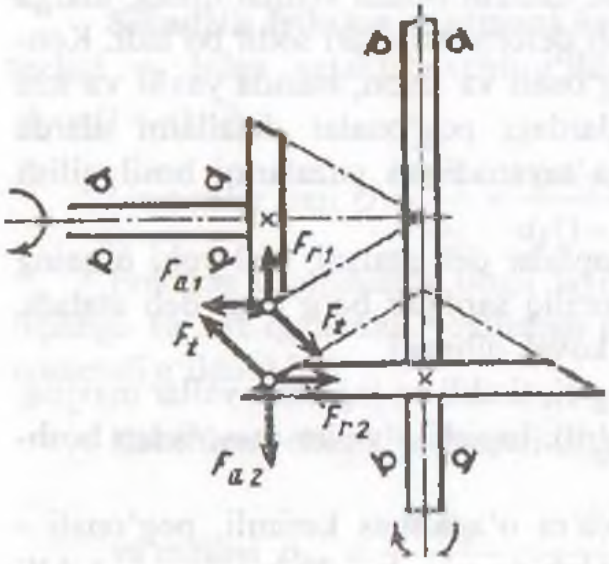
bu yerda β - tishni qiyalik burchagi.

To'g'ri tishli konusssimon uzatmada doiraviy $P = \frac{N}{\upsilon}$

radial

$F_{r1} = F_{a2} = Ftg\alpha \cdot \cos\delta_1$ va

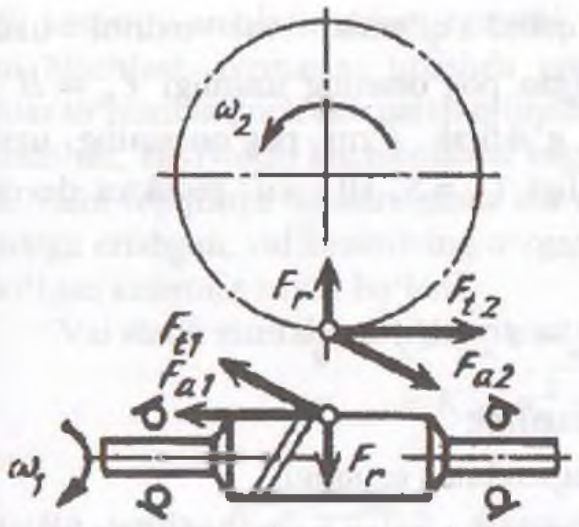
$F_{a1} = F_{r2} = Ftg\alpha \cdot \sin\delta_1$



bo'ylama kuchlari ta'sir qiladi.

Tasmali uzatmada vallar Q kuch bilan yuklanadi. Bu kuch miqdor jihatdan tasmalarni taranglik kuchlari S_1 va S_2 larni geometrik summasiga teng. Kichik shkivning qamrash burchagi $\alpha_1 \geq 150^O$ bo'lsa $Q = 2S_O \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}$ bu yerda: $S_O = \sigma_O \cdot F$

σ_O - tasmaning birlamchi taranglik kuchidan hosil bo'lgan kuchlanish;



F - tasmaning ko'ndalang kesim yuzasi.

Kirmakli uzatmalarda kirmakni doiraviy kuchi g'ildirakni bo'ylama kuchiga teng, ya'ni $F_1 = F_{a2} = \frac{2M_2}{d_2}$, g'ildirakni doiraviy kuchi F kirmakni bo'ylama kuchi F_{a_1} ga teng qarama - qarshi tomonga yunalgan

$$F_2 = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2}.$$

Radial kuch $F_{r1} = F_{a2} = F_2 \cdot tg\,\alpha$

bu yerda M_1 va M_2 kirmak va g'ildirak vallaridagi momentlar;

Zanjirli uzatmada $Q = P + 2 \cdot 9{,}81 K_f \cdot q_z \cdot a$

bu yerda: P - tishli g'ildirakdagi doiraviy kuch.

K_f- zanjirni salqiligini inobatga oluvchi koeffitsient;

q_g- 1 *m*. zanjirning massasi, a - o'qlararo masofa.

Val va o'qlarni hisoblash

Vallar mustahkamlikka eguvchi va burovchi momentlar bir yo'la ta'sir qiladi deb hisoblanadi. Vallar uzatiladigan aylantiruvchi momentlar, ularga o'rnatilgan detallarning og'irligi va uzatmalarning ishlash jarayonida vujudga keladigan kuchlar bilan yuklanadi.

Vallarni loyihalashda quyidagi hisob bosqichlari bajariladi: material va ruxsat etiladigan kuchlanishlar tanlanadi; valning dastlabki loyihaviy hisobi bajariladi; val konstruktiv elementlarining kattaligi tanlanadi; tayanch reaksiyalari hisoblanadi, eguvchi va burovchi moment epyuralari quriladi - xafli kesimdagi ekvivalent moment aniqlanadi; val uzil-kesil hisoblanadi.

Dastlab hisob kamaytirilgan ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha faqat buralishga hisoblanadi:

$$\tau = \frac{M_\delta}{W_\rho} = \frac{M_\delta}{0{,}1 d_b^3} \le [\tau] \quad (3.68)$$

$[\tau] = (12...50) МРа$ - buralishda ruxsat etilgan kuchlanish.

Hisoblangan valni diametri konstruktiv imkoniyatlarga ko'ra yaxlitlanadi. Podshipnik o'rni uchun val diametri $d_n = d_b + 5$, g'ildirak o'rni uchun val diametri $d_K = d_n + 5$ va bo'rtik diametri $d_s = d_K + 5$ valni ishchi chizmasi uchun

pog‘onalar uzunligini quyidagicha qabul qilamiz: val oxirini uzunligi $\ell_g = (1{,}5...2)d$; podshipnik o‘rnatiladigan pog‘onaning uzunligi $\ell_n = B$ podshipnikning qalinligiga teng olinadi; g‘ildirak o‘rni pog‘onasining uzunligi $\ell_K = \ell_\ell = (1{,}2...1{,}5)d_K$ bo‘rtik uzunligi $\ell_\delta = 5...10$ *мм*; reduktor devoridan o‘tadigan val pog‘onasining uzunligi

$$\ell_{\ell K} = \ell_{\text{в}M} + \ell_n + \ell_\delta + \ell_g$$

bu yerda $\ell_{\text{в}M}$ - raspor vtulkani uzunligi;

ℓ_P - podshipnik qopqog‘ini zichlagich bilan uzunligi;

ℓ_g - podshipnik qopqog‘ini mahkamlash vintlari bosh qismining qalinligini hisobga olish uchun ehtiyot uzunlik.

Valni uzil-kesil hisoblash uchun, uning konstruksiyasini, tayanchlarining joylashishi va nagruzkalar qo‘yiladigan nuqtalarni bilish kerak, eguvchi va burovchi moment, ekvivalent va keltirilgan momentlar topiladi:

$M_{kel} = \sqrt{M_\delta^2 + M_\Im^2}$. Valni diametri $d \geq \sqrt[3]{\dfrac{M_{kel}}{0{,}2[\sigma]}}$;

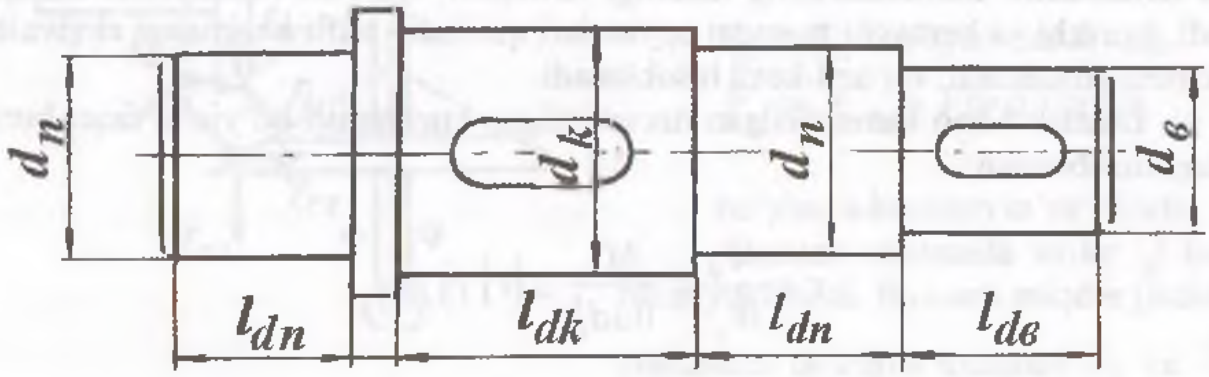
$[\sigma] = (60...90)\text{МРа}$ – egilishga ruxsat etilgan kuchlanish.

Bikrlikka hisoblash

$$\varphi_{\max} \leq [\varphi]; \qquad f \leq [f] \quad (3.69)$$

bu yerda: φ - valning buralish burchagi; f – eng katta salqilik

$$[f] = \frac{0{,}001...0{,}002}{\ell} \quad (3.70)$$



3.19-rasm.

Vallar statik mustahkamlik va charchashga (toliqish) tekshiriladi. Buning uchun valni hisoblash sxemasi va unga ta’sir qiluvchi kuchlar ko‘rsatiladi. Valning

xavfli kesimini aniqlash uchun eguvchi va burovchi moment epyuralari quriladi. Valni hisoblash sxemasini tuzishda podshipniklar sharnirli tayanch va barcha kuchlar to'planma kuch deb qabul qilinadi. Vallarni statik mustahkamlikka hisoblashda, ekvivalent kuchlanishlar eng katta qiymatga erishgan kesim xavfli holatda, valni toliqishga tekshirilganda esa eguvchi va burovchi momentlar eng katta qiymatga erishgan, val kesimining o'zgarishi va kuchlanishlar konsentraciyasi hosil bo'lgan kesimlar xavfli bo'ladi.

Val statik mustahkamlikka ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_{\max} = K_n \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_\kappa^2} \le \frac{\sigma_t}{n_t} \quad (3.71)$$

Bu yerda $K_n = \frac{M_{\max}}{M_{nom}}$ – dvigatelda hosil bo'lgan maksimal momentni uning nominal momentining nisbatiga teng bo'lgan koeffitsient.

Toliqishga ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau_\kappa^2} \le [\sigma_{-1}]$

Mustahkamlikka ehtiyotlik tekshiriladi:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma\cdot} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \qquad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}; \quad (3.72)$$

Bu yerda: σ_{-1} va τ_{-1} – egilish va buralishda chidamlilik chegara;
ψ_σ va τ_τ – material kuchlanishlarga sezgirligini hisobga oluvchi koeffitsientlar:

$$\psi_\sigma = \frac{2 \cdot \sigma_{-1} - \sigma_o}{\sigma_o} \text{ va } \psi_\tau = \frac{2 \cdot \tau_{-1} - \tau_o}{\tau_o} \quad (3.73)$$

σ_o va τ_o – materialning sikl takrorlanmaydigan vaqtdagi chidamlilik chegaralari.

Umumiy chidamlilik koeffitsienti

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \le [n_{-1}] \quad (3.74)$$

$[n_{-1}]$ – chidamlikga ruxsat etilgan extiyotlik koeffitsienti.

Nazorat savollari

1. Vallarning turlarini ayting?
2. Vallarning yuklanishini ayting?
3. Vallarni dastlabki hisoblashni tushuntiring?
4. Vallarning mustahkamlik va bikrlik shartlarini yozing?

3.7. Podshipniklar

Podshipniklar val va aylanadigan o‘qlarda tayanchlar sifatida xizmat qiladi. O‘q va vallarning tayachnlari ishqalanish turi bo‘yicha sirpanish hamda dumalash podshipniklariga bo‘linadi. ylanayotgan val yoki o‘q shiplari podshipniklarda ishqalanadi. Ana shu ishqalanishning turiga qarab podshipniklar sirpanish podshipniklari bilan dumalash podshipniklariga bo‘linadi. Shuningdek, har xil yo‘nalishda ta’sir qiladigan kuchlar uchun har xil podshipniklar ishlatiladi. Masalan, val o‘qiga tik ta’sir qiluvchi kuchlarni qabul qilish uchun radial podshipniklar; val o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan kuchlarni qabul qilish uchun tirak podshipeniklar; val o‘qiga tik hamda val o‘qi bo‘ylab ta’sir qiluvchi kuchlar uchun radial tirak podshipniklar ishlatiladi.

Sirpanish podshipniklari. Sirpanish podshipniklari ko‘pchilik hollarda ikkita asosiy element, ya’ni korpus va antifriksion materialdan tayyorlanadigan vkladishlardan iborat. Sirpanish podshipniklarni turtki va zarbalarga unchalik sezgirmasligi, suyuqlayin ishqalanishda ish yuzalarining chidamligi katta ekanligi, ularning afzalligi bo‘lsa; quruqlayin ishqalanishda FIKning nisbatan kichikligi o‘q yo‘nalishida o‘lchamlarining kattaligi va ancha moy sarflanishi kamchiligiga kiradi. Qabul qilinadigan nagruzkaning yo‘nalishiga qarab sirpanish podshipniklari radial podshipniklarga bo‘linadi. Tirak podshipniklar o‘q bo‘ylab yo‘nalgan nagruzkalarni qabul qiladi. Bir yo‘la radial va o‘q bo‘ylab yo‘nalgan nagruzkalarni qabul qilish uchun radial-tirak podshipniklari mavjud.

Sirpanish podshipniklarini konstruksiyalari yaxlit va ajratiladigan podshipniklarga bo‘linadi. Ajralmaydigan podshipniklar asosan dastaki yoki mexanik yuritmali sekin yurar mexanizmlarda ishlatiladi. Asboblar va ba’zi mexanizmlar konstruksiyasida ajralmaydigan podshipniklar korpus devoriga presslab kiritiladigan bronza yoki cho‘yan vtulka ko‘rinishida bajarilishi mumkin. Ajraladigan (3.20-rasm, b) va ajralmaydigan (3.20-rasm, b) podshipniklarning korpusi odatda cho‘yandan tayyorlanadi. Vtulkalar, podshipnik vkladishlari yumshoq antifriksion cho‘yandan, rangli metallar – bronza, babbit, jezalyuminiy qotishmalari: temir yoki bronza kukuniga grafit qo‘shilgan presslangan metallokeramik, tekstolit, yogoch qatlami plastik materiallar va boshqa materiallardan tayyorlanadi.

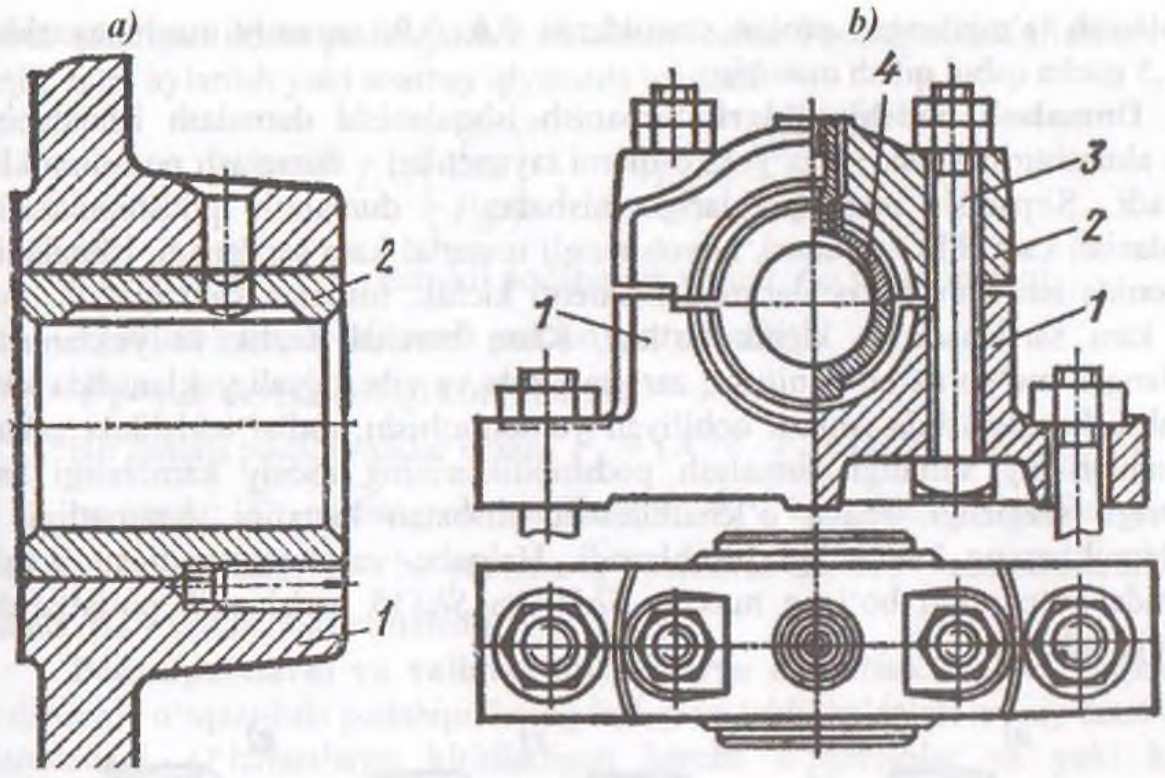
Sirpanish podshipniklari ajraluvchan korpuslarining va cho‘yan vkladishlarining konstruksiyalari va o‘lchamlari standartlashtirilgan . Bunday holda ishqalanuvchi yuzalar orasida ma’lum qalinlikdagi moy qatlami hosil bo‘ladi.Podshipnik sapfasining asosiy o‘lchamlari bo‘yi ℓ va diametri d–ni tekshirish uchun podshipnikda ruxsat etiladigan o‘rtacha bosim hamda bosimning tezlikka ko‘paytmasi bo‘yicha bajariladigan shartli hisobdan foydalaniladi. Podshipnikdagi o‘rtacha bosim quyidagi shartni qanoat-lantirishi kerak. $P = \dfrac{R}{d\ell} \le [P]$

bu yerda: R - podshipnikka ta’sir qiladigan radial nagruzka;

$[P]$- uxsat etiladigan bosim, podshipnikni materialiga bog‘lik.

Korpusga o‘rnatiladigan vkladishlarning qalinligi quyidagicha aniqlanadi.

$$\delta_{\mu} = (0{,}035....0{,}05)d + 2{,}5$$



3.20-rasm.
1 – korpus; 2 - vkladish

1 - pastki korpus; 2 – yuqori korpus; 3 – bolt; 4 - vkladish

bu yerda d –sapfa diametri.

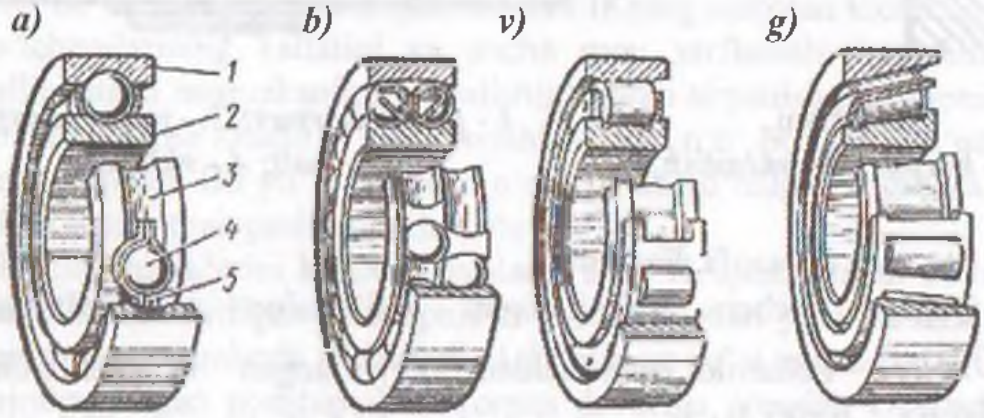
Qoplash uchun ishlatiladigan antifriksion materiallarning qalinligi $\delta_1 = 0{,}01d$. Poliamid materialdan tayyorlangan vkladishlarning kalinligi $\delta_1 = (0{,}04....0{,}05)d + 1$; qoplash uchun ishlatiladigan antifriksion plastmassa materiallarning qalinligi $\delta_S = (0{,}015....0{,}02)d$.

Katta seriya bilan tayyorlanadigan vkladishlarning ish unumdorligini oshirish uchun ishqalanish yuzasiga lenta qoplanadi. Bunda lentaning qalinligi 1,5...2,5 *mm* gacha bo'lib, qoplash uchun ishlatilgan materialning qalinligi 0,2...0,3 *mm* gacha bo'lishi mumkin.

Sirpanish podshipniklarining ishlash sifatiga podshipnik uzunligining diametriga nisbatining qiymatlari, ya'ni podshipnikning nisbiy bo'yi $\Psi = \frac{\ell}{d}$ katta ta'sir ko'rsatadi. Masalan, $\frac{\ell}{d}$ nisbatdan qiymatlari kichik bo'lsa, uzeldan moy oqib ketish xavfi tug'iladi, bu qiymat katta bo'lganda ishqalanish yuzasida bosim kamayadi, lekin tayanchlarda bosim oshib uzel qizib ketishi mumkin. Shuning uchun bu qiymatlarni ishlash sharoitlariga qarab olish tavsiya etiladi. Masalan, kalta sirpanish podshipniklarda $\frac{\ell}{d}$ = 0,3 ...0,4 burchak tezligi katta bo'lgan avtomobil dvigatellarda 0,5...0,6; dizel podshipniklarida 0,5 ...0,9; suyuqlikdagi

ishqalanish ta'minlangan prokat stanoklarda 0,6...0,9; umumiy mashinasozlikda esa 1,5 gacha qabul qilish mumkin.

Dumalash podshipniklari. Sirpanish ishqalanishi dumalash ishqalanishi bilan almashtiriladigan, valga yoki o'qlarni tayanchlari – dumalash podshipniklari deyiladi. Sirpanish podshipniklariga nisbatan – dumalash podshipniklarida ishqalanish kam, FIK – yuqori, noyob rangli material kam sarflanadi, ishqalanish jarayonida ishqalanish kuchlarining momenti kichik, nisbatan kam qiziydi, moy juda kam sarflanadi va kichik bo'ladi. Katta burchak tezlik va yuklanishda cheklangan me'yorda qo'llanilishi; zarb ta'sirida va vibratsiyali yuklanishda katta kontaktli kuchlanishda ishlash qobiliyati yomonlashishi; radial tekislikda gabarit o'lchamlarining kattaligi dumalash podshipniklarining asosiy kamchiligi zarb yuklariga sezgirligi, radial o'lchamlarning nisbatan kattaligi, qimmatligi bu podshipniklarning kamchiligi hisoblanadi. Halqalar va dumalanadigan jismlar tarkibida ko'p xrom bo'lgan maxsus *ShX*9 va *ShX*15 podshipnik po'latlaridan tayyorlanadi.



3.21-rasm. Podshipnik turlari.
a – sharikli (bir qatorli) , b - sharikli (ikki qatorli) , v - g- rolikli.

Dumalash podshipniklari qabul qilinadigan yuklar turiga ko'ra – radial (3.21-rasm, a), tirak yoki tirak-radial (3.21-rasm, v-g) podshipniklarga bo'linadi. Dumalaydigan jismlarning shakliga ko'ra – sharikli va rolikli podshipniklar bo'ladi. Roliklar kalta silindrik, uzun silindrik, o'rama, konussimon va ignasimon ko'rinishlarga bo'linadi. Dumalash jismlar qatorining soniga qarab – bir, ikki va ko'p qatorli dumalash podshipniklari mavjud. Podshipnikning tur va o'lchamlarini tanlash nagruzka xarakteri va valning diametriga bog'liq. Bir qatorli radial sharikopodshipnik - radial va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Mashinasozlikda ishlatiladi. Rolikli podshipnik – kichik burchakli tezlikda radial zarb kuchlarni qabul qiladi. Radial – tirakli sharikopodshipnik – radial va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. O'rta va katta burchak tezliklarda statik yuklanishda ishlaydi. Konussimon rolikli podshipnik – katta yuklanishda va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Tirakli sharik va rolikli podshipniklar bilan juftlikda o'rnatiladi. Podshipnikni tanlashda kontruktiv va iqtisodiy muammolar bilan birga yuklanish turi ham hisobga olinishi kerak. Radial va bo'ylama kuchlar bir vaqtda ta'sir qilsa, har bir kuchni alohida

qabul qiladigan ikkita podshipnik o'rnatilishi lozim. Podshipnikning ishlash muddati L mln. aylanish yoki soatbay qiymatda topiladi

$$L = \left(\frac{C}{P_Э}\right)^m ; \qquad L_n = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} \quad (3.75)$$

bu yerda: $m = 3$ - sharikli podshipnik uchun; n - podshipnikni aylanish soni; S - dinamik yuk ko'taruvchanligi;

P_e - yuk ekvivalentligi koeffitsienti.

Bir qatorli podshipniklar uchun $P_E = (X \cdot V \cdot F_2 + YF_a)K_\delta \cdot K_T$ (3.76)

bu yerda: X - radial yuk koeffitsienti; V - halqalarni aylanishni hisobga oladigan koeffitsient; Y - bo'ylama o'q koefficien- ti; K_T - temperatura koeffitsienti; K_b - xafsizlik koeffitsienti.

Podshipniklarni va vallarni korpuslarga o'rnatish. Val va korpuslarga podshipnik o'tqazishda podshipnikning tashqi va ichki halqalari asosiy detal bo'lib hisoblanadi. O'lchamlarga kiritiladigan barcha o'zgarishlar va yoki korpus o'lchamlarini o'zgartirish hisobiga bajariladi. Podshipnikning tashqi halqasi uchun val sistemasi ichki halqasi uchun teshik sistemasi qabul qilingan.

Podshipniklarni val yoki korpusga o'tkazishda uning ish rejimi, turi katta ahamiyatga ega. Bunda yuklanish qancha katta bo'lsa, val hamda korpuslar o'lchamining chekli chegarasi nisbatan kamroq bo'lib, katta jipslik bilan o'tqazilishi kerak, (aylanish soni katta bo'lgan uzellarda bu jipslik kam bo'lishi kerak).

Rolikli podshipniklar zoldirli podshipniklarga nisbatan, radial tirak podshipniklar esa radial podshipniklarga niabatan jips o'rnatiladi.

Ichki halqa o'tkaziladigan val tayanchlarining chekli chegarasi

Chekli chegara (kvalitet)	Val aylanganda (sirkulyatsiya yuklanish).
N6	Tashqi kuch zarb ta'sir qilib, ishlash rejmi o'rta og'ir hollarda. Asosan og'ir sanoatda ishlatiladigan rolikli podshipniklar uchun
M6	Tashqi kuch zarb bilan ta'sir qilib, ishlash rejimi og'ir. Rolikli hamda katta o'lchamdagi zoldirli podshipniklar uchun
K6, K5	Yuklanish o'rtacha. Hamma turdagi podshipniklar uchun qabul qilingan; k6 – umumiy mashinasozlik sanoatida qabul qilingan chekli chegara.
	Korpus aylanganda (joyli yuklanish).
H6	Tashqi yuklanishlar o'rtacha va og'ir bo'lib, ichiki halqaning o'q bo'yicha siljishini sozlash kerak bo'lgan hollarda
Q6	Yuklanish engil yoki o'rtacha. Yuqori aniqlikni talab qilmaydigan hamma tur podshipniklar uchun tavsiya etiladi.

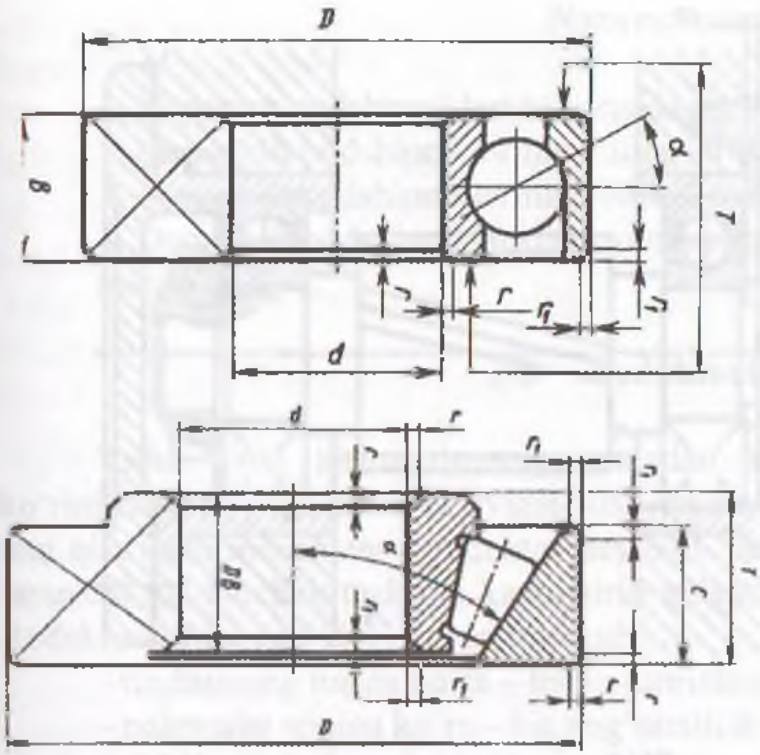
Tashqi halqa o'tkaziladigan teshikchaning chekli chegarasi

Chekli chegara (kvalitet)	Val aylanganda (joyli yuklanish)
K7	Yuklanish og'ir. Rolikli podshipniklar uchun.
Is7 Is6	Yuklanish og'ir va o'rtacha, aylanish soni katta
H7 H6	Tashqi yuklanishlar o'rtacha va engil bo'lib, radial tirak podshipniklar uchun o'q bo'yicha siljishni sozlash kerak bo'lgan hollarda. Umumiy mashinasozlikda qabul qilingan asosiy chekli chegara.
P7	Korpus aylanganda (sirkulyatsion yuklanish) yuklanishlar og'ir va o'rtacha bo'lib, tashqi kuchlar zarb bilan ta'sir etadi. Korpus devorining qalinligi yupqa.
N7	Yuklanish o'rtacha
M7	O'rtacha va engil yuklanish
K7	Katta tezlik bilan aylanganda

Asosan ichki halqalar uchun 5-kvalitet, tashqi halqalar uchun 6-7 kvalitet olish tavsiya etiladi. Podshipnik uzelidagi dumalash elementlari separatorlar hamda halqalar o'rtasidagi ishqalanishni kamaytirish uchun quyuq yoki suyuq moylar yordamida moylanadi. Quyuq moylardan qizish darajasi 90^0 gacha bo'ladigan podshipniklarda SIATIM-201, 100^0 gacha bo'lganda LITOL-24, 120^0 gacha bo'lganda SIATIM-221 markali moylardan foydalanish tavsiya etiladi. Bunda moy podshipnik qopqog'i bilan podshipnik o'rtasidagi maxsus moy uchun qoldirilgan bo'shliqning aylanish soni $n \prec 1500$ min^{-1} bo'lganda $\frac{2}{3}$ qismi, $n \succ 1500$ min^{-1} bo'lganda $\frac{1}{2}$ qismigacha to'lgazilishi kerak. Suyuq moylar quyuq moylarga nisbatan podshipnik uzelini yaxshi moylaydi, shuning uchun iloji boricha suyuq moy ishlatish tavsiya etiladi. Asosan suyuq moylardan *I-L, A-7,I.A-A-27,- G-A-32* markali moylar ishlatiladi.

Podshipniklar moyni purkatish, shuningdek moyni tomchilab qo'yish yo'li bilan moylanadi. Moylarni podshipnik uzellaridan chiqib ketmasligi uchun maxsus zichlagichlar ishlatiladi. Tashqi muhitdan podshipnik uzeliga chang va mayda zarrachalar kirmasligi hamda moylar oqib chiqib ketmasligi uchun maxsus zichlagichlar ishlatiladi.

Bir qatorli sharikli radial podshipniklar ralial va cheklangan holda valni o'qi bo'ylab ikki yo'nalishdagi bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Vallarni 10^1 qiyshiqligiga imkon beradi, valni korpusga nisbatan vaziya-tini ikki yo'nalishda cheklaydi. Podshipniklar ikkita himoyalovchi shaybalardan tashkil topgan va u zavoda plastik moylovchi material bilan moylanadi. Konussimon rolikli podshipnik – radial va bo'ylama kuchlarni qabul qiladi. Bo'ylama yukni ko'tara olish qobiliyati konus burchagi α -ga bog'liq. α (3.22-rasm) burchagi kattalashishi bilan bo'ylama yukni qabul qilish qobiliyati ortadi. Podshipnik radial va bo'ylama kuchlarni nazorat etadi, valni korpusga nisbatan harakatini cheklaydi.



3.22-rasm. Podshipniklarning turi va ularni chizish o'lchamlari.

Uzellarni tayyorlashdagi xatolik yoki valni temperaturali uzayish evaziga hosil bo'ladigan tiqilishni cheklash uchun podshipniklarni ikki variantda o'rnatish mumkin: 1-cheklangan va harakatdagi; 2 – rasporli cheklangan.

Birinchi variantda – podshipnikni o'rnatishda valni korpusga nis-batan ikki yo'nalishdagi harakati cheklanadi. Bu vaziyatda podшipnik valda va korpusda qo'zg'almas (3.23– rasm). *A* – tayanch, radial va o'q bo'ylab yo'-nalgan kuchni qabul qiladi. Ikkinchi podshipnikni ichki halqasi (*B*-tayanch) valda o'q bo'ylab qo'zg'almas;

tashqi halqasi stakan bo'ylab erkin harakatlanadi. Buning uchun stakanda (*a*) zazorni ta'minlash lozim. Tayanchlar orasidagi masofa kattalashganda tayanchni qo'zg'almasligini ta'minlash uchun ikkita konussimon rolikli podshipnik o'rnatiladi (3.23-rasm). Bunaqa sxema chervyakli reduktorlarda qo'llaniladi.

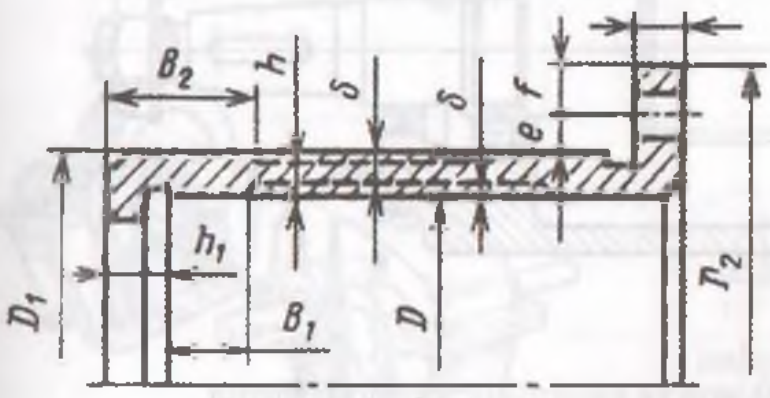
Ikkinchi variantda – podshipnikning tashqi halqasi podshipnik qopqog'iga, ichki halqa validagi bo'rtikka tiralib turadi (3.23-rasm). Temperaturali uzayishni hisobga olib aylanuvchi detallar orasida (*a*) zazor qoldiriladi:

$$a \succ \Delta\ell = \alpha(t_1 - t_0)\ell$$

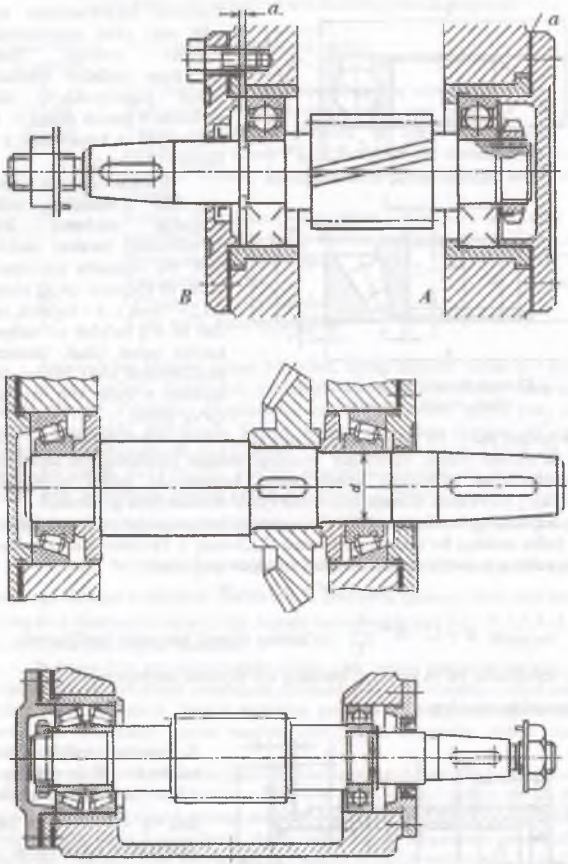
bu yerda: $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^0C}$ - po'latning chiziqli kengayish koeffitsienti;

t_1, t_0 - tegishlicha, val va korpusni boshlang'ich va ishchi temperaturasi;

ℓ - tayanchlar orasidagi masofa, *m*..



Konussimon reduktor yetaklovchi valida podshipniklar stakanda o'rnatiladi. $a_w \geq 180мм$ bo'lsa chervyakda ikkita radial – tirakli $\alpha = 26...36^0$ podshipnik, ikkinchisini harakatlanuvchan bajarilishi mumkin.



3.23-rasm. Podshipniklarni va vallarni korpuslarga o'rnatish.

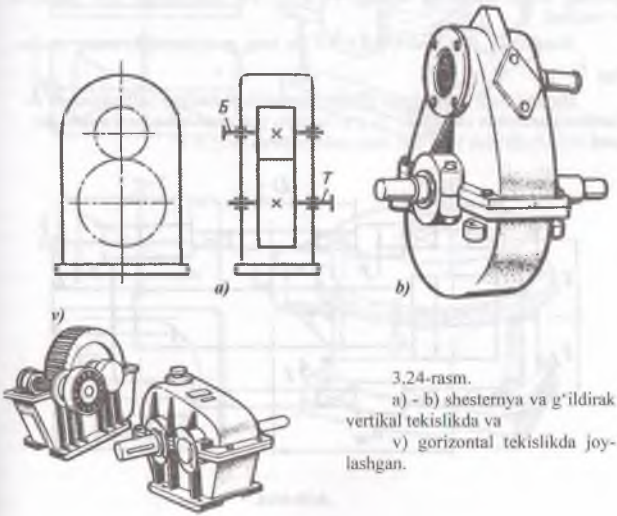
Nazorat savollari

1. Sirpanish podshipniklari to'g'risida ma'lumot bering?
2. Dumalash podshipniklarining turlarini ayting?
3. Dumalash podshipniklarining ishlash muddatini hisoblashni tushuntiring?
4. Dumalash podshipniklarida ekvivalent kuchni hisoblash tartibini tushuntiring?

3.8. Reduktorlar

Tishli yoki kirmaksimon uzatmadan tashkil topgan, alohida agregat ko'rinishida tayyorlangan va dvigateldan ishchi mashinaga quvvat uzatishda xizmat qiladigan mexanizm – reduktor deyiladi. Reduktorni asosiy vazifasi – yetaklanuvchi val burchak tezligini kamaytirib aylantiruvchi momentni ko'paytirishdir. Reduktorlarning quyidagi turlari mavjud:

- uzatmaning turiga ko'ra – tishli; kirmaksimon;
- pogonalar soniga ko'ra – bir pog'onali; ikki pog'onali va h.k.
- tishli g'ildirak turiga ko'ra – silindrsimon; konussimon; konussimon – silindrsimon;
- vallarni fazoda joylashishiga ko'ra – gorizontal; vertikal.



3.24-rasm.
a) - b) shesternya va g'ildirak vertikal tekislikda va
v) gorizontal tekislikda joylashgan.

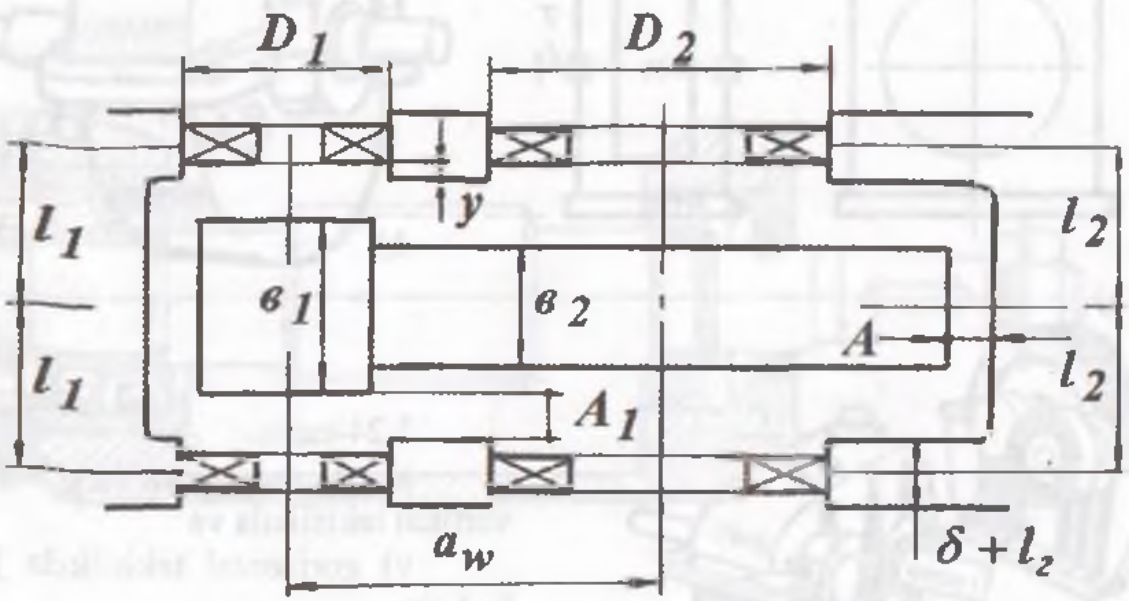
Bir pog'onali silindrik reduktorlar. To'g'ri, qiyshik va shevron tishli turlarga bo'linadi. Reduktorni korpusi quyma-cho'yan yoki po'latdan payvandlangan holda tayyorlanadi. Eng katta uzatishlar soni $i=12,5$. Gorizontal bir pog'onali silindrsimon reduktorlarda – uzatishlar soni $i=2,53$ ... $8,0$ va o'qlararo masofasi $a_W = 0,3...1,0\ m$ bo'ladi.

Reduktorning komponovkasi. Reduktorning komponovkasi ikki etapda o'tkaziladi. Komponovkani birinchi etapi shesternya va tishli g'ildirak holatini, podshipniklar o'rnini va tayanch kuchlarini aniqlash uchun bajariladi. Komponovka $M1:1$ masshtabda bir proeksiyada amalga oshiriladi. Buning uchun qog'ozni o'rtasidan gorizontal chiziqga bir-biridan a_w masofada joylashgan ikkita vertikal o'q o'tkazamiz.

Bu o'qlarda shesternya va tishli g'ildirak holati ko'rsatiladi, tishli g'ildirakda stupitsani diametri va uzunligi belgilanadi. Shesternya gardishi bilan reduktor korpusi devorining ichki tomoni oraliq masofasini, tishli g'ildirak gardishidan reduktor korpusi devorining ichki tomonigacha masofa qoldiriladi. Yetaklovchi val podshipnikning tashqi diametri bilan reduktor korpusi devorining ichki tomoni orasidagi masofani ham A ga teng qilib olamiz. Agar shesternyani tishlar uchi bo'yicha diametri podshipnikni tashqi diametridan katta bo'lsa, A- masofa shesternya tashqi diametrdan belgilanadi. Podshipnik moyining korpusning ichiga o'tmasligi uchun $U = 8...12\ mm$ qalinlikdagi moy ushlagich o'rnatiladi.

Masofa $2\ell_1 = в_1 + 2A_1 + 2y - B$ ga teng, podshipnik o'rnining chuqurligi $\ell_1 = 1,5V$.

Bir pog'onali konussimon reduktor o'qlari kesishadigan vallar yordami da harakatni uzatishda ishlatiladi. To'g'ri tishli bir pog'onali reduktorni uzatishlari soni $i=3...4$; qiyishik yoki egri tishli reduktorlarda $i=5...6,3$

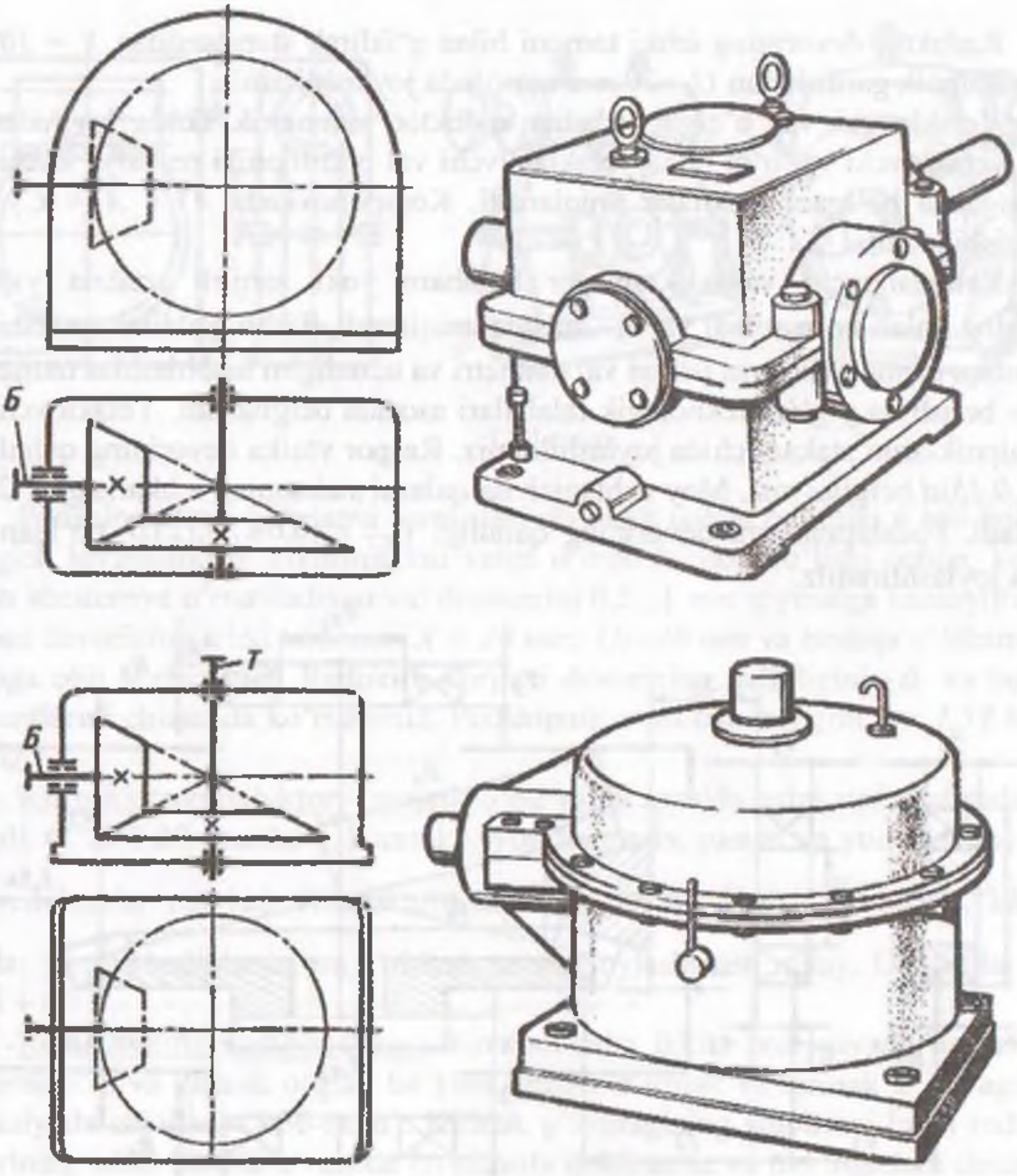


3.25-rasm.

Doiraviy tezlik V=5 $\frac{M}{s}$ - dan yuqori bo'lishi maqsadga muvofiq emas.

Reduktorning komponovkasi. Moylash usulini tanlaymiz: ishlanmaning tishli juftligi - moyni sachratib uzatishi lozim; podshipniklar plastik moy bilan moylanadi. Yrtaklanuvchi valdagi podshipniklar joylashgan kameralarni reduktor tomonidan moy ushlagich halkalar bilan ajratamiz. Varaqning o'rtasidan yetaklovchi val o'qini ifodalovchi chiziq o'tkazamiz, yetaklanuvchi val o'qining holatini belgilaymiz.

Ikkita o'qni kesishgan nuqtasidan δ_1 burchak ostida bo'luvchi konusni bo'ylama chiziqlarini o'tkazamiz va R_e - kesma uzunligini belgilaymiz (3.26-rasm). Shesternya, g'ildirak va podshipniklar gabaritlarini ko'rsatamiz.



3.26-rasm.

Reduktor devorining ichki tomonini shesternyaning gardishidan $X = 10$ *mm* va podshipnik gardishidan $U_1 = 15$ *mm* masofada joylashtiramiz. Radial – tayanchli podshipniklardagi radial reaksiya kuchlarining qo'yilish nuqtasining o'q bo'ylab koordinatasi quyidagicha topiladi.

$$a_1 = \frac{T_1}{2} + \frac{(d_1 + D_1)\ell_1}{6}$$

bu yerda – d_1, D va T - tanlangan podshipnikning o'lachamlari (*mm*).

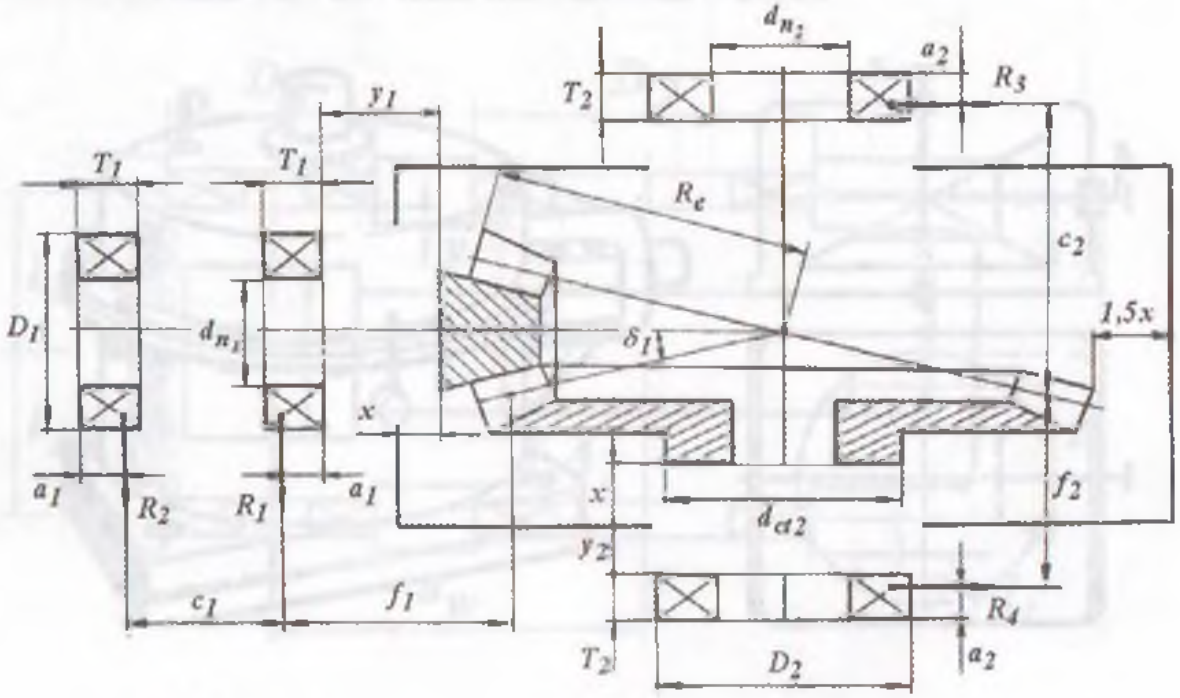
Podshipniklar reaksiya kuchlari orasidagi masofani aniqlaymiz:

$$C_1=(1,4...2,3)\, f_1;\ f_1 = a_1+U_1+X+0,5v$$

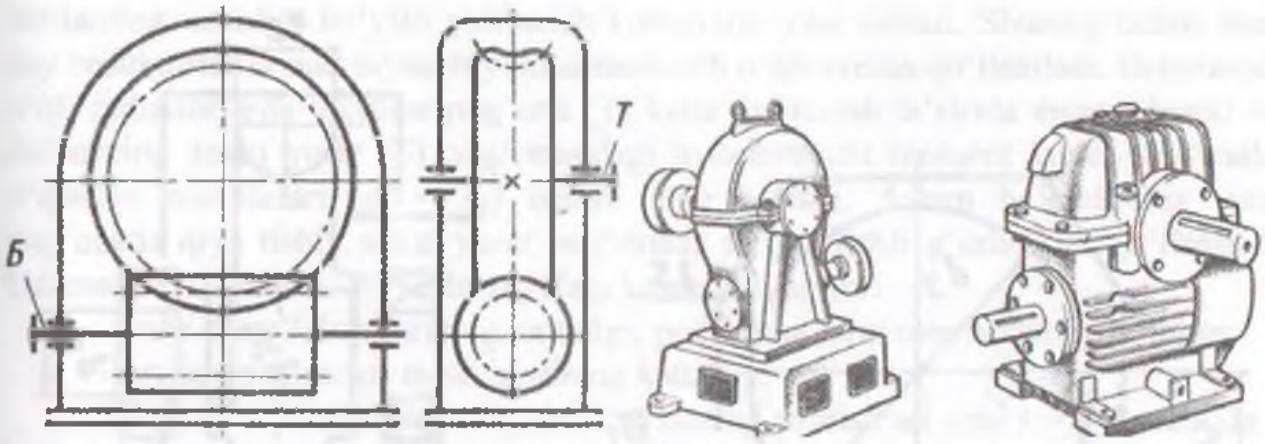
Reduktor devorining ichki tomoni bilan g'ildirak stupitsasidan $X = 10$ *mm* va podshipnik gardishidan $U_2=20$ *mm* masofada joylashtiramiz.

Yetaklovchi val o'qiga nisbatan reduktor simmetrik holda loyihalanadi. Unda yetaklovchi val o'qi bilan yetaklanuvchi val podshipniki reaksiya kuchining chiziqigacha bo'lgan masofalar aniqlanadi. Komponovkada $A^1 + A = C_2 + f_2$ saqlanishi lozim.

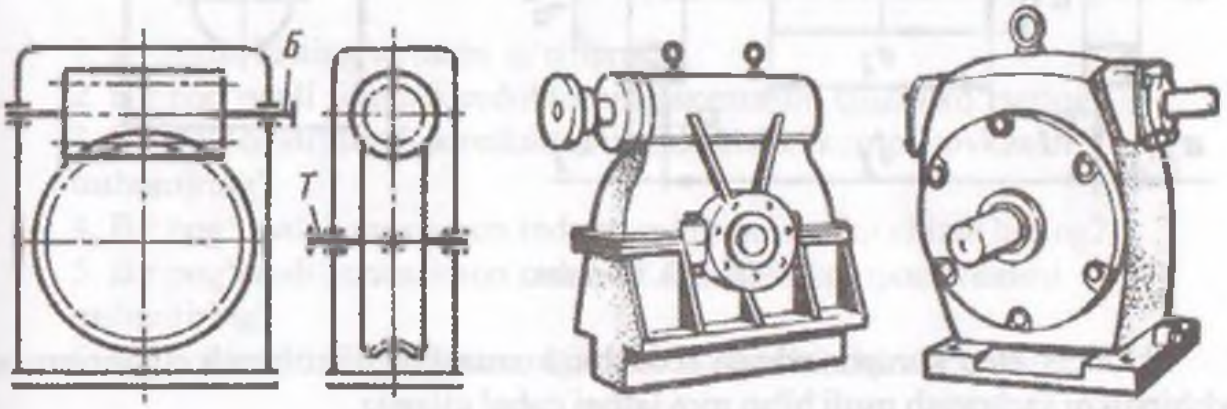
Yetaklanuvchi valda konveyer barabani yoki zanjirli uzatma yulduzchasining holati ko'rsatiladi va ℓ_3 - masofa aniqlanadi. Tishli g'ildirak, podshipnik va boshqa elementlar o'rni uchun val diametri va uzunligini hisoblashlar natijasi va ishlov berish va yig'ish texnologik talabalari asosida belgilanadi. Yetaklovchi val podshipniklarini stakan ichida joylashtiramiz. Raspor vtulka devorining qalinligini $(0,1...0,15)d$ belgilaymiz. Moy ushlagich halqalarni stakanning ichkarisiga 1-2 *mm* kiritiladi. Podshipniklarni devorining qalinligi $\delta_{CT} = (0,08...0,12)D$ bo'lgan stakanga joylashtiramiz.



3.27-rasm.



3.28-rasm.

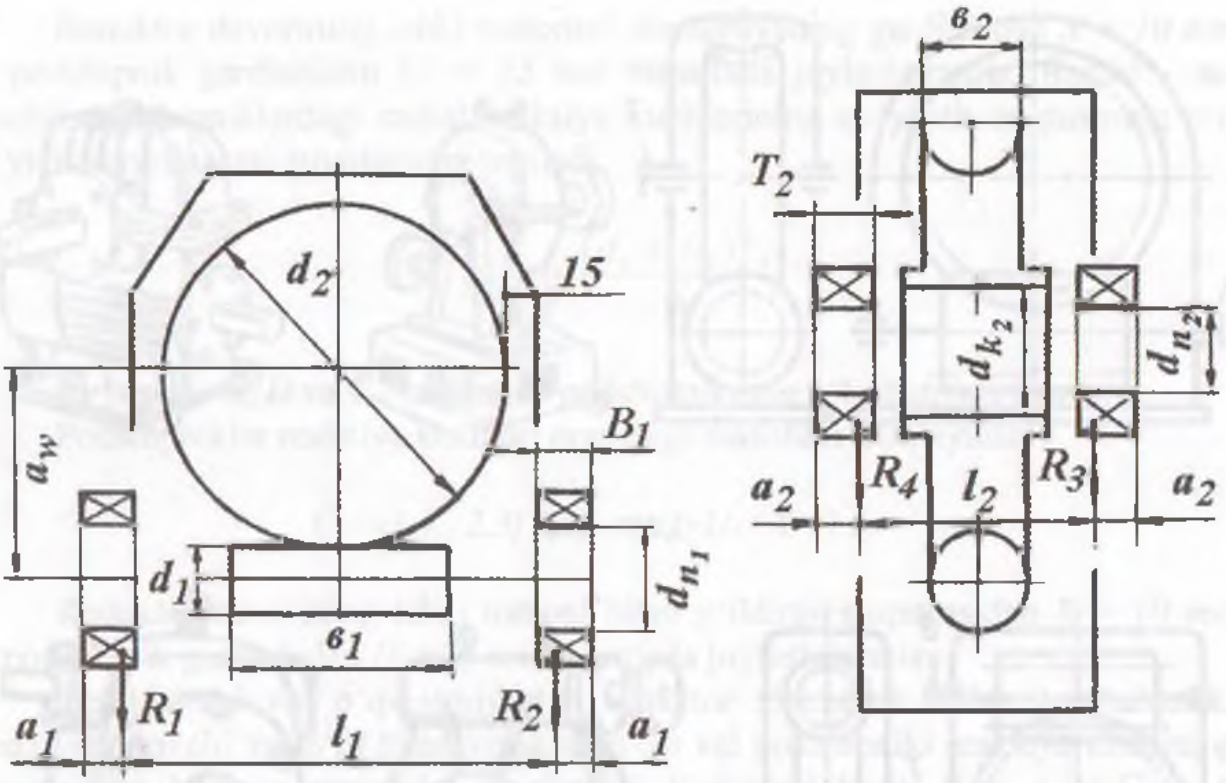


3.29-rasm.

Podshipniklarni bo'ylama harakatini cheklash uchun qalinligi 6 *mm* bo'lgan tirkagich loyihalangan. Podshipnikni valga o'rnatish oson bo'lishi uchun, konussimon shesternya o'rnatiladigan val diametrini 0,5...1 *mm* qiymatga kamaytiramiz. Korpus devorining ichki tomonini $X = 10\ mm$; $U_2 = 20\ mm$ va boshqa o'lchamlarni hisobga olib – chizamiz. Reduktor korpusi devorining qalinligini -δ va boshqa elementlarini chizmada ko'rsatamiz. Podshipnik o'rni chuqurligini $l_1 = 1{,}5T$ belgilaymiz.

Kirmaksimon reduktor – ayqash o'qli vallar orasida harakatni uzatishda ishlatiladi. (3.28-3.29-rasmlar). Kirmak – yon tomonda, pastda va yuqorida joylashgan reduktorlar mavjud. Kirmakning doiraviy tezligi $V \le 5\ \frac{M}{s}$ bo'lsa, kirmak pastda; yuqori tezliklarda esa g'ildirak ustida joylashtirish qulay. Uzatishlar soni $i = 8 \div 80$.

Reduktorning komponovkasi. Komponovka ikkita proeksiyada bajariladi - g'ildirak o'qi va kirmak o'qlari bo'ylab qirqim. Kirmak va kirmak g'ildiragi ikki proeksiyada chiziladi (3.30-rasm). Kirmak g'ildiragining stupitsasi bilan reduktor devorining ichki tomoni o'rtasida U_1 masofa qoldiramiz va uni ingichka chiziq bilan belgilaymiz. ℓ_1 masofada kirmak podshipniklarini va ℓ_2 kirmak g'ildiragi podshipnikalarini chizamiz ($U_1 = 15\ mm$).

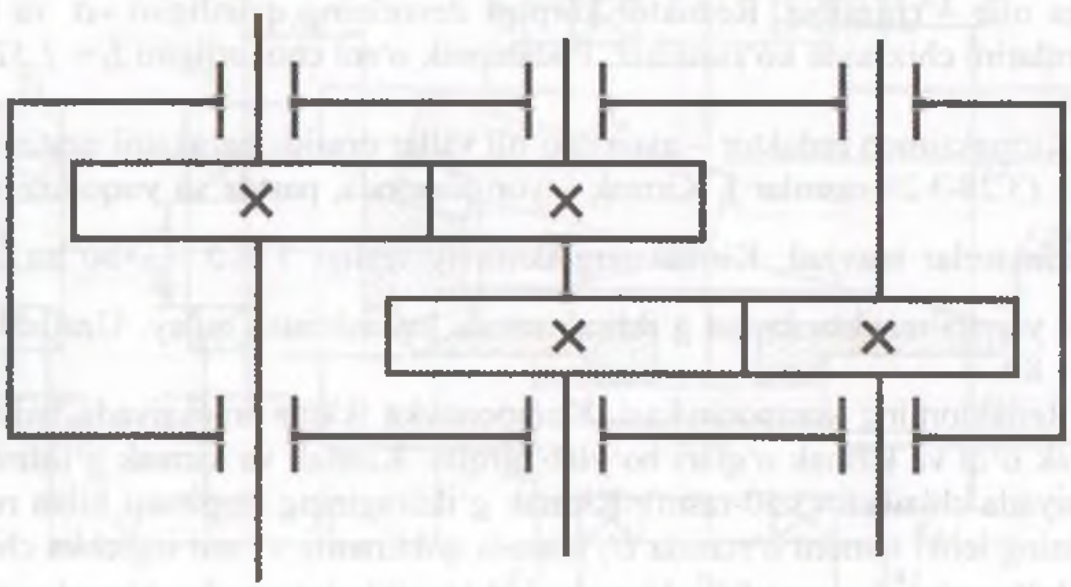


3.30-rasm.

Ikkinchi etap komponovkada reduktor konstruktiv jihozlanadi. Ilashmani va podshipnikni sachratish usuli bilan moylashni qabul qilamiz.

Kirmak reduktorning pastki tomonida joylashsa, unga moy sachratadigan moslama o'rnatiladi. Korpusdagi moyning sathi podshipniklarning ishlash layoqatiga ta'sir qilmasligi lozim.Vallarda shponkalar o'rni tayyorlanadi. Kirmak g'ildiragining kostruksiyasida - bronzadan gardish tayyorlanadi.

Ikki pog'onali silindrik reduktorlar (3.31-rasm). Ikki pog'onali gorizontal silindrik reduktor eng ko'p tarqalgan. G'ildiraklar nosimmetrik joylashganligi uchun –



3.31-rasm.

tishlarning uzunligi bo‘ylab yuklanish konsentraciyasi oshadi. Shuning uchun bunday reduktorlarda bikr tayanch yoki uchma-uch o‘qli sxema qo‘llaniladi. Uchma-uch o‘qli reduktorlarda tezyurar pog‘ona (*T*) katta yuklanish ta’sirida emas, chunki reduktorning sekin yurar (*S*) pog‘onasidagi aylantiruvchi moment katta, pog‘onalar o‘qlararo masofalari ($a_t = a_s$) o‘zaro teng bo‘ladi. Ayrim hollarda tez yurar pog‘onada qiya tishli, sekin yurar pog‘onada to‘g‘ri tishli g‘ildiraklar qo‘llaniladi. Uchma-uch o‘qli reduktorlarda quyidagi kamchiliklar bor:

- reduktor o‘lchamlarining kattaligi; podshipniklarni moylashning qiyinligi;
- oraliq val tayanch masofalarining kattaligi.

Ikki pog‘onali silindrsimon reduktorlarning uzatishlari soni $i = 6,3$ oraliqda bo‘ladi.

Nazorat savollari

1. Reduktorlarning turlarini ta’riflang?
2. Bir pog‘onali silindrik reduktorning sxemasini chizib ko‘rsating?
3. Bir pog‘onali silindrik reduktorning dastlabki komponovkasini tushuntiring?
4. Bir pog‘onali konussimon reduktorning sxemasini chizib bering?
5. Bir pog‘onali konussimon reduktor dastlabki komponovkasini tushuntiring?
6. Bir pog‘onali kirmaksimon reduktor sxemasini chizib bering?

Muftalar

Aylantiruvchi moment yo‘nalishini o‘zgartirmasdan val va uzatmalarni biriktirish uchun mo‘ljallangan qurilma – mufta deyiladi.

Muftalar mashinalarning alohida qismlarini kinematik va ko‘p bog‘lanishlarni amalga oshirish bilan bir qator boshqa funksiyalarni ham bajaradi: turli xil vaziyatlardagi vallarni birlashtiradi, yuritmadagi dinamik ta’sirni yumshatib silliq uzatadi, detallarni montaj-demontaj ishlarini osonlashtiradi, mashinaning o‘t oldirishni yengillashtiradi va h.k.

Muftalar standartlashtirilgan. Ularning pasport ko‘rsatkichlariga – tashqi o‘lchamlari, massasi, inersiya momenti, ruxsat etilgan aylantiruvchi moment, vallarni o‘rnatadigan qismining diametri ko‘rsatilgan bo‘ladi.

Muftalarni $M_P = K \cdot M \le M_{tabl}$ - momenti asosida tanlab olinadi.

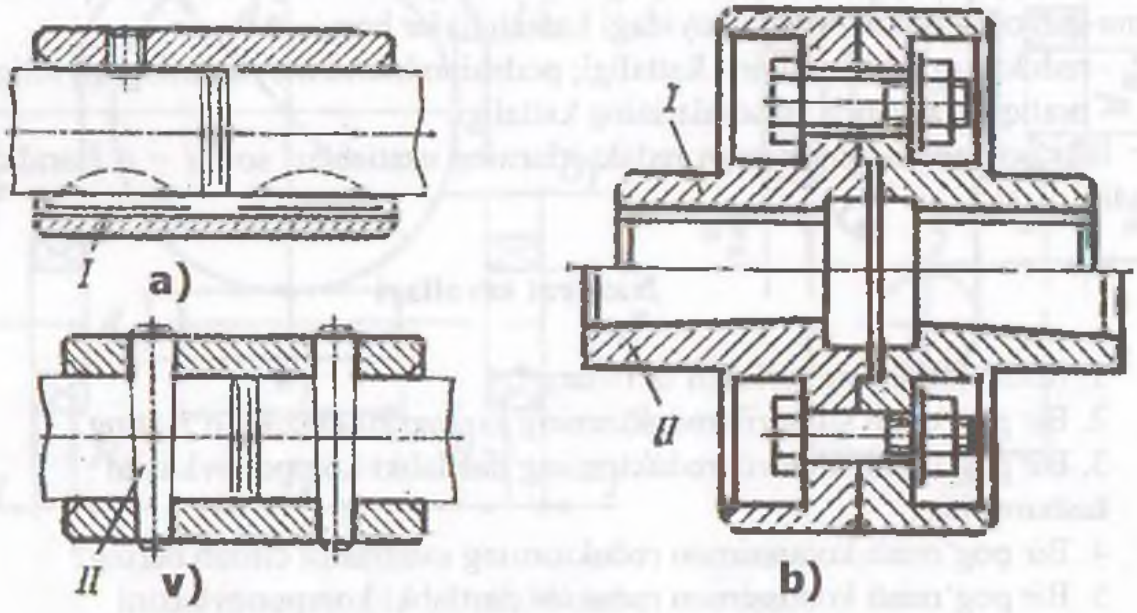
bu yerda:

$M = \frac{N}{\omega}$ - valdagi nominal moment;

$K = 1,1...2,5$ ishlash rejimining koeffitsienti (katta qiymat zarb ta’sirida olinadi).

Muftalar 4 ta sinfga bo'linadi. Mashinaning ishlash jarayonida detallari ajralmas, boshqariladigan, boshqarilmaydigan mustaqil ishladigan va boshqalar.

Muftalarning sinflari quyidagi tarkibga bo'linadi: mexanik, gidravlik, elektromagnitli, bikr, kompensatsiyali, elastik, muhofazali; shakliga ko'ra friksion, ajraluvchan, ajralmas; konstruktiv bajarilishiga ko'ratishli, kulachokli, sharikli, friksion.



3.32-rasm. Bikr muftalar: ajralmas (a-v) vtulkali; ajraluvchan-b.

Bikr muftalar – o'qlari tutashadigan vallarni biriktirish uchun ishlatiladi. Bikr muftalar bilan biriktirilgan vallar bir butun detal kabi ishlaydi, shuning uchun muftga burovchi moment bilan birga eguvchi moment bo'ylama va ko'ndalang kuchlar ta'sirida ham bo'ladi. Ushbu muftalarning oddiysi vtulkali mufta. Vtulkali muftalarda burovchi moment shponna yoki shtift vositasida uzatiladi. Bu muftalarning asosiy kamchiligi, vallarni aniqlik bilan joylashtirish, ularni ajratishda vallarni o'q bo'ylab siljitish. Flanesli muftalar bikr muftalarning eng ko'p tarqalgani hisoblanadi. Bu muftalar uchun vallarning diametri 12...220 *mm*, aylantiruvchi moment 8...45000 *Nm*.

Tishli muftalar ikkita 1 va 3 yarim muftalardan tashkil topgan tashqi tish va 2 ajraluvchan obyomli ikki qatorli ichki tashdan tashkil topgan (3.33-rasm).

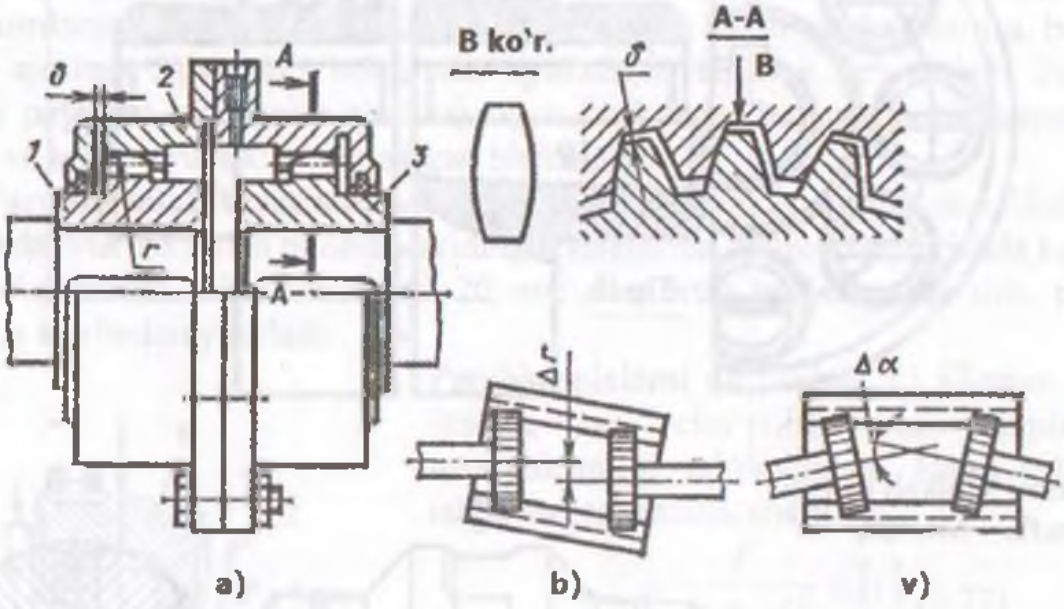
Mufta vallarni 1-8 *mm* bo'ylama, 0,2 ...0,6 *mm* radial va $\Delta\alpha = 1^0$ burchakli siljishiga imkon beradi. Tishli muftaning detallari st 40, st 45 va 40X po'latlardan tayyorlanadi. Vtulka tishlarining qattiqligi termik ishlov berishda *NRS 40-45* oboymaning tishlari uchun *NV 350* tashkil etadi. Tishlarning yeyilishini kamaytrish uchun va zarb ta'sirini oboymaga kamaytirish uchun moylovchi material – nigrol-L, avtotraktor nigroli quyiladi. Tishli muftalar d = 40...180 *mm* diametri val va M_r=0,07...50 *kNm* momentlar oralig'ida standartlashgan. Tishli muftalar egilishga mustahkamlik shartini qanoatlantirishi lozim.

$$\sigma_{sm} = \frac{K \cdot M}{0{,}9 \cdot d^2 b \cdot} \le [\sigma]_{sm}$$

bu yerda: M - uzatilayotgan moment, *Nm*;

$d = m \cdot z$ –aylana bo'luvchi diametri, *mm*; m- ilashma moduli, *mm*.

$[\sigma]_{sm} = 12....15 MPa$ - ruxsat etilgan solishtirma bosim.



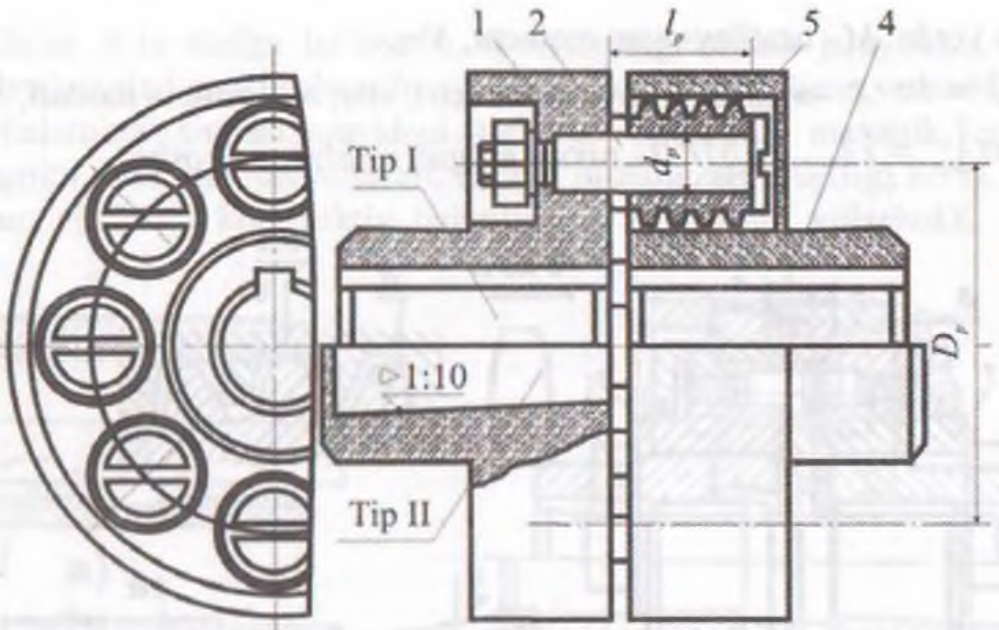
3.33-rasm.

Tishli muftalar statsionar va transport mashinalarida keng qo'llanilmoqda. Yuqori yuk ko'tarish qobiliyati, katta diapzonda burchak tezlik va momentni, uzatish mumkinligini bir vaqtda ko'plab tishli ilashma yordamida bu muftalarning afzalligidir.

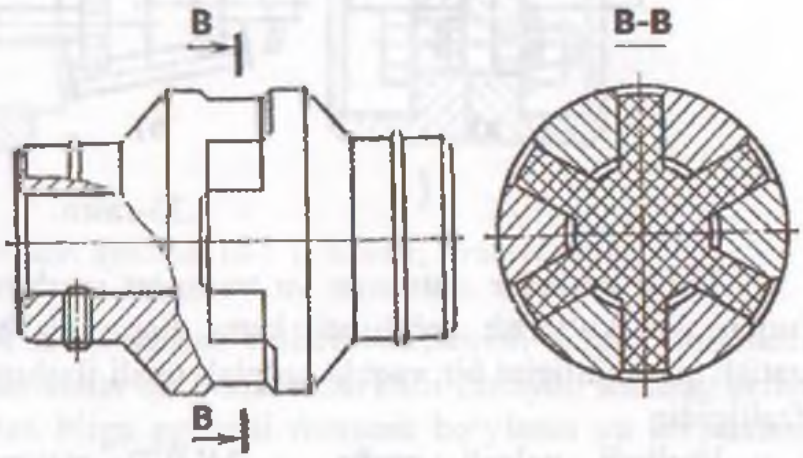
Vtulkali palesli mufta – MUVP elektrodvigateldan harakat olish qurilmalarida keng tarqalgan. MUVP ikkita (1 va 4) yarim muftalardan, konussimon paleslardan tashkil topgan. Moment rezbali, rezinali vtulka-3 yordamida paleslar vositasida bir yarim muftadan ikkinchisiga uzatiladi. Konstruksiyasi oddiy, elastik elementlarni almashtirish oson, o'lchami va massasi kichik. MUVP-vallarni $\Delta r = 0{,}2...0{,}5 мм$; $\Delta l = 1...5$ *mm* va $\Delta\alpha = 1^0$ siljish imkonini beradi. Δr va $\Delta\alpha$ ortishi bilan elastik elementlarda yeyilishi ko'payib ketadi va paleslar o'rtasida yuklanishning notekis taisimlanishi asosida ko'ndalang kuch $\frac{2M}{d_n}$ ga nisbatan 25 % oshadi. Paleslar va elastik elemenlar o'rtasidagi bosim $P = \frac{8M}{\pi \cdot z \cdot \ell_n D_n} \le [P]$ - MUVP ni ishlash qobiliyatini aniqlaydi.

Bu yerda z - paleslar soni; $[P] = 3{,}5 МПа$ - ruxsat etilgan bosim.

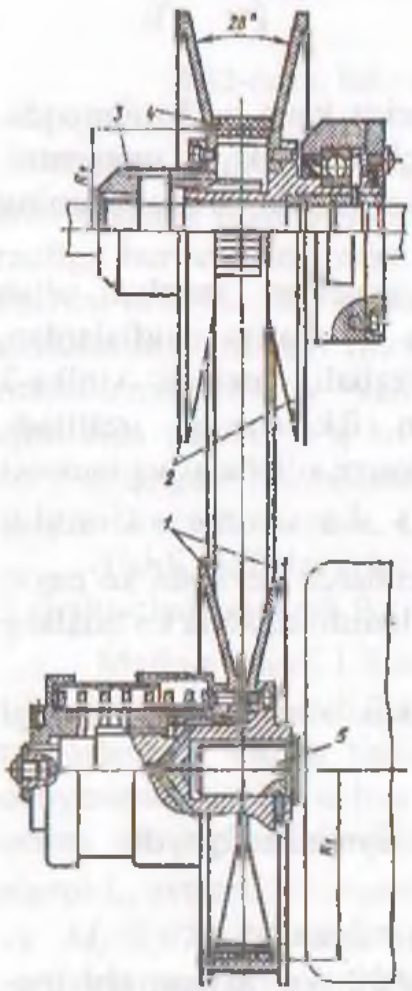
MUVP-standart 9-160 *mm* diametr va 6,3 ...16000 *Nm* aylanuvchi momentga mo'ljallangan. Rezina yulduzchali elastik mufta (3.35-rasm) MUVP ga nisbatan 12...48 *mm* diametr va 6,3 ...400 *Nm* momentga mo'ljallangan, tez yurar vallar va katta bikrli plitalarning birikmasida ishlatiladi.



3.34-rasm. Vtulkali palesli mufta – MUVP.



3.35-rasm.



3.36-rasm.

Variatorlar

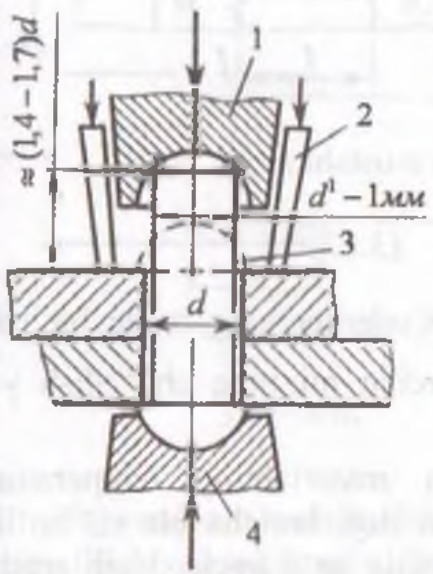
Transport mashinalari, texnologik mashinalar, manikulyator, sanoat robotlari, konveyrlarda ishlov beruvchi ob'ekt xossasining o'zgarishi asosida tezlikni nazorat etish lozim bo'ladi.

Yetaklovchi valning o'zgarmas tezligida yetaklanuvchi val burchak tezligini pog'onasiz o'zgartirish uchun xizmat qiladigan mexanik qurilma variator deyiladi (3.36-rasm).

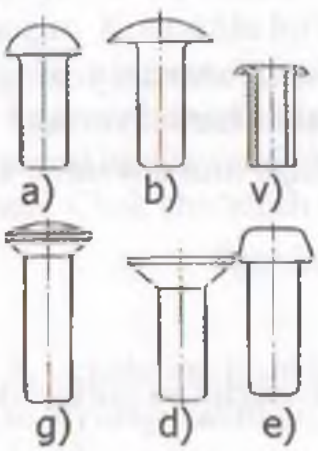
Mashinasozlikda quyidagi variatorlar ishlatiladi: ishlash prinsipiga ko'ra friksion, elastik bog'lanishli (tasmali va zanjirli). Tasmali variatorlar murakkab emas, universal, ta'mirlash oson, ekspluatatsiyasi ishonchli. FIK=0,8 ...0,85 yassi va ponasimon tasmali variatorlar mavjud. Ishlash jarayonida R_1 va R_2 radiuslar o'zgaradi, natijada uzatish soni o'zgaradi.

Mashinalar uzellardan, uzellar esa o'z navbatida detallardan tuzilgan. Detallardan uzellar, uzellardan esa mashinalar, birikmalar vositasida yig'iladi. Birikmalar ajralmaydigan va ajraladigan turlarga bo'linadi. Agar uzellarni yoki mashinani ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa, bunday birikma ajralmaydigan, aks holda esa ajraladigan birikma deb ataladi. Parchin mixli va payvand birikmalar ajralmaydigan birikmalar bo'lsa, ponali, shponkali, shlitsali va boltli birikmalar ajraladigan birikmalar.

Parchin mixli birikmalar. Parchin mixli birikmalar samolyotsozlikda, kemasozlikda, yuk ko'tarish mashinalarining fermalarida, ko'priklar qurishda ko'plab ishlatiladi. Parchin mixlar diametri 20 *mm* dan ortiq bo'lmaganda mis, po'lat, alyuminiy simlardan yasaladi.



1-puanso; 2-qisqich;
3-parchin mix; 4-opravka.



Parchin mixlarning yasalishi va turlari: *a-b-v*) yarim aylanali boshli; *g-d*) potay boshli va *e*) yassi boshli.

Parchin mixlarni qirqilishga, (3.37-rasm,) ezilishga, va cho'zilish yoki siqilishga mustahkamligi ta'minlanishi lozim. Qirqilishga mustahkamlik sharti:

$$\tau_{max} = \frac{F}{n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \le [\tau] \quad (3.77)$$

Bu yerda: F - kesuvchi kuch; n- parchin mixlar soni; d - parchin mixning diametri; $[\tau]$ - parchin mixni qirqilishga ruxsat etilgan kuchlanishi.

Mustahkamlik shartdan parchin mixlar soni:

$$n \ge \frac{4F}{\pi \cdot d^2 [\tau]} \quad (3.78)$$

Yoki uning diametri topiladi:

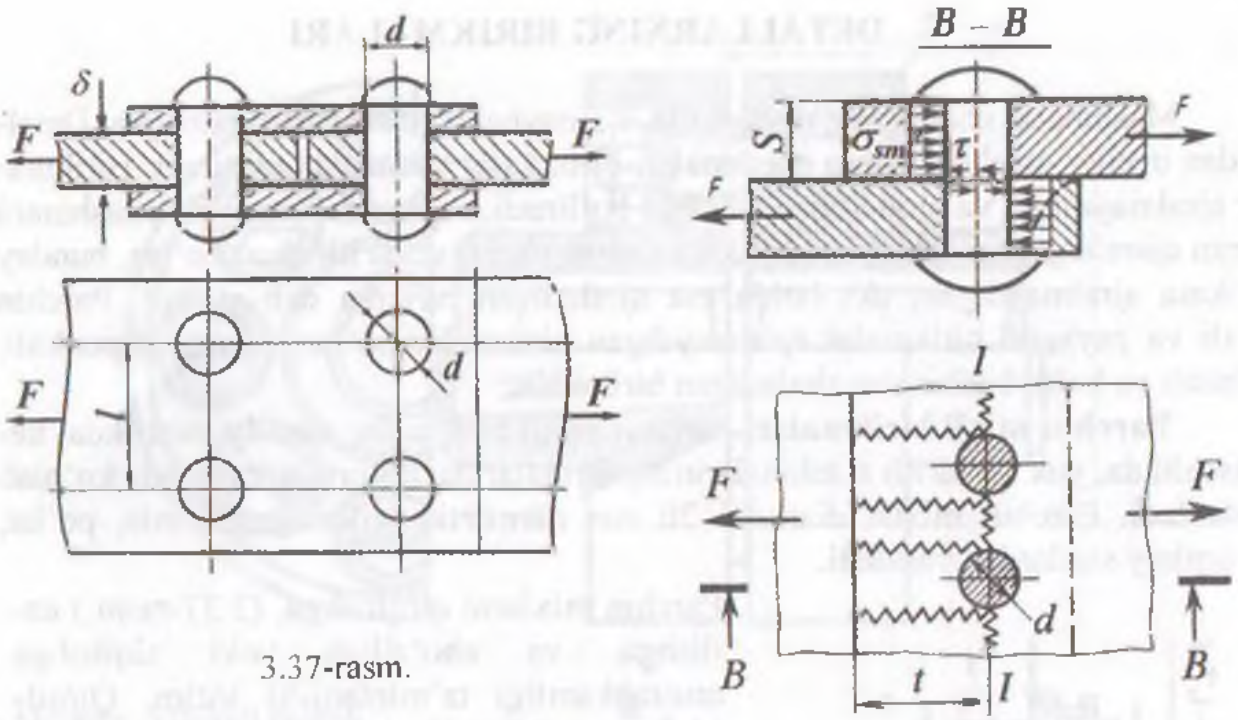
$$d \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot n \cdot [\tau]}} \quad (3.79)$$

Parchin mixli birikmani ezilishga mustahkamlik sharti:

$$\sigma_c = \frac{F}{n \cdot d \cdot \delta_1} \le [\sigma_c] \quad (3.80),$$

bu yerda $[\sigma_{э3}]$ parchin mixni ezilishga ruxsat etilgan normal kuchlanishi va b birikma tarkibidagi ulanuvchi elementning eni. Ezilish shartidan parchin mixlar sonini topamiz:

$$n \ge \frac{F}{d\delta[\sigma_c]}. \quad (3.81)$$



3.37-rasm.

Parchin mixli birikmaning cho'zilish yoki siqilishga mustahkamlik sharti:

$$\sigma = \frac{F}{t(b_0 - md)} \le [\sigma] \qquad (3.82)$$

bu yerda: m - birikma tarkibidagi ulanuvchi elementning enida bir qator bo'ylab joylashgan parchin mixlar soni, $[\sigma]$-parchin mixning cho'zilish yoki siqilishga ruxsat etilgan normal kuchlanishi.

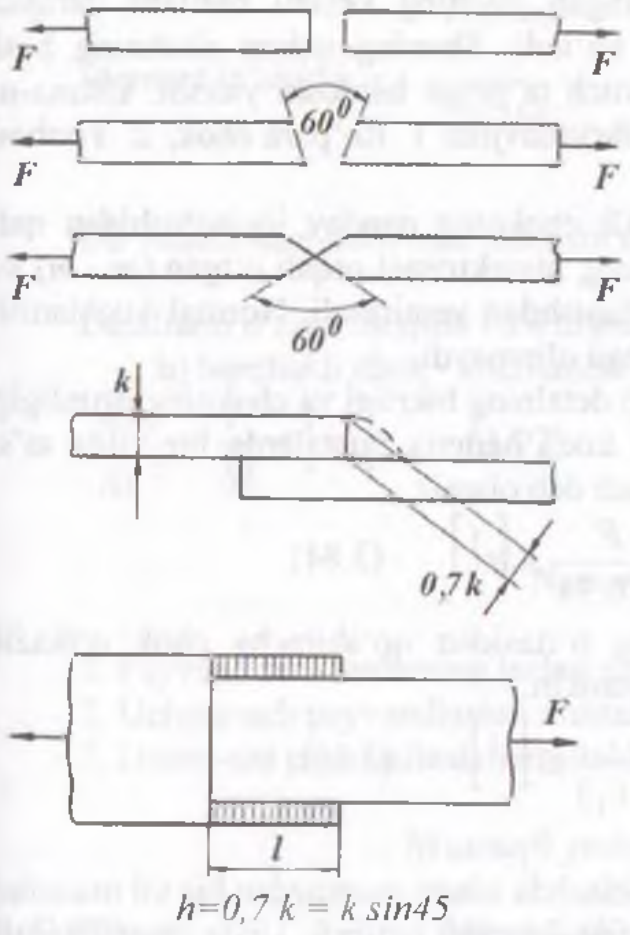
Parchin mixni tanlashda biriktirilayotgan materialning temperaturasi ta'sirida o'zgarish darajasi material va mix uchun iloji boricha bir xil bo'lishi kerak. Aks holda temperatura o'zgarishi bilan chokda qo'shimcha kuchlanishlar paydo bo'ladi.

Nazorat savollari

1. Parchin mixli birikmaning qirqilishga mustahkamlik shartini yozing?
2. Parchin mixli birikmaning ezilishga mutsahkamlik shartini yozing?
3. Parchin mixli birikmaning cho'zilish va siqilishga mustahkamlik shartini yozing?
4. Parchin mixlar sonini hisoblash tartibini tushuntiring?

Payvand birikmalar. Payvand birikmalar mashinasozlik va qurilishda keng qo'llaniladi. Afzalligi:

1) kam mehnat talab qilib, metalni tejaydi (teshik ochilmaydi);
2) korpus detallarini tayyorlashda quymadan ko'ra payvandlab tayyorlansa 30-40% metall tejaladi, qolip tayyorlashga ko'p mehant va mablag' kerak.



3.38-rasm.

8 *mm* gacha

16 *mm* gacha

40 *mm* gacha

Kamchiligi: Materiallarning termik deformatsiyalanishi va hamma materiallarni ham payvandlab bo'lmasligidir. Elektr energiyasidan va gaz alangasidan foydalanib payvandlash usullari mavjud. Eng ko'p elektr energiyasidan foydalanib payvandlanadi. Bu usul qulay, tejamli bo'lib uni avtomatlashtirish mumkin. Natijada ish unumdorligi 20% ga oshib, sifatli chok olinadi.

Elektr energiyasidan foydalanib payvandlash ikki turga bo'linadi.

1. Elektr yoyi yordamida payvandlash. Bunda ulanadigan joy elektr yoyi vositasida qizdirilib va unga payvandlash metalli suyuqlantirilib tushiriladi.

Payvandlash metalli elektrod bo'lib, u yuziga shisha va bur surkalgan metall sterjen. Elektrod tok manbaining bir qutbiga, metall esa ikkinchi qutbiga ulanadi.

2. Kontaktlab payvandlash: bu usul ulanadigan detallardan kuchi bir necha ming amper bo'lgan elektr toki o'tkazilganda ularning bir-biriga tegib turgan (kontaktda) joyida qarshilik yuqori bo'lganligidan katta issiqlik hosil bo'lishiga asoslangan. Kontaktda bo'lgan joy plastik holatga keladi yoki suyuqlanadi. Bunda detallar bir-biriga ma'lum kuch bilan siqilsa payvand chok hosil bo'ladi.

Payvandlash vositasida detallarni uchma-uch, ustma-ust va burchak ostida ulash mumkin. Payvand choklar shakliga qarab uchma-uch va burchakli choklarga bo'linadi. Chok cho'zilish va siqilishga hisoblanadi.

$$\sigma = \frac{P}{\ell S} \le \left[\sigma^{1}\right] \quad (3.83)$$

ℓ - chokning hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi; S - listning payvand qilingan joyidagi qalinligi;

$\left[\sigma^{1}\right]$ - chokning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

Ustma-ust birikmalar (3.30-rasm). Ustma-ust birikmada chokning ko'ndalang kesimi uchburchak shaklida bo'ladi va burchakli yoki valiksimon chok deb ataladi. Burchakli chokning shakli normal, botiq va qabariq bo'lishi mumkin.

Chok qabariq bo‘lganda detalning ulangan joyining kesimi sezilarli darajada o‘zgarib qo‘shimcha kuchlanish hosil bo‘ladi. Shuning uchun chokning botiq bo‘lgani ma’qul. Uning o‘zgaruvchan kuch ta’siriga bardoshi yaxshi. Ustma-ust payvandlashda choklarning quyidagi turlari mavjud: 1. Ro‘para chok, 2. Yonbosh chok, 3. Qiyshiq chok.

Tajribalar ko‘rsatishicha, burchakli chokning qanday joylashishidan qat’i nazar, ular uchburchak to‘g‘ri burchagining bissektrisasi orqali o‘tgan (m - m) kesim bo‘ylab ta’sir etuvchi urinma kuchlanishdan yemiriladi. Normal kuchlanishning qiymati kichik bo‘lgani uchun hisobga olinmaydi.

Yonbosh chokning mustahkamligi detalning bikrligi va chokning uzunligiga bog‘lik. Hamma choklarni hisoblashda kuch hamma nuqtalarda bir xilda ta’sir etadi, kuchlanish esa bir xilda taqsimlanadi deb olamiz.

Unda urinma kuchlanish: $$\tau = \frac{F}{2\ell 0{,}7k} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.84)$$

Agar shart bajarilmasa detalning o‘rtasidan qo‘shimcha chok o‘tkazib, birikmaning mustahkamligini oshirish mumkin.

$$\tau = \frac{F}{2k(0{,}7\ell_{\ell M} + \ell_1)} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.85)$$

Har xil uzunlikdagi choklarni hisoblashda ularni markazdan bir xil masofada joylashganini hisobga olib $e = e_1$ chokning uzunligi topiladi. Unda mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{F}{0{,}7k(\ell_1 + \ell_2)} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.86)$$

Agar yonbosh chokka moment ta’sir qilsa chokning kuchlanishi quyidagicha bo‘ladi: $\tau = \frac{M}{W_\rho}$; chok yemiriladigan kesimning buralishga bo‘lgan qarshilik momenti $W_\rho = 0{,}7 \cdot K \cdot \ell \cdot b$ chok kesimining shakliga bog‘liq.

Ro‘para chokda normal va urinma kuchlanishlar yuzaga keladi. Lekin normal kuchlanish kichik bo‘lgani uchun u yonbosh chokdagi kabi hisoblanadi. Bitta ro‘para chok bo‘lsa:

$$\tau = \frac{F}{0{,}7k\ell} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.87)$$

Ikkita ro‘para chok bo‘lsa (ya’ni ustma-ust qo‘yilgan listlar ham ustidan, ham ostidan payvandlangan bo‘lsa): $$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0{,}7k\ell} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.88)$$

Agar ro‘para yoki yonbosh chok ishlatilgan bo‘lsa kuchlanish:

$$\tau_P = \frac{F}{0{,}7k(2\ell_{\ell M} + \ell_P)} \le \left[\tau^1\right] \qquad (3.89)$$

Moment ta'sirida: $\tau_P = \dfrac{M}{0{,}7k\ell_{\ell M} + \ell_P + 0{,}117K\ell_P} \le \left[\tau^1\right]$ (3.90)

Bir vaqtda ham kuch ham moment ta'sir etsa : $\tau = \tau_m + \tau_P \le \left[\tau^1\right]$ (3.91)

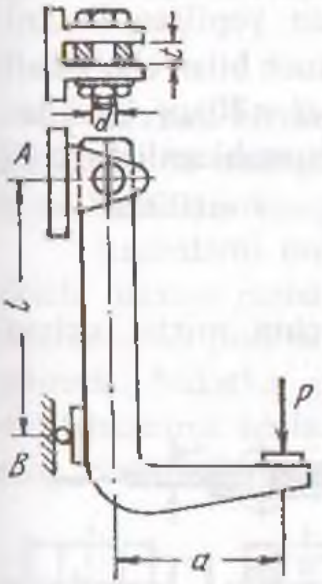
Detallarni o'zaro tik qilib biriktirganda: a) uchma-uch chok;
b) burchakli chok - kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma = \frac{6M}{S\ell^2} + \frac{F}{S\ell} \le \left[\sigma^1\right] \quad (3.92) \qquad \tau = \frac{6M}{1{,}4k\ell^2} + \frac{F}{1{,}4k\ell} \le \left[\tau^1\right] \quad (3.93)$$

Nazorat savollari

1. Payvand birikmalarning turlari va payvandlash usullarini tushuntiring?
2. Uchma-uch payvandlashni mustahkamlikka hisoblashni tushuntiring?
3. Ustma-ust payvandlashni mustahkamlikka hisoblash tushuntiring?

Mustaqil yechish uchun misollar



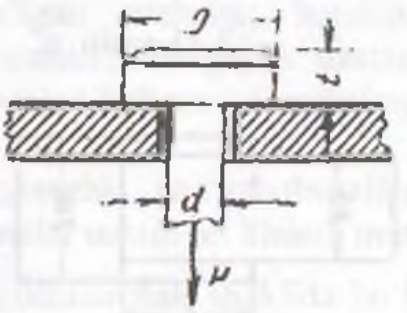
3.38-rasm.

Misol-1. Kuch R =120 kN bilan yuklangan tirsakli richagni A nuqtada sharnirli po'lat bolt va V nuqtada rolikli tayanch tutib turadi. Po'lat uchun ruxsat etiladigan qirqish va ezish kuchlanishlari $[\tau] = 120MPa$ va $[\sigma_{,}] = 250MPa$ bo'lsa, boltning zarur diametrini aniqlang. Richag tayanchlari orasidagi masofa $l = 75$ sm, o'lcham $a = 50sm$, qalinlik $t = 3sm$ (3.38-rasm).

Ko'rsatma. Boltga tushadigan bosimni richagning muvozanatlik shartidan kelib chiqib A nuqtadagi to'liq reaksiya sifatida aniqlang.

Javob: $d = 2{,}8sm$.

Misol-2. Cho'zilishga ishlaydigan $d = 100$мм diametrli bolt kallagi listga tayanib turibdi. Agar bolt kesimidagi cho'zuvchi kuchlanish $\sigma = 100MPa$, kallak tayangan yuzadagi ezish kuchlanishi $\sigma_{,} = 400MPa$ va kallakni qirqish kuchlanishi $\tau = 50MPa$ bo'lsa,kallak diametri D ni va balandligi t ni aniqlang (3.39-rasmga qarang).

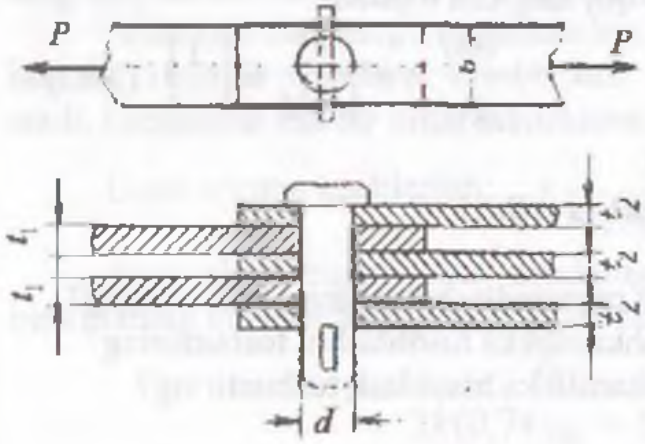


3.39-rasm.

Javob: $D = 187$мм; $t = 50$мм.

Misol-3. Boltli birikmaning po'lat valigi orqali kuch $R = 480\ kN$ uzatiladi (3.40-rasm). Valikning qirqish va ezilishga mustahkamlik shartlaridan, shuningdek listlarning cho'zilishga mustahkamlik shartidan kelib chiqib valikning zarur diametrini va listlar kesimining o'lchamlari (b, t_1 va t_2) ni aniqlang. Po'lat uchun ruxsat etiladigan kuchlanishlar: cho'zilishga $[\sigma] = 160MPa$; qirqilishga $[\tau] = 95MPa$ va ezilishga $[\sigma_e] = 250MPa$.

Javob: $d = 40мм;\ b = 102{,}5мм;\quad t_1 = 24мм; t_2 = 16мм.$



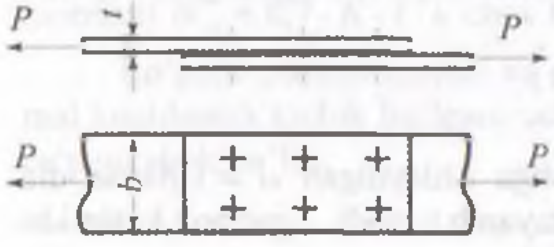
3.40-rasm.

Misol-4. Qalinligi $t = 10мм$ bo'lgan ikki list diametri $d = 20мм$ li oltita parchin mix bilan usima-ust biriktirilgan (3.41-rasm, a -ga qarang). Agar ruxsat etiladigan kuchlanishlar: cho'zilishga $[\sigma] = 160MPa$, qirqishga $\tau = 120MPa$ va ezilishga $\sigma_e = 320MPa$ bo'lsa, ruxsat etiladigan cho'zuvchi kuchlar R ni va listning zarur eni b ni aniqlang.

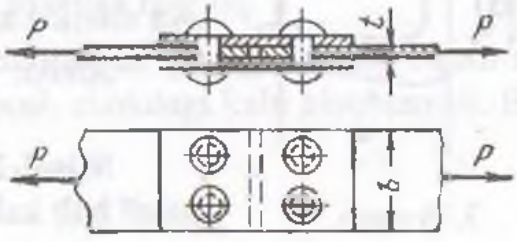
Javob: $P = 22{,}6кN, b = 180мм$.

Misol-5. Qalinligi $t = 10мм$ li ikki ust qo'yma bilan yopilgan kesimi 10×150 *mm* bo'lgan ikki listning tutashgan joyi $R = 125\ kN$ kuch bilan cho'ziladi (3.41-rasm, b). Agar tutashuv joyining har tomonida diametri $d = 20мм$ li ikkitadan parchin mix qo'yilgan bo'lsa, parchin mixli birikmaning mustahkamligini tekshiring. Ruxsat etilgan kuchlanishlar: $[\sigma] = 160MPa$, $\tau = 100MPa$, $\sigma_e = 320MPa$.

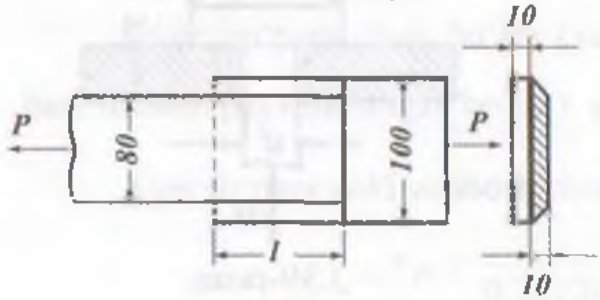
Javob: List uchun $\sigma_{max} = 114MPa < 160MPa$. Parchin mixlar uchun $\tau = 99{,}6MPa < 100MPa$, $\sigma_e = 312MPa < 320MPa$.



3.41-rasm, a.



3.41-rasm, b.



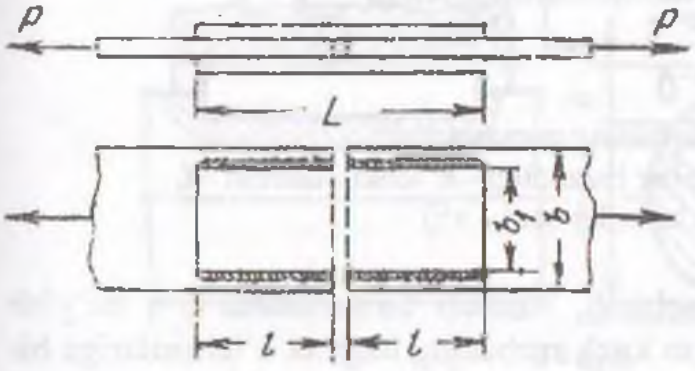
3.42-rasm.

Misol-6. Kesimi $10x10мм$ va $100x100мм$ bo'lgan ikki polosani ustma-ust biriktirish uchun mo'ljallangan yon choklarning zarur uzunligini aniqlag (3.42-rasm). Polosalarni bo'ylama kuchlar cho'zishga intiladi. Ruxsat etiladigan kuchlanishlar:

polosalarni cho'zishga $[\sigma]=160MPa$; choklarni qirqishga $[\tau]=90MPa$, har bir chokning boshi va oxirida 5 *mm* dan payvandlanmay qolgan joy bo'lishi mumkinligini hisobga oling $(l=l_{his}+25mm)$.

Javob: $l_x=10{,}2$ *sm;* $l=11{,}2$ *sm*

Misol-7. Ikkita ustqo'yma bilan yopilgan ikki listning tutashgan joyi $P=240\kappa H$ kuch bilan cho'ziladi (3.43-rasm).



3.43-rasm.

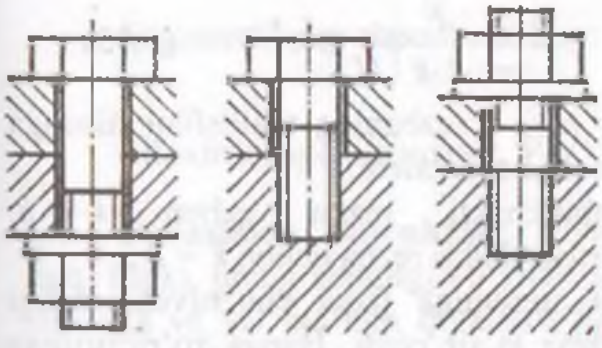
Agar listlarning qalinligi $\delta=10.мм$, ustqo'ymalarning qalinligi $\delta_1=8$ *mm,* choklarning qirqimiga ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau]=100MPa$ bo'lsa, ustqo'ymalarning biriktirish uchun zarur yon choklarning uzunligini aniqlang.

Har bir chokning faqat bir uchidagi 5 *mm* uzunlikda payvandlanmay qolgan joyni hisobga oling.

Javob: l=112 *mm.*

Rezbali birikmalar. Rezbali birikmalar jumlasiga vintlar, boltlar, gaykalar, shpilkalar va boshqalar kiradi. Bunday birikmalarning mahkamlovchi asosiy elementi rezba hisoblanadi (3.44-rasm, a).

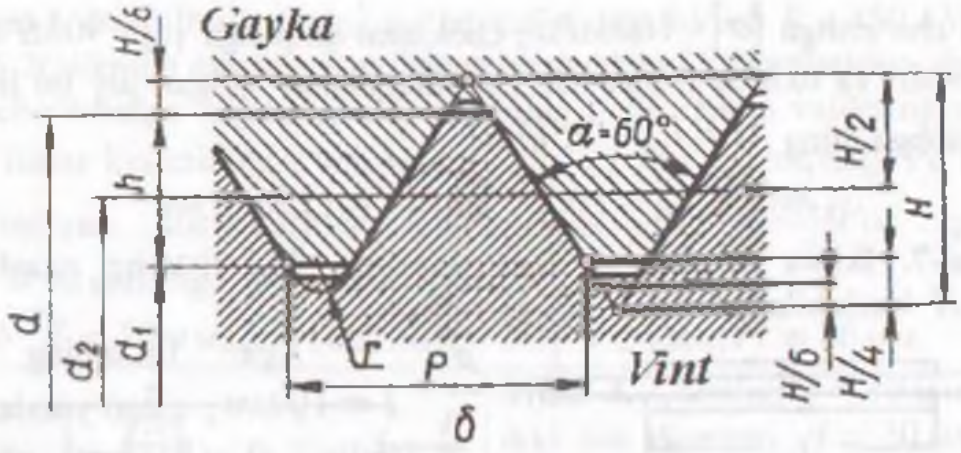
Rezbalarni metchiklar yoki plashkalar vositasida qo'lda, shuningdek keskich, maxsus rezba qirquvchi kallaklar yoki frezalalr bilan stanoklarda qirqish mumkin. Ko'plab ishlab chiqarishda rezbalar rezbanakatlash stanoklarida nakatka qilinadi. Nakatka qilingan rezba keskich bilan qirqilgan rezbaga qaraganda mustahkamrok bo'ladi, chunki nakatka qilish jarayonida bolt zagotovkasi metalining tolalari qirqilmaydi, rezbaning tashqi sirti esa puxtalanadi.



3-44-rasm, a.

Vazifasiga qarab rezbalar detallarni mahkamlashda foydalaniladigan mahkamlash rezbalari va ularning birikmalarida germetiklik hosil qilish uchun xizmat qiladigan rezbalar; harakatni uzatishda, masalan, vint-gayka uzatmalarida foydalaniladigan rezbalarga bo'linadi.

Mashinasozlik va asbobsozlikda rezbali birikmalar uchun bir kirimli metrik mahkamlash rezbalari ishlatiladi, ularning profili uchburchak shaklida bo'lib, uchidagi burchagi $\alpha=60^0$. Dyuymli rezbalar ham mavjud ($\alpha=55^0$).

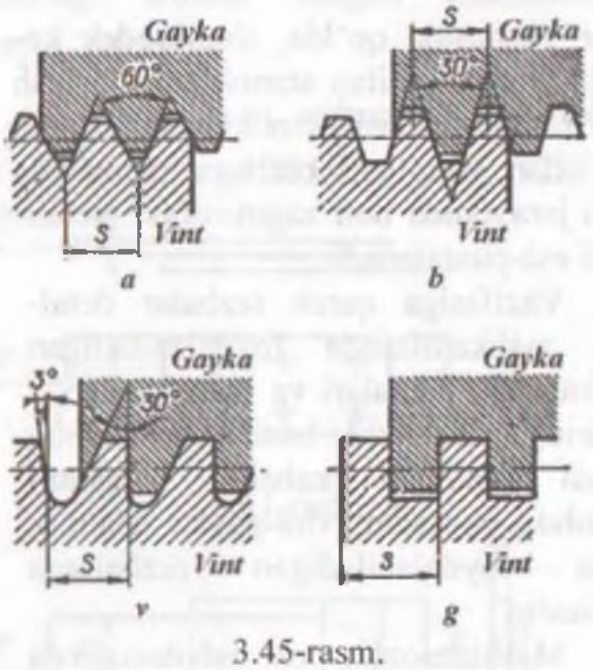


3.44-rasm. b. Rezbaning parametrlari:
tashqi diametri -d ; uchburchakning balandligi –h, ichki diametri -d_1 ;
qadami - S ; kirimlar soni - n :

Rezbaning mustahkamligini hisoblash. Rezbali birikmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini cho'zadigan kuch rezbaning hamma o'lchamlariga bir xilda ta'sir etmaydi. Jukovskiy tajribalariga ko'ra buning sababi o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchdan vintdagi rezbaning bir tomonga, gaykadagi rezbaning qarama-qarshi tomonga deformatsiyalanishidir.

Bundan tashqari kuchning taqsimlanishiga gaykaning aniqlik darajasi ham katta rol o'ynaydi. Shuning uchun rezbani mustahkamligini hisoblashda kuch vint o'ramlari orasida bir xilda taqsimlanadi deb qabul qilamiz va rezba ish sirtining ezilishi va kesilishini hisoblaymiz.

Rezbani ezilishga mustahkamligi: $$\sigma_{ee} = \frac{P}{z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot h} \le [\sigma_{ee}] \qquad (3.94)$$



3.45-rasm.

$Z = H/S$ - rezba o'ramlari soni.
N - rezbaning balandligi.
Rezbaning kesilishi

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot k \cdot H} \le [\tau]$$

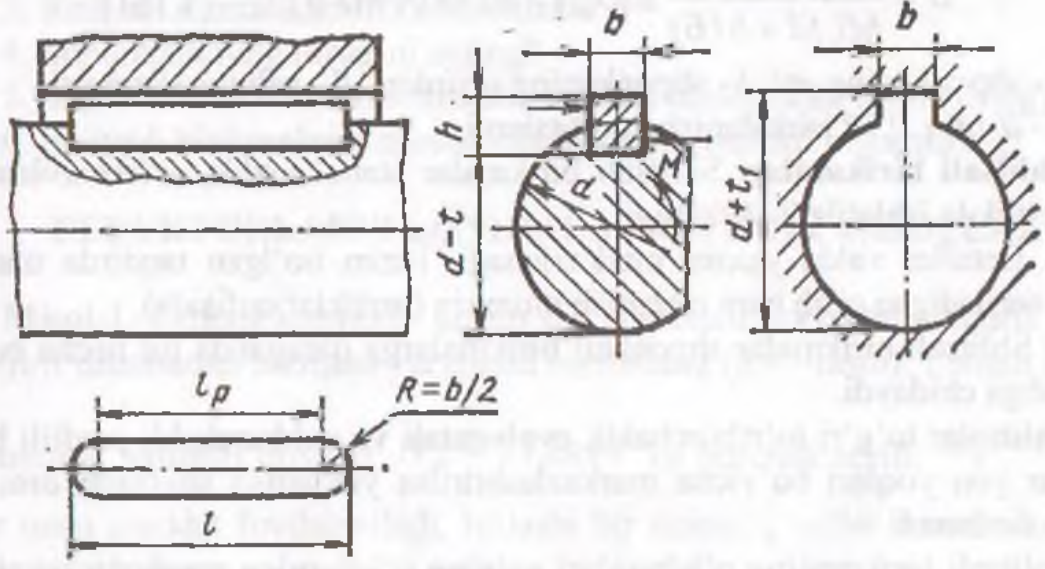
vint va gayka uchun

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot k \cdot H} \le [\tau] \qquad (3.95)$$

$k = av/s$ - rezbaning tuzilishini hisobga oluvchi koeffitsient.
Uchburchakli rezba uchun $k=0,8$.
To'rtburchakli rezba uchun $k = 0,5$.
Bolt sterjeniga faqat cho'zuvchi tashqi kuchlar ta'sir etadi. Bunga zo'riqtirilgan holda osib qo'yilgan ilgak misol bo'ladi.

Uning rezbali qismi tashqi R kuch ta'siridan cho'zilishga hisobiy diametri bo'yicha tekshiriladi: $$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d^2} \le [\sigma], \qquad (3.96)$$

Shponkali birikmalar. Shponkali birikmalar - aylanuvchi detallarni yig'ishda ishlatiladi. Ularni yig'ish va bo'laklarga ajratish oson. Val yoki o'qda shponka uchun mo'ljallangan o'yiq bo'lishi birikmaning asosiy kamchiligidir, chunki bunday o'yiq val yoki o'q ko'ndalang kesimini zaiflashtiradi, natijada mustahkamlik pasayadi. Zo'riqtirilgan birikmalarda esa prizmatik shponkalar ishlatiladi. Prizmatik shponka kesimi to'g'ri to'rtburchak. Bunday birikmani tayyorlashda shponkani va o'yiqni aniq tayyorlash kerak, chunki shponka burovchi momenti yon yoqlari bilan uzatiladi.



3.46-rasm.

Valdan g'ildirak go'pchagiga burovchi moment uzatishda shponka yon yoqlarining ezilishi hamda val bilan go'pchakning urinish chizig'idan kesilishi mumkin. Bunda hosil bo'ladigan kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{ee} = \frac{4T}{dh_2\ell_X} \le [\sigma_{ee}] \text{ (3.97) va } \tau = \frac{2T}{db\ell_X} \le [\tau] \qquad (3.98)$$

h - shponkaning ko'ndalang kesimi balandligi; l_X - shponkaning hisobiy uzunligi; d - valning diametri; T - burovchi moment; b - shponkaning eni.

Shponkaning o'lchami val diametriga qarab tanlanadi. Uzunligi $\ell = (0{,}8...0{,}9)\ \ell_{.}$.

Segmentsimon shponka uchun: $\sigma_c = \frac{2T}{d\ell d} \le [\sigma_c]$ (3.99)

Silindrik shponka uchun: $\sigma_s = \frac{4T}{d_y\ell d} \le [\sigma_s]$ (3.100)

Ponasimon shponkalar. Ponasimon shponkaning prizmatik shponkadan farqi shuki, uning kengligi bo'yicha tomoni biroz (1:100) qiya bo'ladi. Ponasimon shponka va val ma'lum qiyalikda tayyorlanadi. Shponkani zarb bilan kiritganda uning ustki va ostki yoqlari o'yiqqa ma'lum tig'izlik bilan o'rnatiladi. Yon yoqlari esa urinmay turadi. Burovchi moment shponkaning ustki va ostki yoqlarida tig'izlikdan hosil bo'lgan ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi. Demak birikma yuklanishsiz bo'lganda ham shponkaning ustki va ostki yoqlarida ham kuchlanish

bo‘ladi. Birikmaga T moment ta’sir etuvchi valning muvozanat shartini ko‘ramiz va kuchlanishlarni teng ta’sir etuvchi σ_1 va σ_2 bilan almashtiramiz. Burovchi moment valni aylantirishga intiladi ishqalanish kuchining $F = Nf$ hamda shponkaning qisilishi aks ta’sir ko‘rsatadi. Shponkaning qisilishi natijasida chap yog‘iga qo‘shimcha yuklanish tushib o‘ng tomoni bo‘shashadi. Shuning uchun epyura uchburchak N kuch qo‘yilgan nuqtadan (1/6) b masofada joylashgan.

$$\sigma = \frac{2T}{b\ell(fd + b/6)} \le [\sigma_{ee}] = 80 \div 100 MPa \qquad (3.101)$$

b - shponkaning eni; l - shponkaning uzunligi; d - valning diametri.

f - *0,13 + 0,18* ishkalanish koeffitsienti.

Shlitsali birikmalar. Shlitsali birikmalar stanoksozlik, avtomobilsozlik va traktorsozlikda ishlatiladi. Afzalligi:

1. Detallar valda yaxshi markazlanadi, lozim bo‘lgan taqdirda ularni val bo‘ylab suriladigan qilib ham o‘rnatish mumkin (tezliklar qutisida).

2. Shlitsali birikmalar shponkali birikmalarga qaraganda bir necha bor ortiq yuklanishga chidaydi.

Shlitsalar to‘g‘ri to‘rtburchakli, evolventali va uchburchakli profilli bo‘ladi. Shlitsalar yon yoqlari bo‘yicha markazlashtirilsa yuklanish shlitsalar orasida bir xilda taksimlanadi.

Shlitsali birikmaning o‘lchamlari valning o‘lchamiga qarab davlat standarti jadvallaridan tanlab olinadi. Ishlash jarayonida shlitsalarning yon yoqlarida ezuvchi, asosida esa kesuvchi kuchlanishlar hosil bo‘ladi. Standartda belgilangan profilli shlitsalar uchun ezuvchi kuchlanish asosiy hisoblanadi:

$$\sigma_s = \frac{T}{R_{ym} \cdot FZ\Psi} \le [\sigma_c] \qquad (3.102)$$

O‘rtacha radius $R_{ym} = \frac{D_b + b_a}{4}$ - (3.103)

A - shlitsa yon yog‘ining hisobiy yuzi. To‘rt burchakli shlitsalar uchun:

$$A = \left[\frac{D_b - d_a}{2} - (c + r)\right]\ell; \qquad (3.104)$$

Evolventa profilli shlitsalar uchun: $A \approx 0{,}8m\ell$

Uchburchak profili shlitsalar uchun: $A = \left(\frac{D_b - d_a}{2}\right)\ell$ (3.105)

l-shlitsaning ish sirtini uzunligi. f - shlitsalar soni

Ψ - yuklanishning shlitsalar orasida bir tekisda taqsimlanmasligini hisobga oluvchi koeffitsient (0,7 : 0,8). Shlitsalar uchun ruxsat etilgan kuchlanish ularni tashkil etuvchi detallarining termik ishlanganiga bog‘liq. Masalan: a) shlitsaning sirti termik ishlanmagan bo‘lsa: $[\sigma_{ee}]$ = 80...100 *mPa*. b) shlitsaning sirti termik ishlangan bo‘lsa: $[\sigma_{ee}]$ 100...140 *mPa*.

$$\sigma_{Eo} = \frac{6Th}{d\ell d^2} \le [\sigma_{Eo}] \qquad (3.106)$$

Nazorat savollari

1. Rezbali birikmalarning turlarini ayting?
2. Rezbaning geometriyasini tushuntiring?
3. Rezbani mustahkamlikka hisoblash?
4. Shponkalarning turlarini ayting?
5. Shponkali birikmalarni mustahkamlikka hisoblashni tushuntiring?
6. Shlitsali birikmalarni mustahkamlikka hisoblashni tushuntiring?

REDUKTORLARNI LOYIHALAShGA DOIR MISOLLAR

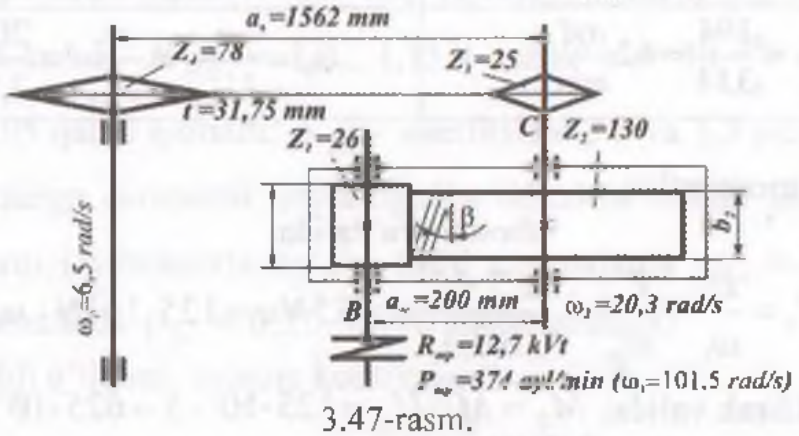
Misol-1. Lentali konveyer uchun bir pog'onali gorizotal silindrik reduktor va zanjirli uzatmadan tuzilgan yuritmani loyihalang (3.47-rasm). Lentali konveyer barabanining validagi quvvat $N_\delta = 11{,}1\kappa Vt$ va burchak tezlik $\omega_\delta = 6{,}5\frac{r}{s}$ reduktor uzoq muddat foydalaniladi, ishlashi bir smenali, vallar dumalash podshipniklariga o'rnatilgan.

Yechish: 1. Elektrodvigatelni tanlash va yuritmani kinematik hisoblash. Silindrik tishli g'ildirakning foydali ish koeffitsienti (f.i.k.) $\eta_1 = 0{,}98$; bir juft dumalash podshipnikalarda $\eta_2 = 0{,}99$; ochiq zanjirli uzatmaning (f.i.k.) $\eta_3 = 0{,}92$; baraban vali o'rnatilgan dumalash podshipnikalarning ketkizish koeffitsienti $\eta = 0{,}99$ (jadval-3.1).

Yuritmaning foydali ish koeffitsienti (f.i.k.).

$$\eta_{yM} = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0{,}98 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}99 = 0{,}875$$

Elektrodvigatelni talab etilgan quvvati: $P_{mp} = \frac{N_\delta}{\eta_{um}} = \frac{11{,}1}{0{,}875} = 12{,}7\kappa Vt$



3.47-rasm.

Barabanning burchak tezligi: $\omega_\delta = \frac{2V_A}{D_\delta} = \frac{2 \cdot 1{,}3}{0{,}4} = 6{,}5 rad/s$

Barabanning aylanishlar chastotasi: $n_б = \frac{30\omega_ч}{\pi} = \frac{30 \cdot 6,5}{3,14} = 62 \frac{ayl}{min}$

Tanlangan elektrodvigatel: *A160M6UZ* markali, quvvati $N_{дв} = 15$ *kvt* valning aylanishlar chastotasi $1000 \frac{ayl}{min}$ va sirpanish koeffitsienti 2,6%.

Nominal aylanish chastotasi $n_{дв} = 1000 - 26 = 974 \frac{ayl}{min}$,

burchak tezligi: $\omega_{дв} = \frac{\pi \cdot n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 974}{30} = 101,5 s^{-1}$

Yuritmaning uzatishlari soni: $i = \frac{\omega_{дв}}{\omega_б} = \frac{101,5}{6,5} = 15,65$

Alohida uzatishlar soni: reduktor uchun $U_p = 5$, (jadval-3.3)

zanjirli uzatma uchun $U_{zan} = \frac{U_{um}}{U_r} = \frac{15,65}{5} = 3,14$

Uzatishlar sonining o'rtacha qiymatlari

Jadval-3.3

Uzatma	i	Uzatma	i
Silindrik	3 – 6	Zanjirli	3 – 6
Konussimon	2 – 4	Tasmali	2 - 4
Kirmakli	8 - 40		

Yetaklovchi baraban va reduktor vallarining burchak tezlanishi va aylanishlar chastotasi:

$n_1 = n_{дв} = 974 \frac{ayl}{min}$	$\omega_1 = \omega_{дв} = 101,5 s^{-1}$
$n_2 = \frac{n_1}{U_p} = \frac{974}{5} = 194,8 \frac{ayl}{min}$	$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_p} = \frac{101,5}{5} = 20,3 s^{-1}$
$n_3 = \frac{n_2}{U_{zan}} = \frac{194}{3,14} = 62 \frac{ayl}{min}$	$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{zan}} = \frac{\omega_2}{U_{zan}} = \frac{20,3}{3,14} = 6,5 s^{-1}$

Burovchi momentlar:

shesternya valida:

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{P_{t.e}}{\omega_{дв}} = \frac{12,7 \cdot 10^3}{101,3} = 125 Nм = 125 \cdot 10^3 N \cdot мм$$

tishli g'ildirak valida: $M_2 = M_1 \cdot U_p = 125 \cdot 10^3 \cdot 5 = 625 \cdot 10^3 N \cdot мм$

Reduktor tishli g'ildiraklarini hisoblash. G'ildirak va shesternyalar uchun material sifatida, legirlangan, lekin nisbatan arzon *40X* markali po'latni tanlaymiz.

Tanlangan material termik ishlanganda quyidagi ko'rsatkichlarga erishiladi deb olinadi. G'ildirak tishlari uchun *NV- 200;* Shesternya uchun *NV-230* (jadval-3.4). Shesternya uchun qattiqlik Brinelda 20-30 birligida olinadi.

Ruxsat etilgan kontakt kuchlanish: $[\sigma_H] = \frac{\sigma_H K_{HL}}{[S_H]}$

Bu yerda $\sigma_H = 2HB + 70$ kontaktli kuchlanishga chidamlilik chegarasi, K_{HL}- chidamlilik koeffitsienti, ko'p vaqt ishlatishga mo'ljallangan reduktor uchun $K_{HL} = 2$ deb tanlanadi. $[S_H]$- xavfsizlik koeffitsienti $[S_H] = 1.10...1{,}2$ qabul qilinadi. Qiya tishli g'ildiraklar uchun kontaktli ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$

shesternya uchun $[\sigma_{H1}] = \frac{(2HB + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 230 + 70)K_{HO}}{1{,}1} \approx 482 МПа$

g'ildirak uchun $[\sigma_{H2}] = \frac{(2HB_2 + 70)K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 \cdot 200 + 70)1 \cdot 1}{1{,}1} \approx 428 МПа$

Unda hisobiy ruxsat etilgan kuchlanish: $[\sigma_H] = 0{,}45(482 + 428) = 410 МПа$

Qiya tishli juft uchun o'qlararo masofani hisoblaymiz:

$$a_w = K_a(u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{[\sigma_H]^2 \cdot U^2 \cdot \Psi_{ba}}} = 43(5+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1{,}25}{410^2 \cdot 5^2 \cdot 0{,}4}} = 198 мм$$

Bu yerda: qiya tishli g'ildiraklar uchun $K_a = 43$, to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun $K_a = 49{,}5$ qabul qilinadi; reduktorning uzatishlar soni: $U_p = 5$.

Koeffitsient $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ formuladan topiladi.

Bu yerda: $K_{H\alpha}$- tishlarni notekis yuklanishini hisobga oluvchi koeffitsient; to'g'ri tishli g'ildirak uchun $K_{H\alpha}$=1,0; doiraviy tezlikka bog'liq ravishda qiya tishli g'ildirak uchun $K_{H\alpha}$ = 1,0...1,15 (tezlik $v = 10 \frac{м}{с}$ dan katta bo'lsa $K_{H\alpha}$=1.0...1.05 qabul qilinadi. $K_{H\beta}$- koeffitsient 3.5 va 3.7 jadvallardan olinadi

Tayanchlarga simmetrik joylashgan g'ildiraklar uchun koeffitsient $K_{H\beta}$- 1,25. Reduktorni loyihalashda: to'g'ri tishli uzatmalarda $\varphi_{ba} = 0{,}125...0{,}25$ va qiya tishli uzatmalarda $\varphi_{ba} = 0{,}25...0{,}40$ qabul qilinadi.

Qiya tishli g'ildirak enining koeffitsienti

$$\varphi_{ba} = \frac{в}{a_w} = 0{,}4$$

Po'lat materialining mexanik xossalari

Jadval-3.4

Po'lat markasi	Detalni diametri, *mm*	Mustahkamlik chegarasi, σ_b $\frac{N}{мм^2}$	Oquvchanlik chegarasi σ_T $\frac{N}{мм^2}$	Mustahkamlik *NV*	Termik ishlov
45	100 - 500	570	290	190	normallash
45	90 gacha	780	440	230	yaxshilash
	90 – 100	730	390	210	
	130 dan katta	690	340	200	
30XGS	140 – gacha	1020	840	260	
	140 dan katta	930	740	250	
40X	120 gacha	930	690	270	
	120 – 160	880	590	260	
	160 dan katta	830	540	245	
40XN	150 gacha	930	690	280	
	140 – 180	880	590	265	
	180 dan katta	835	540	250	
40L		520	290	160	normallash
45L		540	310	180	

O'qlararo masofani quyidagi standart qatordan tanlaymiz:

1-qator: 40;50;63;80;100;125;160;200;250;315;400;500;630;800;1000

2-qator: 71;90;112;140;180;224;280;355;450;560;710;900;

Tishli g'ildiraklar uchun $K_{H\beta}$ koeffitsienti.

Jadval-3.5

G'ildirakni tayanchga nisbatan o'rnatilishi	Tish sirtini qattiqligi	
	$\leq HB350$	$\succ HB350$
Simmetrik	1,0…1,15	1,05…1,25
Nosimmetrik	1,10…1,25	1,15…1,35
Konsol	1,20…1,35	1,25…1,45

O'qlararo masofani $a_w = 200mm$ qabul qilamiz. Ilashmaning normal moduli $m_n = (0{,}01 \div 0{,}02) \cdot a_\omega = (0{,}01 \div 0{,}02) \cdot 200 = 2 \div 4 мм$

$m_n = 2{,}5\,mm$ qabul qilindi. Modulni tanlash qatori.

1-qator: 1;1,5;2;2,5;3;4;5;6;8;10;12;16;20

2-o'ator: 1,25;1,375;1,75;2,25;2,75;3,5;4,5;5,5;7;9;11;14;18

Tishlarning qiyalik burchagi $\beta = 8...15^\circ$ orliqida tanlanadi. $\beta = 10^\circ$ qabul qilamiz. G'ildirak va shesternya tishlarining sonini aniqlaymiz.

$$Z_1 = \frac{2\alpha_\omega \cos\beta}{(u+1)m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot cos10^0}{(5+1) \cdot 2{,}5} = \frac{400 \cdot 0{,}985}{15} = 26{,}2$$

$Z_1 = 26$, qabul qilamiz. Unda $Z_2 = Z_1 \cdot U_p = 26 \cdot 5 = 130$

Tishlarning aniq qiyalik burchagi

$$\cos\beta = \frac{(Z_1 + Z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(26+130) \cdot 2{,}5}{2 \cdot 200} = 0{,}9750. \quad \beta = 12^\circ 50^1$$

G'idirak va shesternyaning geometrik o'lchamlari:.

Bo'luvchi diametri: $d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_1 = \frac{2{,}5}{0{,}9750} \cdot 26 = 66{,}66 мм.$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot Z_2 = \frac{2{,}5}{0{,}9750} \cdot 130 = 333{,}34 мм$$

Tekshirish. $\alpha_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66{,}66 + 333{,}34}{2} = 200 мм$

Tishlar uchining diametrlari:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 66{,}66 + 2 \cdot 2{,}5 = 71{,}66 мм;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 333{,}34 + 2 \cdot 2{,}5 = 338{,}34 мм$$

G'ildirak eni. $в_2 = \Psi_{ва} \cdot a_w = 0{,}4 \cdot 200 = 80 мм$

Shesternya eni $в_1 = в_2 + (5 \div 10) = 85 мм$

Shesternya enining koeffitsienti $\Psi_{ва} = \frac{в_1}{d_1} = \frac{85}{66{,}66} = 1{,}275$

G'ildirakning aylana tezligi. $V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} = \frac{101{,}5 \cdot 66{,}66}{2} = 3{,}38 \frac{м}{с}$

Shu tezlik bo'yicha qiya tishli g'ildirak uchun 8-aniqlik darajasi tanlanadi. Kuchlanish koeffitsienti $K_н = K_{нβ} \cdot K_{нd} \cdot K_{нv}$ (jadval-3.6; jadval-3.7; jadval-3.8.) lar asosida qabul qilinadi. $\Psi_{ва} = 1{,}275$, qattiqlik $H8 \le 350$ va nosimmetrik joylashgan g'ildiraklar uchun $K_{нβ} = 1{,}155$.

Tezlik $V = 3{,}38 \ \frac{м}{s}$ va 8-daraja aniqlikda $K_{нd} = 1{,}08$; qiya tishli g'ildiraklar uchun $V \le 5 \ \frac{м}{s}$ bo'lganda $K_{нv} = 1{,}0$.

Shunday qilib, $K_н = 1{,}155 \times 1{,}08 \times 1{,}0 = 1{,}245$

Kontakt kuchlanishlarni tekshiramiz:

$$\sigma_н = \frac{270}{\alpha_w} \sqrt{\frac{T_2 K_н (u+1)^3}{в_2 u^2}} = \frac{270}{200} \sqrt{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1{,}245(5+1)^3}{80 \cdot 25}} = 392 MPa \prec [\sigma_н]$$

Ilashishda ta'sir etuvchi kuchlar:

Doiraviy $F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{66,66} = 3750N$.

Radial $F_z = F_в \cdot \frac{t_{g\alpha}}{\cos\beta} = 3750 \frac{tg20^0}{\cos 12^0 50'} = 1400N$

O'q bo'yicha yo'nalgan kuch $F_a = F_t \cdot t_{g\beta} = 3750 \cdot tg12^0 50' = 830N$

Egilish kuchlanishi bo'yicha tishlarni mustahkamlikka tekshirish:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{в \cdot m_n} \le [\sigma_F]$$

Bu yerda : $K_F = K_{F\beta} \cdot K \cdot V$ kuchlanish koeffitsienti (jadval-3.9 va jadval-3.10) lar asosida qabul qilinadi $\Psi_{вa} = 1,275$, qattiqlik $HB \le 350$ va nosimmetrik joylashgan g'ildiraklar uchun $K_{F\beta} = 1,33$, va $K_{FV} = 1,3$ qabul qilamiz. Unda, $K_F = 1,33 \cdot 1,3 = 1,73$.

Y_F - tish shaklini hisobga oluvchi va ekvivalent tishlar soniga Z_V bog'liq koeffitsientlarni aniqlaymiz.

Shesternya uchun $Z_{э1} = \frac{Z_1}{\cos^3\beta} = \frac{26}{0,975^3} \approx 28$; $Y_{F_1} = 3,84$.

G'ildirak uchun $Z_{э2} = \frac{Z_2}{\cos^3\beta} = \frac{130}{0,975^3} \approx 140$; $Y_{F_2} = 3,60$. Ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_F] = \frac{\sigma^\circ_{F\lim в}}{[S_F]}$. Po'lat *40x* ni qattiqligi $HB \le 350$ bo'lsa (jadval-3.11) $\sigma_{F\lim в} = 1,8HB$: shesternya uchun $\sigma^\circ_{F\lim в} = 1,8 \cdot 230 = 414\ mPa.$; g'ildirak uchun $\sigma^\circ_{F\lim в} = 1,8 \cdot 200 = 360\ mPa$

- Xafvsizlik koeffitsienti $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$. Shtampovkalar va toblanmalar uchun $[S_F]' = 1,75$; $[S_F]'' = 1$. Shunday qilib, $[S_F] = 1,75$.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar: Shesternya $[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 236,6\ mPa$ va g'ildirak uchun $[\sigma_{F_2}] = \frac{360}{1,75} = 205,7\ mPa.$ $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ - munosabatni topamiz. Shesternya uchun $\frac{237}{3,84} = 62 mPa.$ G'ildirak uchun $\frac{206}{3,60} = 57,5 mPa.$

Bunday keyingi hisobni g‘ildirak tishlari uchun olib boriladi, chunki topilgan munosabatlar g‘ildirak uchun kichik.

Y_β va $K_{F\alpha}$ koeffitsientlarni aniqlaymiz:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{12,8}{140} = 0,91;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n-5)}{4\varepsilon_\alpha}.$$

O‘rtacha qiymalar uchun uch tomondan qoplash koeffitsienti $\varepsilon_\alpha = 1,5$ va 8 aniqlik darajada $K_{F\alpha} = 0,92$.

Koeffitsient $K_{H\alpha}$

Jadval-3.6

Aniqlik darajasi	Doiraviy tezlik, v, $\frac{M}{c}$				
	$\succ 1$	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1
8	1,06	1,09	1,13	-	12
9	1,1	1,16	-	-	-

Koeffitsient $K_{H\beta}$

Jadval-3.7

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_1}$	Tish sirtining qattiqligi					
	$\leq HB350$			$\leq HB350$		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	-	1,21	1,06
1,0	-	1,11	1,04	-	1,29	1,09
1,2	-	1,15	1,05	-	1,36	1,12
1,4	-	1,18	1,07	-	-	1,16
1,6	-	1,22	1,09	-	-	1,21
1,8	-	1,25	1,11	-	-	-
2,0	-	1,30	1,14	-	-	-
Ilova: I konsol; II nosimmetrik va III simmetrik o‘rnatilgan tishli g‘ildiraklar uchun						

Koeffitsient $K_{H\upsilon}$

Jadval-3.8

Uzatma	Tishni qattiqligi	Doiraviy tezlik v, $\frac{M}{S}$			
		5	10	15	20
		Aniqlik darajasi			
		8	8	7	7
To'g'ri tishli	$HB350$	1,05	-	-	-
	$\succ HB350$	1,10	-	-	-
Qiyshiq tishli	$HB350$	1,0	1,01	1,02	1,05
	$\succ HB350$	1,0	1,05	1,07	1,10

Koeffitsient $K_{F\beta}$

Jadval-3.9

$\psi_{bd} = \frac{b}{d_{\omega 1}}$	Tishni ishlovchi sirtining qattiqligi							
	$\leq HB350$				$\succ HB350$			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-

Koeffitsient $K_{F\upsilon}$

Jadval-3.10

Aniqlik darajasi	Tishni ishlovchi sirtining qattiqligi	$K_{F\upsilon}$ - doiraviy tezlik asosida		
		3	3 - 8	3 – 12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1,1	1,3/1,1
	$\succ 350$	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	$\succ 350$	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
	$\succ 350$	1,2/1,1	1,35/1,2	-/1,3
Ilova: kasrning suratida to'g'ri va maxrajida qiyshiq tishli uzatmalar uchun				

$\sigma_{F\lim в}$ chidamlilik chegara va ehtiyotlik koeffitsienti $[S_F]$

Jadval-3.11

Po'latni turi	Termik ishlov	Tishni qattiqligi		$\sigma_{F\lim в}\frac{N}{мм^2}$	$[S_F]$
		sirtda	asosda		
40,45,50,40X, 40XN, 40XFA	normallash yaxshilash	*NV* 180 - 350		1,8 *NV*	1,75
	hajmiy toblash	*NRC* 45 - 55		500-550	1,8
	TVCh da toblash	*NRC* 48 - 58	*NRC* 25 -35	700	1,75
	cementatsiya	*NRC* 57 - 63	-	950	1,55
alyuminiy po'lat	azotlash	*NV* 700 - 950	*NRC* 24 -40	300 +1,2 *NRC*	1,75

G'ildirak tishini mustaxkamligini tekshiramiz.

$$\sigma_{F2}=\frac{F_t\cdot K_F\cdot Y_F\cdot K_{F\alpha}}{в_2 m_n}=\frac{3750\cdot 1{,}73\cdot 3{,}60\cdot 0{,}91\cdot 0{,}92}{80\cdot 2{,}5}=98 мРа\le[\sigma_F]$$

Mustahkamlik talabi bajarildi.

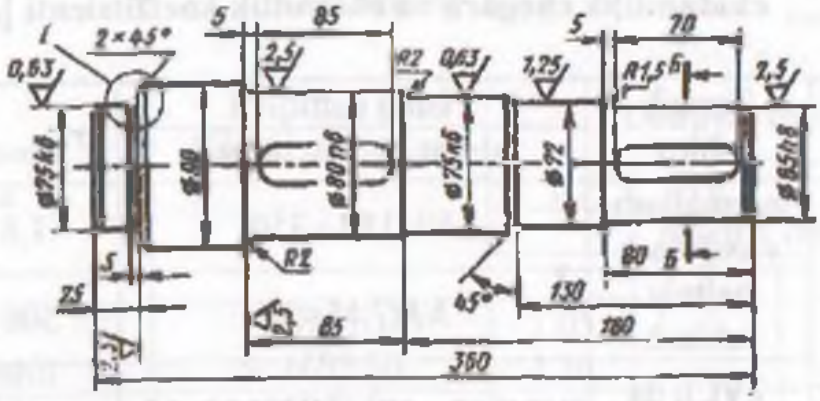
Reduktor vallarini taxminiy hisoblash. Vallarning eguvchi momenti M_{eg} va burovchi moment M_b ta`siriga chidamligi, bikrligi hisoblanadi.

Yetaklovchi val: Ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau_k]=25\,mPa$ bo`yicha valning diametri aniqlanadi $d_{в1}=\sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi\cdot(\tau_\delta)}}=\sqrt[3]{\frac{16\cdot 125\cdot 10^3}{3{,}14\cdot 25}}=29мм$.

Elektrodvigatel mufta orqali reduktor bilan biriktirilsa valni diametri elektrodigatelning diametridan 20 % farq etishi mumkin. Ayrim hollarda $d_{в1}=d_{дв}$ qabul qilinadi. Unda $d_{b1}=40mm$

Yetaklanuvchi val: Zanjirli uzatma valini egilishga qarshilik etishini hisobga olganda $[\tau_к]=20\ mPa$.

Val diametri $d_{в2}=\sqrt[3]{\frac{16\cdot 625\cdot 10^3}{3{,}14\cdot 20}}$ =54 *mm*. Standart qatordan val diametrining katta qiymati olinadi. $d_{в2}=55\,mm$. Podshipnik $d_{n2}=60\ mm$ va tishli g'ildirak o'rnida. $d_{n2}=65\,mm$. Vallarni loyihalashda tishli g'ildirak yoki boshqa detal o'rnatiladigan barcha vallar pog'onali ko'rinishda tayyorlanadi (3.48-rasm). d-diametrdan D-ga o'tish kesimlarida boshqa detal o'rnatilmasa $R=0{,}4(D-d)$ radius bilan galtel tayyorlanadi.



3.48-rasm. Pog‘onali valning taxminiy ishchi chizmasi.

Mashina detallari sirtlarining o‘lchamlarini belgilash

Jadval-3.12

Sirtlarning o‘lchamlari, *mkm*		Sirt bel-gisi	Sirt
R_a	R_z		
-	-		Ishlov berishning turi ko‘rsatilmaydi
-	-		Quyma, prokatli tekis. Strujkasiz – yo‘nmasdan ishlov berish
-	320; 250; 200; 160		Quyma sirt tozalangan
-	160;125;100;80		
-	80,63,50,40		Teshiklarning sirtlari sverloda tayyorlangan, faska; ishchi bo‘lmagan, 12-kvalitetedan yuqori bo‘lmagan ishqalanmaydi.
-	40,32,25,20		Aniq tutashadigan va detal o‘rnatiladigan 8-kvalitetedan yuqori bo‘lmagan ishqalanmaydi.
	20;16;12,5; 10,0		Barcha aniqlik kvalitetelardagi qo‘zg‘almas birikmalarning teshiklari. 11 va 12 kvalitet birikmalarining ishqalanadigan teshiklari. Tishli g‘ildiraklarning yon sirtlari.
2,5;2,0;1,25	-		6 va 8-kvalitet birikmalarining ishqalanadigan etshiklari. Tishli g‘ildiraklarning yon sirtlari. Dumalash podshipniklari teshiklari. Kirmak va vintlarning sirtlari.
1,25;1.00;0.63	-		6-8 kvalitet birikmalaridagi valni ishqalanadigan sirtlari
0.63;0,50;0,32			Yuqori darajadagi va valning dumalash podshipniklari o‘rnatiladigan sirtlari
0,32;0,25;0,16			Yuqori aniqlik darajasida tayyorlangan sirtlar

G'ildirak va shesternyaning konstruktiv o'lchamlari. Shesternyaning o'lchamlari: $d_1 = 66{,}66\,mm$; $d_{a1} = 71{,}66\,mm$; $b_1 = 85\,mm$. G'ildirak o'lchamlari $d_2 = 333{,}34\,mm$; $d_{a2} = 338{,}34\,mm$; $b_2 = 80\,mm$

Stupitsaning diametri: $d_{cm} = 1{,}6d_{a2} = 1.6 \cdot 65 = 104\,мм$.

Stupitsa uzunligi: $\ell_{cm} = (1{,}2...1{,}5)d_{a2} = (1{,}2...1{,}5)65 = (78...97{,}5)мм$;

$\ell_{cm} = 80\,mm$ qabul qilamiz. Obod qalinligi:

$\delta_o = (2{,}5...4)m_n = (2{,}5...4)2{,}5 = (6{,}25...10)мм$. $\delta_o = 10\ m$ tanlaymiz;

Disk qalinligi $C = 0{,}3 \cdot e_2$

Zanjirli uzatmani hisoblash.

Yetaklovchi yulduzchadagi aylantiruvchi moment $T_3 = 625Nm$; $i_3 = 3{,}12$;

Yetaklovchi yulduzcha tishlarining soni

$$Z_1 = 31 - 2U_3 = 31 - 2 \cdot 3{,}12 = 25$$

- Yetaklanuvchi yulduzcha tishlarining soni $Z_4 = Z_3 \cdot U_3 = 25 \cdot 3{,}12 = 78$

Yuklanish koeffitsienti:

$$K = K_g \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_p \cdot K_c \cdot K_n = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}25 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}25$$

Zanjir sharnirlaridagi ruxsat etilgan bosim $[P]$ ni qiymatini taqriban $[P] = 20\frac{N}{мм^2}$ qabul qilamiz (jadval-3.13).

Zanjirning qadami $t \geq 2{,}8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_3}{Z_3 \cdot [p]}} = 2{,}8 \cdot \sqrt[3]{\frac{625 \cdot 10^3 \cdot 1{,}25}{25 \cdot 23}} = 31мм$

$t = 31{,}75mm$ qabul qilamiz.

Unda $Q = 8850N$; $q = 3{,}8\frac{kg}{n}$; $A = 262мм^2$ (jadval-3.14)

Zanjirning tezligi $\vartheta = \frac{Z_3 \cdot t \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31{,}75 \cdot 194}{60 \cdot 10^3} = 2{,}56\frac{м}{s}$

Doiraviy kuch $F_u = \frac{T_3\omega_3}{\vartheta} = \frac{625 \cdot 20{,}3}{2{,}56} = 4950N$

Sharnirdagi bosim : $P = \frac{P_u \cdot K_3}{A} = \frac{4950 \cdot 1{,}25}{262} = 23{,}6\frac{N}{мм^2}$

Ruxsat etilgan bosimni tekshiramiz

$$[P] = 22[1 + 0{,}01(z_3 - 17)] = 22[1 + 0{,}01(25 - 17)] = 23{,}76\frac{N}{мм^2}$$

$P \leq [P]$ - shart bajarildi.

Zanjirdagi kuch:

$$F_f = 9{,}81 \cdot K_f \cdot q \cdot a_u = 9{,}81 \cdot 1{,}5 \cdot 3{,}8 \cdot 1{,}585 = 89N$$

Bu yerda (jadval-3.14)

$K_f = 1{,}5;$ $q = 3{,}8\frac{kg}{м};$ $a_u = 50 \cdot t = 50 \cdot 31{,}75 = 1{,}585м$

O'rtacha ruxsat etilgan bosim [r]

Jadval-13

n_1 *ayl/min*	Zanjirning qadami, *mm*							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
200	29	27	25	23	19	19	18	17
300	26	24	22	20	16	17	16	15
500	22	20	18	17	14	13	13	12
750	19	17	16	15	13			
1000	17	16	14	13				
1250	16	15	13	12				

Bir qatorli PR zanjirlari

Jadval-14

t	V_{VN}	*d*	d_1	*h*	b	*Q,kgs*	*q, kg/m*	*A,mm²*
12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	1820	0,65	39,6
15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	2270	0,8-0	54,8
19,05	12,70	5,96	11,91	18,2	33	3180	1,5	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	5670	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	8850	3,8	262
38,10	25,4	11,1	22,23	36,2	58	12700	5,5	394
44,45	25,4	12,7	25,4	42,4	62	17240	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	22680	9,7	646

Ehtiyotlik koeffitsientni normativ qiymati [n]

Jadval-15

n_1 ayl/min	Zanjirni qadami, *mm*							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	7,1	7,2	7,2	7,3	7,4	7,5	7,6	7,6
100	7,3	7,4	7,5	7,6	7,8	8,0	8,1	8,3
300	7,9	8,2	8,4	8,9	9,4	9,8	10,3	10,8
500	8,5	8,9	9,4	10,2	11,0	11,8	12,5	
750	9,3	10,0	10,7	12,0	13,0	14,0		
1000	10,0	10,8	11,7	13,38	15,0			
1250	10,6	11,6	12,7	14,5				

Markazdan qochma kuch $F_v = q \cdot \vartheta^2 = 3{,}8(2{,}56)^2 = 25N$

Vallarga ta'sir qiladigan kuch $R_u = F_u + 2F_f = 4950 + 2 \cdot 89 = 5128N$

Zanjirni cho'zilishda mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti:

$$n = \frac{9{,}81 \cdot Q}{F_u + F_\vartheta + F_f} = \frac{9{,}81 \cdot 8850}{4950 + 25 + 89} = 17{,}2 \succ 8{,}6 \text{ (jadval-15)}$$

Yetakchi yulduzchaning diametrlari $d_3 = \frac{t}{\sin\frac{180}{z_3}} = \frac{31{,}75}{\sin\frac{180}{25}} = 254мм$

$$D_3 = \frac{t}{tg\frac{180}{z_3}} + 0{,}6 \cdot t = \frac{31{,}75}{tg\frac{180}{25}} + 0{,}6 \cdot 31{,}75 \approx 269мм$$

Yulduzchaning stupitsasi $d_{cT} = 1{,}6 \cdot 55 = 88мм$;

$l_{ст} = (1{,}2...1{,}6) \cdot 55 = 66...88мм$, $l_{ст=} = 85мм$ qabul qilamiz.

Yulduzcha diskinining qalinligi $0{,}93B_{BH} = 0{,}93 \cdot 19{,}05 = 18мм$

Reduktorning komponovkasi. Komponovka ikki etapda bajariladi. Birinchi etapda tishli g'ildirak va shesternya o'rnini aniqlash va vallarni yuklanish sxemalarini tuzish va podshipnikni tanlash bajariladi.

G'ildirak va shesternyaning konstruktiv o'chamlari. - Tishli g'ildiraklar – obod, yetakchi tish, valga o'rnatiladigan stupitsa va obodni stupitsaga biriktiradigan diskdan iborat. $d_a \succ 500$ *mm* bo'lsa tishli g'ildirak quyma va $d_a \prec 500$ *mm* da shtampovka usul bilan tayyorlanadi.

Val bilan shesternya birga tayrlanish uchun tishning tubidan shponka o'rnigacha masofa $x \geq 2{,}5$ m (silindrik) va $x \geq 1{,}6m$ (konussimon)-dan kichik bo'lsa (rasm-3.49 a,b). Kirmak tishlarini frezerlash ($d_0 \succ d_{f_1}$) va tokarlik stanogida ($d_0 \prec d_{f_1}$) tayyorlash mumkin. Shesternya va g'ildirakning diametr-larini oldingi hisoblashlardan olamiz:

$$d_1 = 66{,}66 \text{ mm}; \; d_{a1} = 71{,}66 \text{ mm}; \; b_1 = 85 \text{ mm}; \; d_2 = 333{,}34 \text{ mm};$$
$$d_{a2} = 338{,}34 \text{ mm}; \; b_2 = 80 \text{ mm}$$

Tishli metail g'ildirak o'lchamlarini aniqlash (3. 50-rasm). Stupitsaning diametri: po'lat materiali $d_{cm} = 1{,}6d_k$; cho'yon materiali $d_{sm} = 1{,}8d_k$ va uzunligi $\ell_{sm} \approx (1{,}2...1{,}5)d_k$.

Obodning qalinligi: Silindrik g'ildirak $\delta_0 = (2{,}5...4{,}0)m$

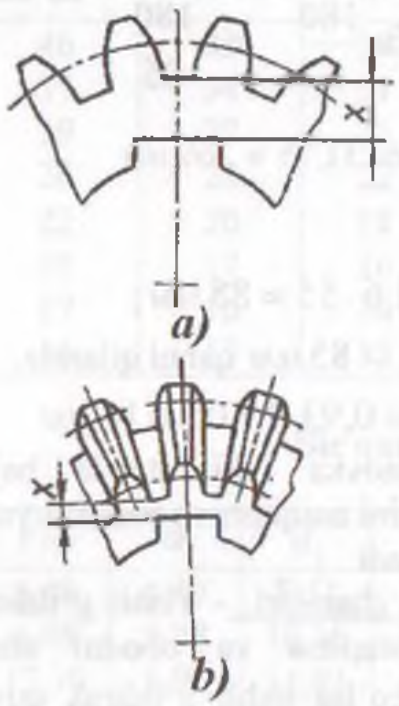
konussimon g'ildirak $\delta_0 = (3...4)m$

Diskning qalinligi: - shtampovka $C = (0{,}2...0{,}3)b$; - quyma $C = 0{,}2b$

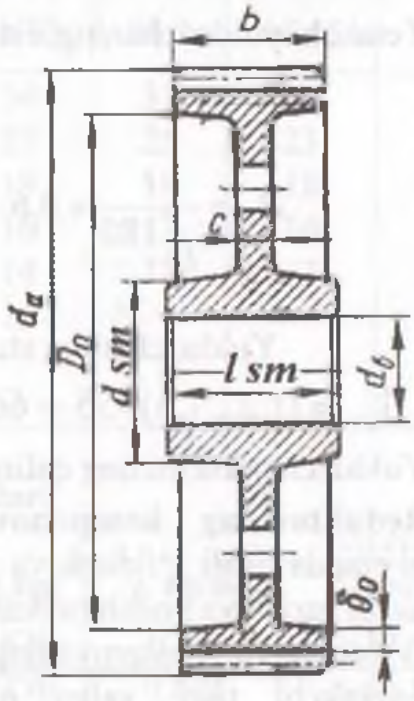
- konussimon tishli $C = (0{,}1...0{,}17)R_\ell$

Markaziy aylana diametri $D_{tesh} = 0{,}5(D_0 + d_{sm})$

Teshiklar diametr $d_{tesh} = \frac{D_0 - d_{sm}}{4}$ Qirralar qalinligi $S = 0{,}8c$



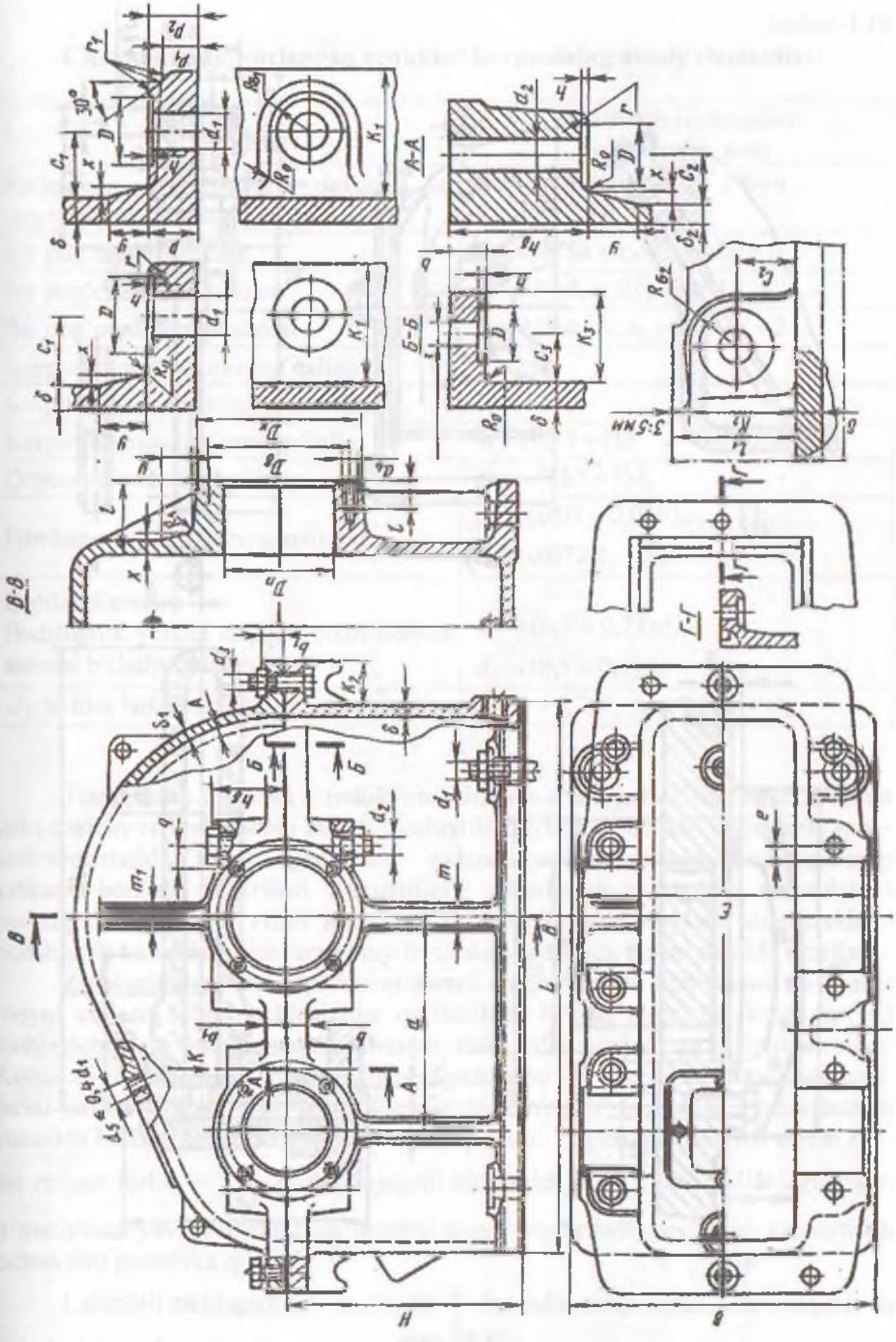
3.49-rasm.



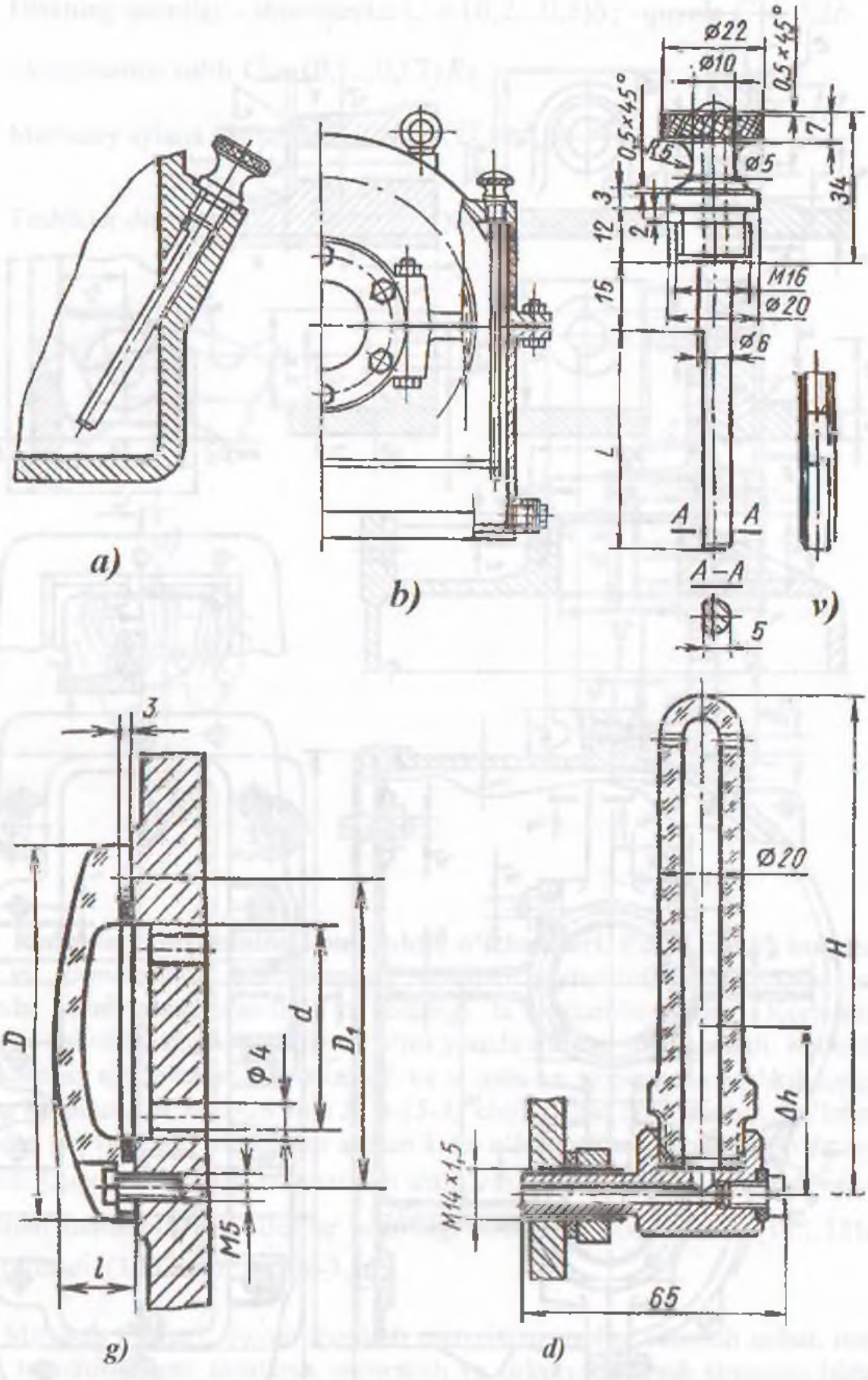
3.50-rasm.

Reduktor korpusining konstruktiv o'lchamlari. Reduktorning korpusida tishli va kirmaksimon uzatmalarning detallari joylashtiriladi. Korpusni loyihalashda valni mustahkamligi va bikrligi ta'minlanishi lozim. Korpusning bikrligini oshirish uchun, podshipnik o'rni yonida qirralar loyihalanadi. Reduktorning korpusi ajraluvchan tayyorlanadi va u asos va qopqoqdan tashkil topgan. Korpus ko'pincha *SCh-12-28* yoki *SCh-15-32* cho'yondan tayyorlanadi. Po'lat materialidan payvandlash usuli bilan asosan katta o'lchamli reduktorlar alohida tayyorlanadi. Qopqoq korpusga konussimon shtift vositasida markazlashtiriladi va d_3-bolt bilan mahkamlanadi. Boltlar orasidagi masofalar taxminan – $(10...15)d_3$ qabul qilinadi. (3.51-rasm, jadval-3.16).

Moylash usullari. Suyuq moylash materialini uzelga etkazish uchun moyli vanna, tomchilaydigan moslama, sachratish va sirkulyatsiyalash sistemasi ishlatiladi. Moylash vannasi – umumiy moylash sistemasidan ajratilgan va gorizontal vallar joylashgan uzellarda qo'llaniladi.



3.51-rasm.


a)
b)
v)
ø22
ø10
0,5×45°
0,5×45°
7
34
3
2
12
15
5
ø5
M16
ø20
ø6
L
A
A
A–A
5
g)
d)
3
D
d
D1
ø4
M5
l
ø20
H
Δh
M14×1,5
65

3.52-rasm.

Jadval-3.16

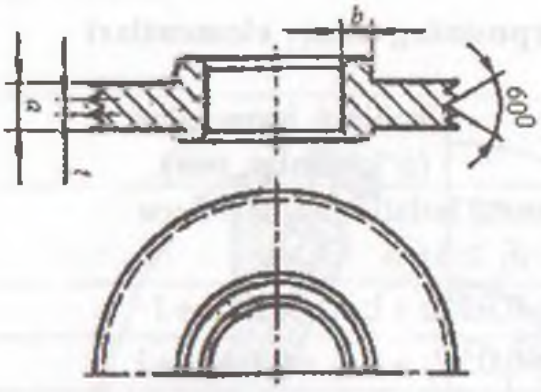
Chuyandan tayyorlangan reduktor korpusining asosiy elementlari

Parametrlar	Hisoblash formulalari (o'lchamlar, *mm*)
Reduktor korpusining devori va qopqoqining qalinligi:	Hamma holatlarida: $\delta \geq 8$мм va $\delta_1 \geq 8$мм
Bir pog'onali Silindrik	$\delta = 0{,}025a + 1; \delta_1 = 0{,}02a + 1$
Bir pog'onali konussimon	$\delta = 0{,}05R_t + 1; \delta_1 = 0{,}04R_t + 1$
Bir pog'onali qirmaksimon	$\delta = 0{,}04a + 2; \delta_1 = 0{,}032a + 2$
Korpus yuqori poyasining qalinligi	$b = 1{,}5\delta$
Korpus pastki poyasining qalinligi	$b_1 = 1{,}5\delta_1$
Korpus asosidagi qirrani qalinligi	$m = (0{,}85 \div 1)\delta$
Qopqoq qirrasining qalinligi	$m_1 = (0{,}85 \div 1)\delta_1$
Fundamental boltlarining qalinligi	$d_1 = (0{,}03 \div 0{,}036)a_{1'} + 12;$ $d_1 = 0{,}072R_t + 12$
Boltlar diametri: Podshipnik yonida qopqoq bilan korpus asosini birlashtiradigan	$d_2 = (0{,}7 \div 0{,}75)d_1;$ $d_3 = (0{,}5 \div 0{,}6)d_1$
d_2 boltlar holatini aniqlaydi	$e \approx (1 \div 1{,}2)d_2; q \geq 0{,}5d_2 + d_4;$

Tomchilatib moylash – reduktorni ishlatish shartiga bog'liq ravishda minut yoki soatbay rejimda tadbiq etiladi. Sachratib moylash – reduktorni umumiy moylash sistemasidan foydalangan holda – aylanadigan detallar podshipniklarga moy yetkazib berishda ishlatiladi. Kamchiligi – ishqalanish va yeyilish mahsulotlari podshipniklarga ta'sir etishi mumkin. Sirkulyatsiyalash moylash sistemasida – podshipnik va boshqa qismlarga moy forsunka yordamida bosim asosida uzatiladi.

Zichlagichlar. Podshipniklarni zararli chiqindilardan himoyalash va uzelda moyni saqlash uchun zichlagichlar qo'llaniladi. Ishlash alomatiga ko'ra turt xil zichlagichlar mavjud: kontaktli, labirintli, markazdan qochma va umumlashtirilga. Kontaktli zichlagichlar – manjetli zichmagichlar bo'lib, podshipnikni tayanch uzellarini yaxshi himoyalaydi, lekin doiraviy tezlikning o'sishi bilan kontaktlashish yuzasida harorat ko'tariladi va yeyilish ko'payadi. Voylokli zichlagich uchun ruxsat etilgan tezlik. – 2 $\frac{M}{s}$ gacha, manjetli zichlagich usun – 10$\frac{M}{s}$. Zichlagichlarni o'rnatishdan yavval uncha issiq mineral moyi singdiriladi, yeyilishni kamaytirish uchun sirti polirovka qilinadi.

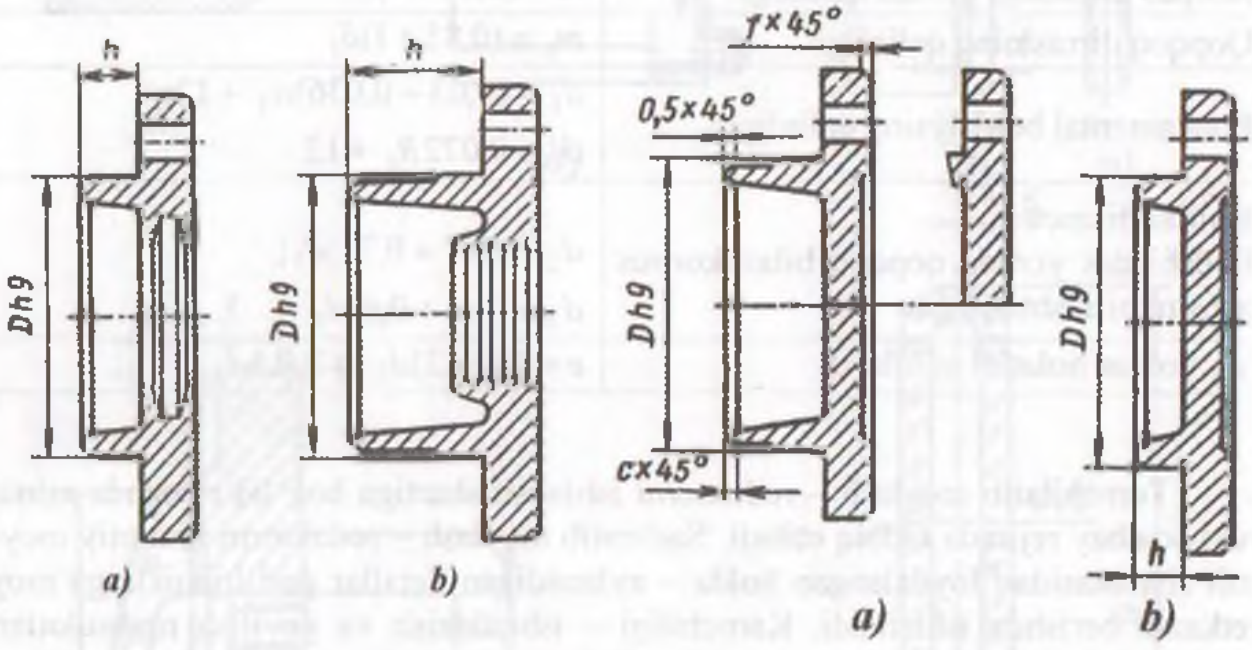
Labirintli zichlagichlar – tezlik 30 $\frac{M}{s}$ dan oshmasligi kerak, ular chiqindi va axlatli sistemada qo'llanilmaydi.



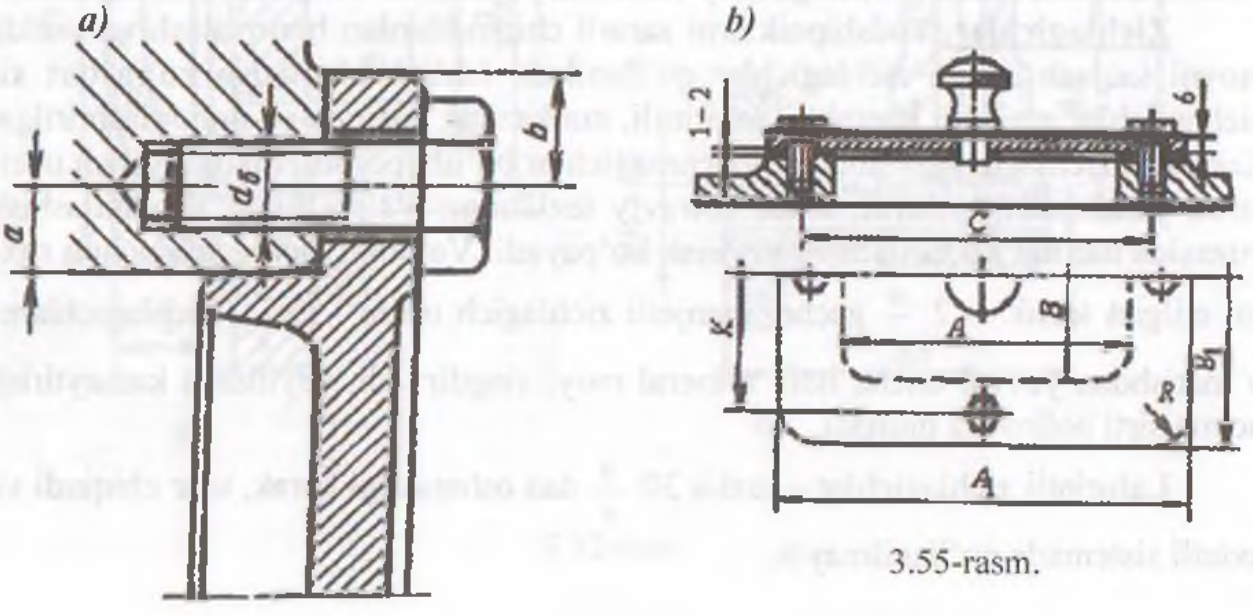
3.53-rasm.

3.53-rasmda $a = 6...9$ *mm*; $t = 2...3$ $b=$ bo‘rtik asosida qabul qilinadi. Zichlagichni o‘rnatishdan oldin bo‘shlik plastik moy bilan to‘ldiriladi. Uchinchi turdagi zichlagichlar – moy ushlagich halqalar reduktor korpusida 1-2 *mm* chuqurlikda o‘rnatiladi (3.53-rasm).

Reduktorni moylash. Moyni ilashmaga etkazilishi usuliga ko‘ra karterli va sirkulyatsiyali moylash mavjud. Karterli moylash – tishli va kirmakli g‘ildiraklarni reduktor korpusiga belgilangan sathda quyilgan sho‘ng‘ib chiqishidagi ilashmada doiraviy tezlik $v \le 12$ $\frac{M}{s}$ va kirmakli uzatmalarda $v \le 10$ $\frac{M}{s}$ asosida bajariladi.



3.54-rasm.

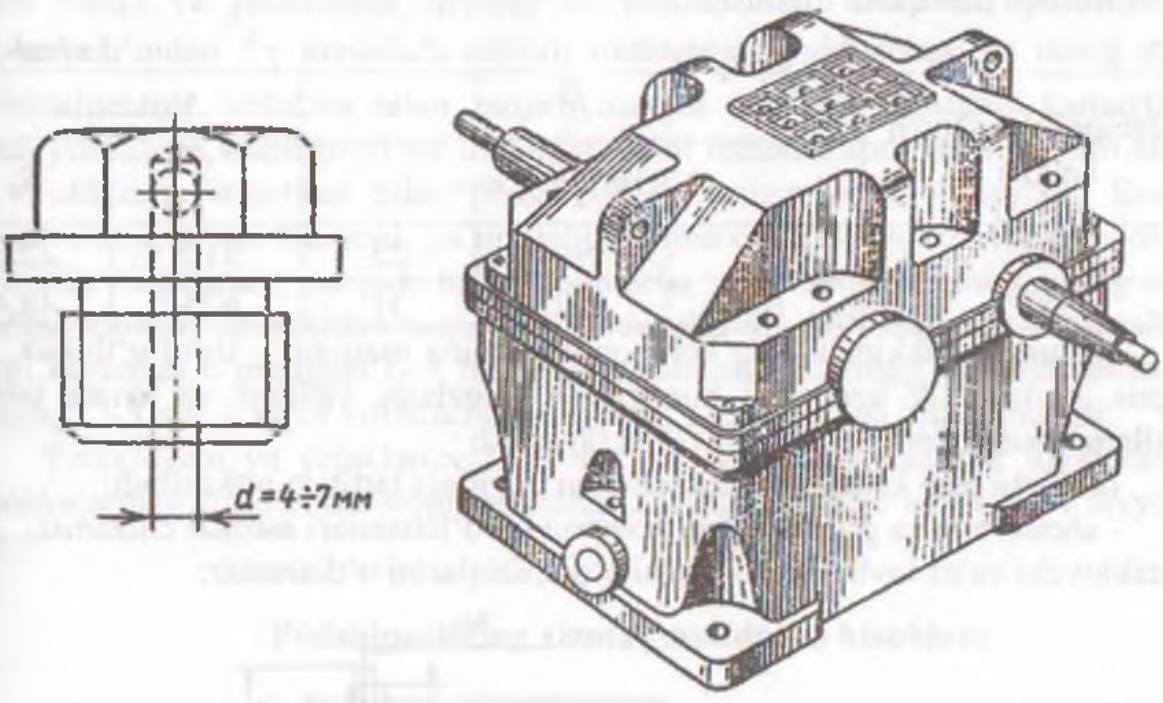


3.55-rasm.

Tishli g'ildirakda tishning balandligi va kirmak g'ildiragida o'ramning balandligida moyga cho'miltiriladi. Moyning sathi podshipnik tashqi halqasining markazidan oshmasligi kerak. Ayrim vaziyatlarda moy sachratgich qo'llaniladi. Konussimon uzatmalarda g'ildirak tishining uzunligi bo'yicha moyga cho'miltiriladi. Qiyshiq tishli va kirmaksimon uzatmalarda tish va o'ram moyni bir tomonlama aylantiradi va podshipnikka uzatadi. Bunday vaziyatlarda podshipniklarda moylanish darajasi (nisbati) oshib ketmasligi uchun, ularda moydan himoyalash halqasi o'rnatiladi.

Sirkulyatsiyali moylash - $v > 8\ \frac{M}{s}$ doiraviy tezlikda qo'llaniladi. Karter yoki idishdan moy nasos vositasida moylanish sirtlariga uzatiladi.

Moy sathini nazorat etish uchun – moy ko'rsatkich moslamalari qo'llaniladi. Jezli, fonarli va trubasimon moy ko'rsatkichlar mavjud (3.52-rasm). Podshipniklar qopqoqlar yordamida tashqi tomonidan himoyalanadi (3.54-rasm). Moyni reduktorga quyish va ko'rish, nazorat qilish uchun reduktorni qopqog'ida deraza o'rnatiladi (3.55-rasm, b; jadval-3.17). Xususiyati yomonlashgan moyni to'kib tashqi lyoki redukrni tozalash uchun, uning pastki qismida probka o'rnatiladi (3.56-rasm).



3.56-rasm.

Jadval-3.17

A	V	A_1	V_1	S	K	R	Vintning o'lchami	Vintning soni
100	75	150	100	125	100	12	M8x22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8x22	4
200	150	250	200	230	180	15	M10x22	6

Reduktorning dastlabki komponovkasi. Komponovkani I-I masshtabda chizilsa, maqsadga muvofiq bo'ladi. 2 ta chiziq o'tkazamiz, bu chiziqlar orasidagi masofa o'qlararo masofaga teng, ya'ni $a = a_w = 200\,mm$ (keyinchalik shu o'tkazgan o'q chiziqlarimiz yetakchi va yetaklanuvchi vallarning o'q chiziqlariga aylanadi). O'tkazilgan gorizontal o'q chizig'i bo'ylab g'ildiraklarni to'rt burchak ko'rinishda joylashtiramiz. Shu o'q chizig'iga tik o'tkazgan chiziqlarimizning kesishgan joylariga g'ildiraklar joylashadi. G'ildirakni hosil qiluvchi to'rtburchaklarning o'lchamlari oldindan aniqlangan, ya'ni d_1, d_{a1}, d_{f1}, d_1, d_2, d_{a2}, d_{f2}, $в_1$ va $в_2$ lardir. G'ildiraklar izini (eskizni) hosil qilamiz. Shestrenya gupchakidan $A_1 = 1{,}2\delta$ masofa qoldirib korpusning ichki iz chizig'ini hosil qilamiz.

Tishli g'ildirakning tashqi diametri bilan korpusning ichki yuza chizig'i orasidagi masofa ham $A = \delta$ deb qabul qilamiz (3.57-rasm). O'rta seriyali bir qatorli radial dumalash podshipniklarini qabul qilamiz. Podshipnik halqasidan korpusning ichki yuzasigacha bo'lgan masofa u = 8-12 mm ; ℓ_1 va ℓ_2 - masofalarni komponovkadan o'lchab olamiz. 312 podshipnik uchun $\ell_{f'} = 1{,}5 \cdot 31 = 46{,}5$ mm ; $\ell_{f'} = 46$ mm deb qabul qilamiz.

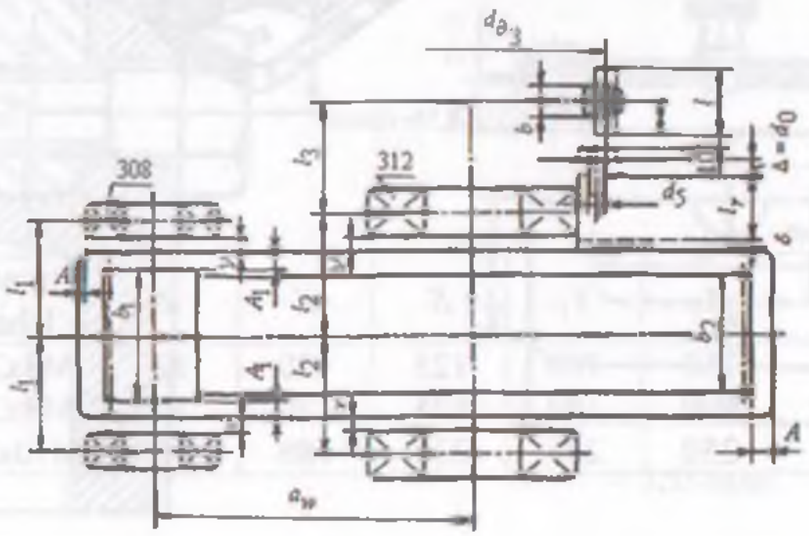
Jadval-3.18

Podshipniklar shartli belgisi	d	D	v	Yuklanish	
	O'lchamlari, *mm*			S	S_0
208	40	90	23	31,3	22,3
312	60	130	31	62,9	48,4

Reduktorni ikkinchi etap komponovkasining maqsadi – tishli g'ildirak, val, korpus, podshipnik uzellarini konstruktiv jihozlash, vallarni va ayrim boshqa detallarni mustahkamlikka hisoblashga tayerlash

Ikkinchi etap komponovka taxminan quyidagi tartibda o'tkaziladi:

- shesternya va g'ildiraklarni konstruktiv o'lchamlari asosida chizamiz;
- yetaklovchi valni loyhalaymiz: valni o'q chiziqlarini o'tkazamiz;



3.57-rasm.

ℓ_1 - masofani belgilaymiz; podshipniklarni o'lchamlari asosida belgilaymiz; podshipnik bilan reduktor devorining ichki tomonida moy ushlagich halqasini chizamiz (ular – korpusning ichki tomoniga 1-2 *mm* ga chiqib turishi kerak), unda bu halqalar moy sachratuvchi halqa vazifasini ham bajaradi. Valdagi pog'onalar sonini kamaytirish uchun moy ushlagich halqani podshipnik o'rni diametriga mos tanlaymiz va o'rnatamiz. Halqaning bo'ylama harakatini valning yelkasi va podshipnik chegaralaydi. Zichlagich prokladkalari va boltlar yordamida podshipnik qopqoqlarini o'rnatamiz.

Chizmada – bitta boltni o'lchamlari asosida ko'rsatamiz.Valni reduktordan muftaga o'tadigan qismida, muftaga ta'sirini cheklash uchun uni biriktirish kesimini 10-15 *mm* masofada bajaramiz.

Valni biriktiriladigan qismining uzunligi mufta stupitsasining uzunligiga teng olinadi.

- Yetaklovchi valni loyihalaymiz:

tishli g'ildirakni valni o'qi bo'ylab harakatini cheklash uchun valni bir tomonidan kengaytirilgan diametri bo'rtik va ikkinchi tomonidan rasif vtulka belgilanadi; reduktorning o'rtasidan ℓ_2 masofada podshipnik, prokladka. Moy ushlagich halqa va podshipnik qopqog'ini boltlar bilan chizamiz; podshipnikni bo'ylama o'qidan ℓ_3 masofada zanjirli uzatmaning yulduzchasi va uning stupitsasini chizamiz, reduktor bilan zanjirli uzatma orasidagi masofani kamaytirish uchun yulduzcha stupitsasini bir tomonga, ya'ni reduktor tomoniga siljitish mumkin. Yulduzcha stupitsasi bilan podshipnik o'rtasiga halqa o'rnatiladi. Buning uchun valning o'tish diametri, ya'ni kichik diametrini 2-3 *mm* uzunlikda podshipnik ichida belgilanadi, natijada halqa yulduzcha stupitsasini podshipnikning separatoriga tegishib ishlashidan saqlaydi. Yulduzchaning bo'ylama harakati valning oxirgi kesimida o'rnatilgan bolt bilan chegaralanadi. Boltning shaybasi bilan val orasidagi 2-3 *mm* li zazor yulduzchani valga tig'izlashtirishga imkon beradi.

Yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarda prizmatik shponkalar loyihalanadi. Shponkalarning uzunliklari stupitsalarning uzunligidan 5-10 *mm* kichik tayyorlanadi.

Podshipnikning xizmat muddatini hisoblash

Yetaklovchi val. Ilashmadagi ta'sir qiluvchi kuchlar: $F_t = 3750N$, $F_r = 1400N$ va $F_a = 830N$. Dastlabki komponovkadan $l = 82mm$ XZ tekisligida ta'sir qiluvchi kuchni aniqlaymiz (3.58-rasm, a).

$$\sum M_A = -Fl_1 + R_{BX}\,2l_1 = 0 \text{ va } R_{AX} = R_{BX} = \frac{F}{2} = \frac{3750}{2} = 1875N$$

S nuqtadagi eguvchi moment

$$M_c = R_{AX}l_1 = R_{BX}l_1 = 1875 \cdot 82 = 153700N_{MM}$$

YZ tekisligida ta'sir qiluvchi kuchni aniqlaymiz.

$$\sum M_B = R_{Ay} 2l_1 - F_a \frac{d_1}{2} - F_r l_1 = 0$$ tenglamadan

$$R_{Ay} = \frac{1}{2\ell_1}\left(F_r \ell_1 + F_a \frac{d_1}{2}\right) = \frac{1}{2 \cdot 82}\left(1400 \cdot 82 + 830 \cdot \frac{66{,}66}{2}\right) = 868N$$

$$\sum M_A = -R_{By} 2l_1 - F_a \frac{d_1}{2} + F_r l_1 = 0$$ tenglamadan

$$R_{By} = \frac{1}{2\ell_1}\left(F_r \ell_1 - F_a \frac{d_1}{2}\right) = \frac{1}{2 \cdot 82}\left(1400 \cdot 82 - 830 \cdot \frac{66{,}66}{2}\right) = 532N$$

S nuqtadagi eguvchi moment $M_c = R_{Ay} l_1 = 868 \cdot 82 = 71176 Nмм$

$$M_c = R_{By} l_1 = 532 \cdot 82 = 43624 Nмм$$

Yetaklovchi valdagi aylantiruvchi moment uning kesimidagi burovchi momentni keltirib chiqaradi, ya'ni $M_{б1} = M_1 = 125 \cdot 10^3\ Nмм$

Tekshirish: $R_{y1} + R_{y2} - F_r = 868 + 532 - 1400 = 0$

Reaksiya kuchlari. $F_{Z1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1875^2 + 868^2} = 2060N$

$$F_{Z2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1875^2 + 532^2} = 1960N$$

Ekvivalent kuch $P_e(XVF_{21} + YF_a)K_б K_T$ formula bilan aniqlanadi, unda radial yuklanishda $F_{r1} = 2060N$, bo'ylama kuch $F_a = 830N$, $V=1$, (ichki halqa aylanadi) $K_б = 1$ $K_T = 1$. $K_б$ - koeffitsient podshipniklarni yuklanishidagi kuchni statik yoki dinamik xarakterda bo'lishiga bog'liq holda tanlanadi. Tinch va turtkisiz yuklanishda $K_б = 1 \ldots 1{,}2$. K_T koeffitsient podshipnikni ishchi temperaturasiga bog'liq. Ishchi temperatura $100 \ldots 125^0$ da $K_T = 1 \ldots 1{,}05$ va $150 \ldots 200^0$ da $K_T = 1{,}1 \ldots 1{,}25$ qabul qilinadi.

Nisbat $\frac{F_a}{C_o} = \frac{830}{22300} = 0{,}037$ da $e = 0{,}23$ qabul qilinadi.

Nisbat $\frac{F_a}{F_{21}} = \frac{830}{2060} = 0{,}403 \succ \ell$ unda $X = 0{,}56$ va $Y = 1{,}88$

$$P_э = (0{,}56 \cdot 2060 + 1{,}88 \cdot 830) \approx 2700N.$$

Podshipnikning xizmat muddati

$$L = \left(\frac{C}{P_э}\right)^3 = \left(\frac{31{,}3 \cdot 10^3}{27 \cdot 10^2}\right) \approx 1560\ mln.ayl$$

Podshipnikning ishlash muddati.

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{1560 \cdot 10^6}{60 \cdot 970} \approx 27 \cdot 10^3 soat$$

Jadval-3.19

Bir qatorli radial va radial-tirakli podshipniklar uchun X va Y - koeffitsientlar

Kontakt burchagi α^0	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \succ e$		e	Kontakt burchagi α^0	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \succ e$		e
		X	Y				X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	0,19	12	0,014	0,45	1,81	0,30
	0,028		1,99	0,22		0,029		1,62	0,34
	0,056		1,71	0,26		0,057		1,46	0,37
	0,084		1,55	1,28		0,086		1,34	0,41
	0,110		1,45	0,30		0,110		1,22	0,45
	0,170		1,31	0,34		0,170		1,13	0,48
	0,280		1,15	0,38		0,290		1,04	0,52
	0,420		1,04	0,42		0,430		1,01	0,54
	0,560		1,00	0,44		0,570		1,00	0,54
					26	-	0,41	0,87	0,68
					36	-	0,37	0,66	-,95

Yetaklanuvchi val.

Yetaklanuvchi valga $F_t = 3750N$, $F_r = 1400N$ va $F_a = 830N$ kuchlar va zanjirlik uzatmadan $R_{ux} = R_{uy} = R_u \cdot \sin\gamma = 5128 \cdot \sin 45^0 = 3600H$ kuch qo'yiladi. Reduktorni komponovkasidan $l_2 = l_3 = 82мм$

Tayanchdagi reaksiya kuchlari. XZ tekisligida

$$\sum M_B = R_{AX}\, 2l_2 - F \cdot l_2 + R_{UX} \cdot l_3 = 0 \text{ tenglamadan}$$

$$R_{AX} = \frac{1}{2 \cdot \ell_2}\left(F_t \ell_2 - R_{ux} \ell_3\right) = \frac{1}{2 \cdot 82}\left(3750 \cdot 82 - 3600 \cdot 82\right) = 75N$$

$$\sum M_A = F \cdot l_2 + R_{UX}(2l_2 + l_3) - R_{BX} \cdot 2l_2 = 0 \text{ tenglamadan}$$

$$R_{BX} = \frac{1}{2 \cdot \ell_2}\left[F_t \ell_2 + R_{ux}(2\ell_2 + \ell_3)\right] = \frac{1}{2 \cdot 82}\left[3750 \cdot 82 + 3600 \cdot 3 \cdot 82\right] = 7275N$$

Tekshirish:

$$R_{AX} + R_{BX} - \left(F_t + R_{ux}\right) = 75 + 7275 - (3750 + 3600) = 0$$

S nuqtadagi eguvchi moment $M_c = -R_{AX} \cdot l_2 = 75 \cdot 82 = -6150 Nмм$

V nuqtadagi eguvchi moment

$M_B = -R_{AX} \cdot 2l_2 + F \cdot l_2 = 75 \cdot 164 + 3750 \cdot 82 = 292500 Nмм$ yoki

$M_B = -R_{ЦX} \cdot l_3 = 3600 \cdot 82 = 292500 Nмм$

YZ tekisligida

$$\sum M_B = -R_{Ay} \cdot 2l_2 - F_a \frac{d_2}{2} + F_r l_2 + R_{Цy} l_3 = 0$$ tenglamadan

$$R_{Ay} = \frac{1}{2 \cdot \ell_2}\left(F_r \ell_2 - F_a \frac{d_2}{2} + R_{цy} \ell_3\right) =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 82}\left(1400 \cdot 82 - 830 \cdot \frac{333,45}{2} + 3600 \cdot 82\right) = 1675N$$

$$\sum M_A = -R_{By} \cdot 2l_2 - F_a \frac{d_2}{2} - F_r l_2 + R_{Цy}(2l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{By} = \frac{1}{2 \cdot \ell_2}\left[-F_r \cdot \ell_2 - F_a \frac{d_2}{2} + R_{цy}(2\ell_2 + \ell_3)\right] =$$

$$= \frac{1}{2 \cdot 82}\left[-1400 \cdot 82 - 830 \frac{333,45}{2} + 3600(3 \cdot 82)\right] = 3875N$$

Tekshiramiz:

$$R_{Ay} + R_{цy} - (F_r + R_{By}) = 1675 + 3600 - (1400 + 3875) = 0$$

S nuqtadagi eguvchi moment $M_c = R_{Ay} \cdot l_2 = 1675 \cdot 82 = 137350 Nмм$

$$M_c = R_{Ay} \cdot l_2 + F_a \frac{d_2}{2} = 1675 \cdot 82 + 830 \frac{333,45}{2} = 274191 Nмм$$

V nuqtadagi eguvchi moment

$M_B = R_{Ay} \cdot l_2 + F_a \frac{d_2}{2} - F_r \cdot l_2 = 1675 \cdot 82 + 830 \frac{333,45}{2} - 1400 \cdot 82 = 295200 Nмм$ yoki

$$M_B = R_{Цy} \cdot l_3 = 3600 \cdot 82 = 295200 Nмм$$

Teng ta'sir etuvchi kuchlar

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{75^2 + 1675^2} = 1680N$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{7275^2 + 3875^2} = 8200N$$

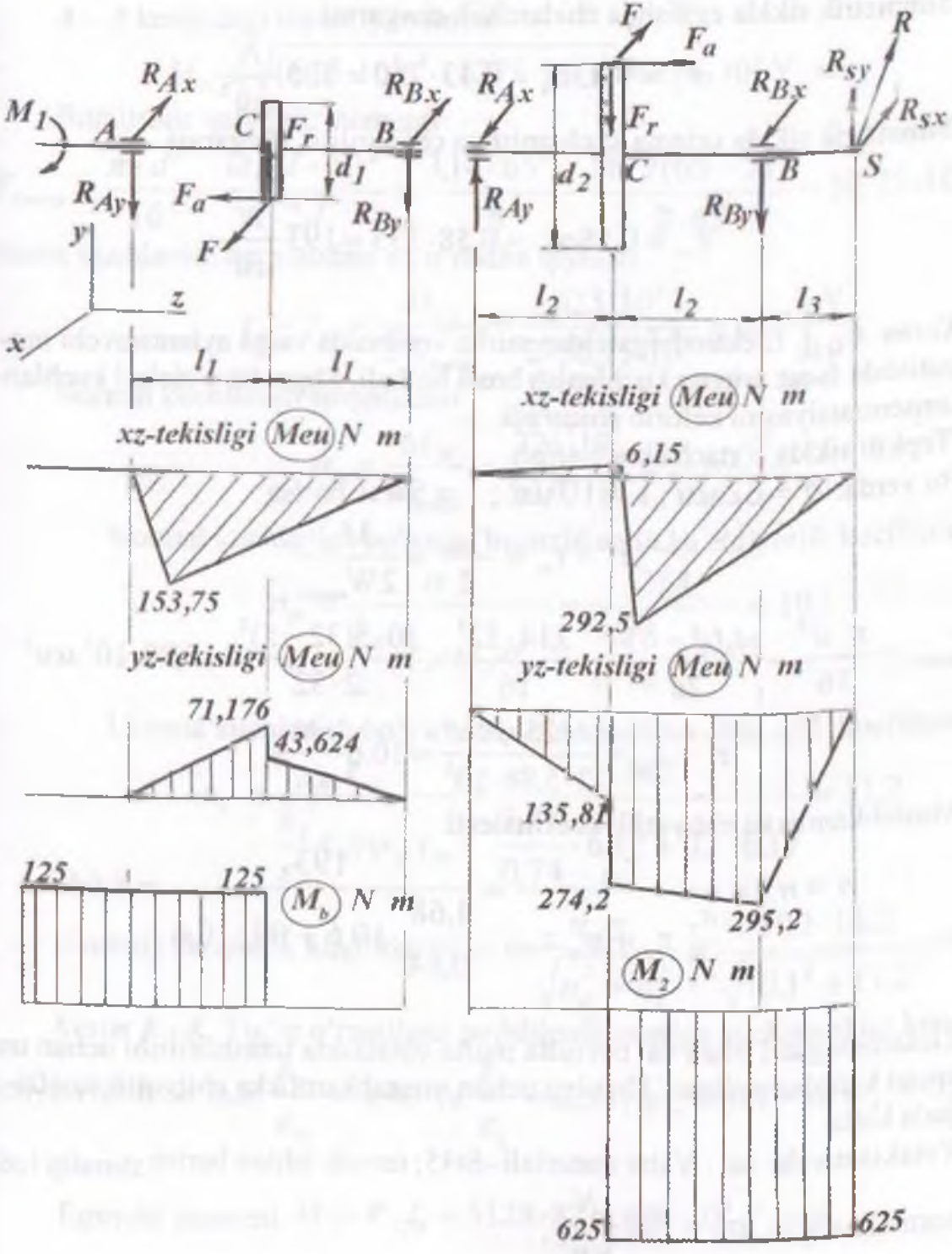
Nisbat $\frac{F_a}{C_o} = \frac{830}{8200} = 0,0171$. (jadval -26) Nisbat $\frac{F_a}{F_{r4}} = \frac{830}{8200} = 0,105 \prec \ell$

unda $X = 1; Y = 0$ va $P_э = P_4 \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = F_{24} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 8200N$

Podshipnikning ishlash muddati, $L = \left(\frac{C}{P_э}\right)^3 = \left(\frac{62900}{8200}\right)^3 \approx 450\ mln.ayl.$

Podshipnikning ishlash muddati, $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{450 \cdot 10^6}{60 \cdot 194} \approx 38000\ soat$

bu yerda $n = 194\ \frac{ayl}{\min}$ - yetaklanuvchi valning aylanish soni.



3.58-rasm.

Vallarni mustahkamlikka hisoblash

Egilishdagi normal kuchlanish simmetrik siklda va buralishdagi urinma kuchlanish tepkili siklda o'zgaradi. Vallarni mustahkamlikka to'liq hisoblash uni xavfli kesimlarida mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsientini aniqlashga qaratilgan. Shart ta'minlanadi , agar $n \geq [n]$ bajarilsa.

Yetaklovchi val: $d_{al} = 71{,}55 мм$ diametr uchun mos $\sigma_b = 780 \frac{N}{мм^2}$ kuchlanishni tanlaymiz.

Simmetrik siklda egilishga chidamlilik chegarasi

$$\sigma_{-1} \approx 0{,}43\sigma_в = 0{,}43 \cdot 780 = 335 \frac{N}{мм^2}$$

Simmetrik siklda urinma kuchlanishga chidamlilik chegarasi

$$\tau_{-1} = 0{,}58\sigma_{-1} = 0{,}58 \cdot 335 = 193 \frac{N}{мм^2}$$

Kesim A – A. Elektrodvigateldan mufta vositasida valga aylantiruvchi moment uzatishda faqat urinma kuchlanish hosil bo'ladi. Shponka o'rinlari kuchlanishlar konsentratsiyasini keltirib chiqaradi.

Tepkili siklda o'rtacha kuchlanish

Bu yerda: $d = 32 мм$; $b = 10 мм$; $t = 5 мм$ bo'lsa

$$\tau_v = \tau_m = \frac{\tau_{max}}{2} = \frac{M_{кл}}{2W_{knetto}}$$

$$W_{knetto} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 32^3}{16} - \frac{10 \cdot 5(32-5)^2}{2 \cdot 32} = 5{,}88 \cdot 10^3 мм^3$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{125 \cdot 10^3}{2 \cdot 5{,}88 \cdot 10^3} = 10{,}6 \frac{N}{мм^2}$$

Mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

$$n = n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\psi \tau_m} = \frac{193}{\frac{1{,}68}{0{,}84} \cdot 10{,}6 + 0{,}1 \cdot 10{,}6} = 8{,}64$$

Elektrodvigatel bilan val bevosita mufta vositasida tutashtirilishi uchun uning diametri kattalashtirilgan. Shuning uchun mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti juda katta.

Yetaklanuvchi val : Valni materiali -St45; termik ishlov berish – normallashgan, $\sigma_b = 590 \frac{N}{мм^2}$.

Chidamlilik chegaralari:

$$\sigma_{-1} = 0{,}43 \cdot 590 = 254 \frac{N}{мм^2} \text{ va } \tau_{-1} = 0{,}58 \cdot 254 = 147 \frac{N}{мм^2}$$

Kesim A – A. Shponka o'rni evaziga kuchlanishlar konsentratsiyasi hosil bo'ladi. $\kappa_\sigma = 1{,}59$; $\kappa_\tau = 1{,}49$; $\varepsilon_\sigma \approx \varepsilon_\tau = 0{,}74$; $\psi_\sigma \approx 0{,}15$ va $\psi_\tau \approx 0{,}1$. Burovchi moment $M_{к2} = 625 \cdot 10^3\, N \cdot мм$; gorizontal tekislikdagi eguvchi moment $M^{I} = R_{x3} l_2 = 75 \cdot 82 = 6{,}15 \cdot 10^3\, N \cdot мм$; vertikal tekislikdagi eguvchi moment

$$M^{II} = R_{y3} l_3 + F_a \frac{d_2}{2} = 1675 \cdot 82 + 830 \cdot \frac{333{,}45}{2} = 275 \cdot 10^3\, N \cdot мм$$

$A - A$ kesimdagi umumiy moment

$$M_A = \sqrt{(6{,}15 \cdot 10^3)^2 + (275 \cdot 10^3)^2} \approx 276 \cdot 10^3\, N \cdot мм$$

Buralishda qarshilik momenti

$$W_{knetto} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{ьt_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3{,}14 \cdot 65^3}{16} - \frac{18 \cdot 7(65 - 7)^2}{2 \cdot 65} = 50{,}75 \cdot 10^3\, mm^3$$

Urinma kuchlanish amplitudasi va o'rtacha qiymati

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_{к2}}{2W_{knetto}} = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 50{,}75 \cdot 10^3} = 6{,}17 \frac{N}{мм^2}$$

Normal kuchlanish amplitudasi

$$\sigma_v = \frac{M_A}{W_{knetto}} = \frac{276 \cdot 10^3}{23{,}7 \cdot 10^3} \approx 11{,}6 \frac{N}{мм^2}$$

Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{254}{\frac{1{,}59}{0{,}74} \cdot 11{,}6} \approx 10{,}1$$

Urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\sigma \tau_m} = \frac{147}{\frac{1{,}49}{0{,}74} \cdot 6{,}17 + 0{,}1 \cdot 6{,}17} = 11{,}2$$

Umumiy ehtiyotlik koeffitsienti $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{10{,}1 \cdot 11{,}2}{\sqrt{10{,}1^2 + 11{,}2^2}} \approx 7{,}5$

Kesim K –K. Tig'iz o'rnatilgan podshipnik evaziga kuchlanishlar konsentratsiyasi hosil bo'ladi. $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3{,}40$ va $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 2{,}58$; $\psi_\sigma \approx 0{,}15$ va $\psi_\tau \approx 0{,}1$ qabul qilamiz.

Eguvchi moment $M_4 = R_{Ш} l_3 = 5128 \cdot 82 = 420 \cdot 10^3\, N \cdot мм$;

Qarshilik momenti

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3{,}14 \cdot 216 \cdot 10^3}{32} = 21{,}2 \cdot 10^{3\partial} mm^3$$

$W_\rho = 2W$. Urinma kuchlanish amplitudasi va o'rtacha qiymati

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_{k2}}{2W_{knetto}} = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 42{,}4 \cdot 10^3} = 7{,}4 \frac{N}{мм^2}$$

Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma}\sigma_v} = \frac{254}{3{,}40 \cdot 20} = 3{,}65$$

Urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka ehtiyotlik koeffitsienti

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau}\tau_v + \psi_\tau \tau_m} = \frac{147}{2{,}53 \cdot 7{,}4 + 0{,}1 \cdot 7{,}4} = 7{,}55$$

Umumiy ehtiyotlik koeffitsienti $n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{3{,}65 \cdot 7{,}55}{\sqrt{3{,}65^2 + 7{,}55^2}} \approx 3{,}2$

L – L kesim. Val pog'onasining diametrlari har xil bo'lishi evaziga kuchlanishlar konsentratsiyasi chosil bo'ladi. $\frac{D}{d} = \frac{60}{59} \approx 1{,}1$ va $\frac{r}{d} = \frac{2{,}25}{55} \approx 0{,}04$

koeffitsientlar $k_\sigma = 1{,}75$ $k_\tau = 1{,}30$ $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}75$

Qarshilik moment $W = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16{,}5 \cdot 10^3 \, мм^2$

Normal kuchlanish amplitudasi $\sigma_v = \frac{420 \cdot 10^3}{16{,}5 \cdot 10^3} = 25{,}4 \frac{N}{мм^2}$

Urinma kuchlanish amplitudasi $\tau_v = \tau_m = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 33{,}0 \cdot 10^3} = 9{,}50 \frac{N}{мм^2}$

Ehtiyotlik koeffitsienti $n_\sigma = \frac{254}{\frac{1{,}75}{0{,}75} \cdot 25{,}4} \approx 4{,}28$

$$n_\tau = \frac{147}{\frac{1{,}30}{0{,}75} \cdot 9{,}50 + 0{,}1 \cdot 9{,}50} \approx 8{,}4$$

Umumiy ehtiyotlik koeffitsienti $n = \frac{4{,}28 \cdot 8{,}4}{\sqrt{4{,}28^2 + 8{,}4^2}} = 3{,}8$

B – B kesim. Shponka o'rni evaziga kuchlanishlar konsentratsiyasi hosil bo'ladi. $k_\sigma = 1{,}59$ va $k_\tau = 1{,}49$; $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0{,}77$

Eguvchi moment $M_{Б-Б} = R_y x_1 = 5128 \cdot 60 \approx 307 \cdot 10^3\, N \cdot мм$

Qarshilik moment $b = 16мм$ $t = 6мм$

$$W_{netto} = \frac{3{,}14 \cdot 55^3}{32} = \frac{16 \cdot 6(55-6)^2}{2 \cdot 55} = 14{,}51 \cdot 10^3\, мм^3$$

Normal kuchlanish amplitudasi $\sigma_v = \frac{M_{Б-Б}}{W_{netto}} = \frac{307 \cdot 10^3}{14{,}51 \cdot 10^3} \approx 21{,}1 \frac{N}{мм^2}$

Buralishshga qarshilik momenti

$$W_{k\ netto} = \frac{3{,}14 \cdot 55^3}{16} - 2{,}09 \cdot 10^3 = 31{,}11 \cdot 10^3\, мм^3$$

Urinma kuchlanish amplitudasi $\tau_v = \tau_m = \frac{625 \cdot 10^3}{2 \cdot 31{,}11 \cdot 10^3} = 10{,}01 \frac{N}{мм^2}$

Ehtiyotlik koeffitsientlari

$$n_\sigma = \frac{254}{\frac{1{,}59}{0{,}77} \cdot 21{,}1} \approx 5{,}8 \quad n_\tau = \frac{147}{\frac{1{,}49}{0{,}77} \cdot 10{,}01 + 0{,}1 \cdot 10{,}01} \approx 7{,}2$$

Umumiy ehtiyotlik koeffitsienti $n = \frac{5{,}8 \cdot 7{,}2}{\sqrt{5{,}8^2 + 7{,}2^2}} = 4{,}48$

Shponkali birikmalarni mustahkamligini hisoblash

Prizmatik shponka ko'ndalang kesimi to'g'ri to'rtburchak bo'lgan detaldir.

Prizmatik detal vositasida hosil qilingan birikmalar zo'riqtirilmagan bo'lganligi uchun shponkani ham, valdagi o'qni ham yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki bunday hollarda shponka burovchi momentini yon yoqlari orqali uzatadi. Shuning uchun shponkaning yon yoqlari valdagi o'qning yon yoqlariga bir tekis tegib turadigan bo'lishi kerak.

Shponka materiali po'lat 45.

Ezilishga mustahkamlik sharti: $\sigma_{э3}^{max} \approx \frac{2T}{d(h-t_1)(\ell-в)} \le [\sigma_{э3}]$

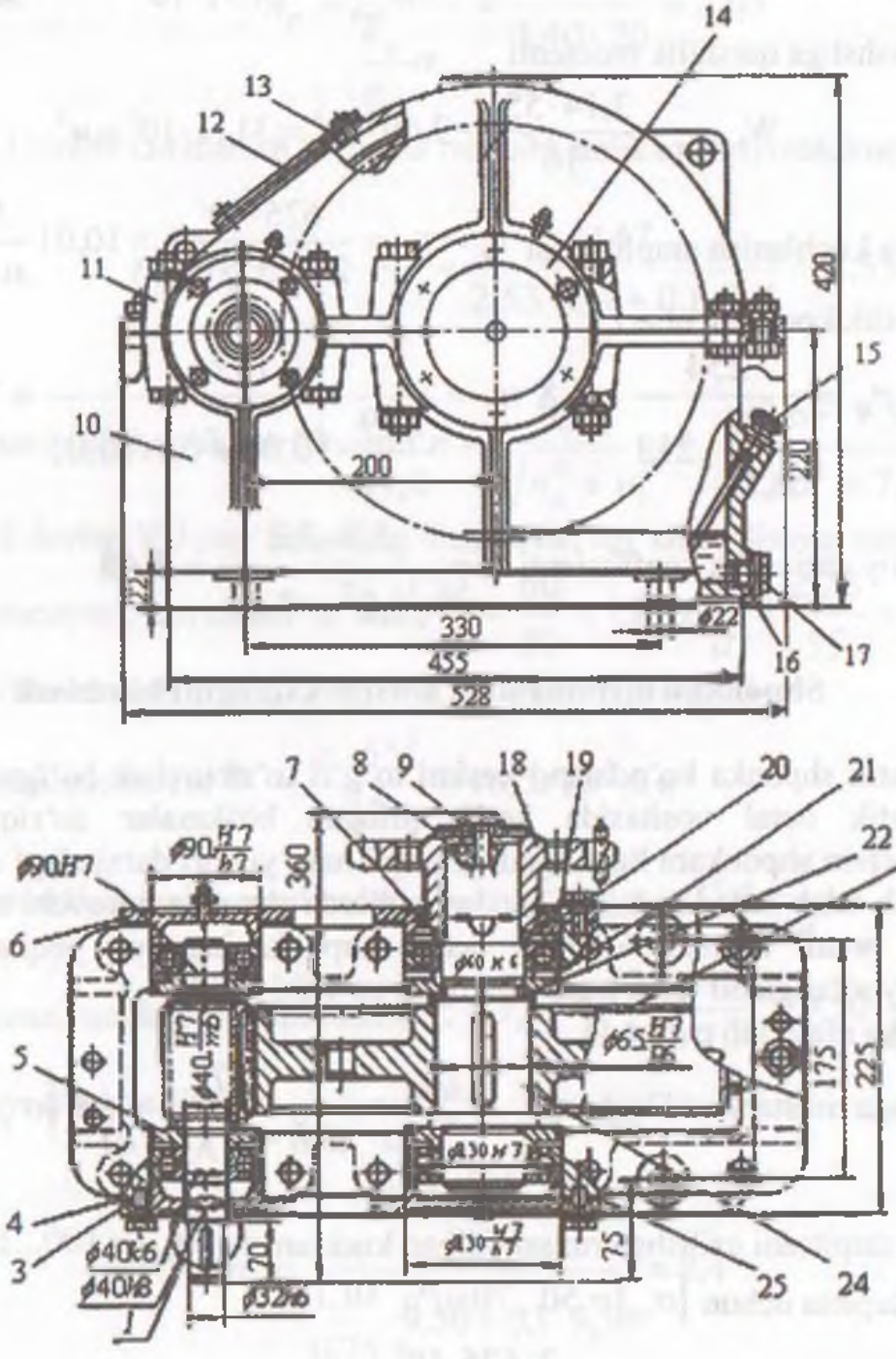
Po'lat stupitsani ezilishga ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma_{ez}] = 100...120 мПа$ va cho'yan stupitsa uchun $[\sigma_{ez}] = 50...70 мПа$

$$\sigma_{ez} = \frac{2 \cdot 625 \cdot 10^3}{55(16-6)(80-16)} = 88 мПа$$

Yetaklovchi val: $d = 32мм$, $b \cdot h = 10 \cdot 8мм$, $t_1 = 5мм$ shponkani uzunligi $l = 70мм$ va valdagi moment $M_1 = 125 \cdot 10^3 N \cdot мм$

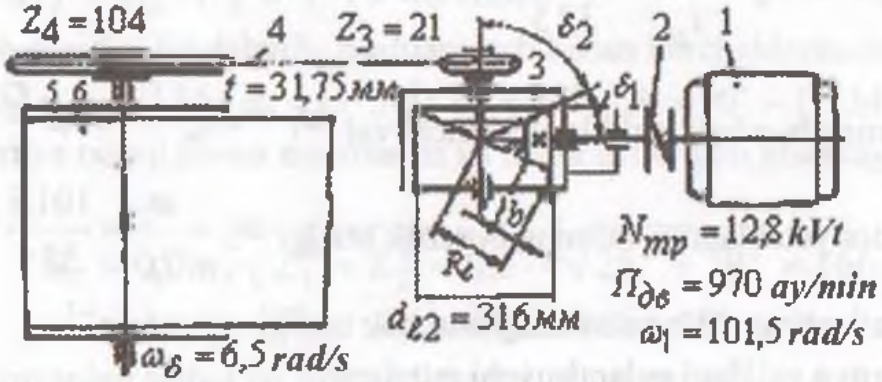
$$\sigma_{ez} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 10^3}{32(8-5)(70-10)} = 43{,}5мРа$$

Yetaklanuvchi val: $d = 55мм$, $b \cdot h = 16 \cdot 10мм$, $t_1 = 6мм$ shponkani uzunligi $l = 80мм$ va valdagi moment $M_2 = 625 \cdot 10^3 N \cdot мм$



3.59 - rasm

Misol-2. Bir pog'onali konussimon reduktor va zanjirli uzatmadan tashkil topgan yuritma loyihalansin.



3.60-rasm. 1. Elektrodvigatel 2. Mufta 3.Konussimon reduktor
4. Zanjirlik uzatma 5. Harakatlantiruvchi baraban 6. Lenta.

Lentali konveyerni talab etgan quvvati $N_3 = 11.1\kappa Vt$, reduktor uzoq muddat foydalaniladi, ishlashi bir smenali, vallar dumalash pod-shipniklariga o'rnatilgan (3.60-rasm).

Echish. 1. Berilgan yuritma uchun **elektrodvigatelni tanlash.**

Yuritmani foydali ish koeffitsientini aniqlaymiz:

$$\eta_{yM} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0{,}97 \cdot 0{,}99^2 \cdot 0{,}92 \cdot 0{,}99 = 0{,}869$$

bu yerda: $\eta_1 = 0{,}97$-konussimon g'ildiraklarning f.i.k.; $\eta_2 = 0{,}99$ – dumala-nuvchi podshipniklarning f.i.k.; $\eta_3 = 0{,}92$ – ochiq zanjirli uzatmaning f.i.k. $\eta_4 = 0{,}99$ – harakatlantiruvchi baraban valiga o'rnatilagn podship-niklarning f.i.k.

Elektrodvigatelning talab qilgan quvvatini aniqlaymiz.

$$N_{Tc} = \frac{N_3}{\eta_{um}} = \frac{11.1}{0{,}869} = 12{,}8kVt$$

Quvvati N_g=13kvt, valning aylanish chastotasi $n_{\partial e} = 970\frac{ayl}{\min}$-ga teng bo'lgan

AOP2-62-6 markali elektrodvigatelni tanlaymiz. Eletrodvigatel valining burchak tezligi

$$\omega_{\partial e} = \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 970}{30} = 101{,}5\frac{rad}{s}$$

Konveyer barabanining burchak tezligi $\omega_\delta = 6{,}5s^{-1}$

Yuritmaning umumiy uzatish soni. $i = \frac{\omega_{ge}}{\omega_\delta} = \frac{101{,}5}{6{,}5} = 15{,}65$

Reduktor uchun $i_p = i_1 = 3{,}15$ qabul qilamiz va zanirli uzatmaning uzatish sonini aniqlaymiz: $i_з = \frac{i}{i_p} = \frac{15{,}65}{3{,}15} = 4{,}97$

Vallarning burchak tezliklari: birinchi val $\omega_1 = \omega_{дв} = 101{,}5\frac{r}{s}$

Reduktor yetaklanuvi valining burchak tezligi $\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_p} = \frac{101{,}5}{3{,}15} = 32{,}2\frac{r}{s}$

Harakatlantiruvchi barabanning burchak tezligi $\omega_3 = 6{,}5c^{-1}$

Shesternya validagi aylantiruvchi moment

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{12{,}8 \cdot 10^3}{101{,}5} = 126 \cdot 10^3 N \cdot мм$$

G'ildirakning validagi aylantiruvchi moment

$$M_2 = M_1 \cdot i_p = 126 \cdot 10^3 \cdot 3{,}15 = 400 \cdot 10^3 N \cdot мм$$

Reduktor tishli g'ildiragini hisoblash. G'ildirak va shesternya uchun material tanlaymiz.G'ildirak uchun qattiqligi *NV*270 va shestrnya uchun *NV*245 40*X* markali po'latni tanlaymiz (jadval-3.1).

Ruxsat etilgan kuchlanish: $[\sigma]_н = \frac{\sigma_{н\lim в} \cdot K_{нl}}{[n]_н} = \frac{560 \cdot 1}{1{,}15} = 485\frac{N}{мм^2}$

bu yerda shesternya uchun $\sigma_{н\lim в} = 2HB + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560\ \frac{N}{мм^2}$

$K_{нl} = 1$ – xizmat muddatining koeffitsienti; $[n]_н = 1{,}15$ – mustahkamlik koeffitsienti; $K_{н\beta} = 1{,}35$ – shesternyaning vali konsol ko'rinishda o'rnatilsa yuklanish koeffitsienti; tashqi konus masofaga nisbatan tish kengligining koeffitsienti $\psi_{вRe} = 0{,}285$.

G'ildirakning bo'luvchi tashqi diametri

$$d_{e2} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{\sigma_н}\right)^2 \frac{M_2 \cdot K_{н\beta} \cdot i_p}{(1 - 0{,}5 \cdot \Psi_{вRe})^2 \cdot \Psi_{вRe}}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{485}\right)^2 \frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1{,}35 \cdot 3{,}15}{(1 - 0{,}5 \cdot 0{,}28)^2 \cdot 0{,}28}} = 312мм$$

$d_{e2} = 315мм$ qabul qilamiz. Shesternya tishlarining sonini $Z_1 = 25$ deb qabul qilamiz. G'ildirak tishlarining soni $Z_2 = Z_1 \cdot i_p = 25 \cdot 3{,}15 = 78{,}75$

$Z_2 = 79$ qabul qilamiz va i_P ni aniqlaymiz. $i_P = u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{79}{25} = 3{,}16$

Uzatishlar soni orasidagi farq $\frac{3{,}16 - 3{,}15}{3{,}15} \cdot 100 = 0{,}3\ \%$

Tashqi aylana modulini aniqlaymiz. $m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2} = \frac{315}{79} = 3{,}98мм \approx 4мм$

Unda $d_{\ell 2} = m_в \cdot Z_2 = 4 \cdot 79 = 316мм$

Uzatish sonidan foydalanib, boshlang'ich konus burchaklarini aniqlaymiz.

$ctg\delta_1 = u = 3{,}16: \delta_1 = 17°34^{/}: \delta_2 = 90° - \delta_1 = 90° - 17°34^{/} = 72°26^{/}$

Shesternya tashqi konus masofasini va tishni uzunligini hisoblaymiz.

$$R_\ell = 0{,}5m_\ell\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0{,}5 \cdot 4\sqrt{25^2 + 79^2} = 166мм$$

$$в = \Psi_{вR\ell} \cdot R_\ell = 0{,}285 \cdot 166 \approx 48мм$$

Shesternyaning tashqi bo'luvchi diametri. $d_{e1} = m_\ell \cdot Z_1 = 4 \cdot 25 = 100мм$

Shesternyaning o'rtacha bo'luvchi diametri

$$d_1 = 2(R_e - 0{,}5b)\sin\delta_1 = 2(166 - 0{,}5 \cdot 48)\sin 17°34^1 = 85{,}7мм$$

Shesternya va g'ildirakning tashqi diametrlari:

$$d_{a\ell 1} = d_{\ell 1} + 2m_\ell \cos\delta_1 = 100 + 2 \cdot 4\cos 17°34^1 = 107{,}62мм$$

$$d_{a\ell 2} = d_{\ell 2} + 2m_\ell \cos\delta_2 = 316 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 72°26^1 = 318{,}41мм$$

O'rta aylana moduli $m = \frac{d_1}{Z} = \frac{85{,}7}{25} = 3{,}43$

Shesternya kengligi koeffitsientini diametri bo'yicha aniqlaymiz.

$$\Psi_{вd} = \frac{в}{d_1} = \frac{48}{85{,}7} = 0{,}56$$

O'rtacha aylana tezlik va g'ildirakni tayyorlashda aniqlik darajasini aniqlaymiz. $V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{101{,}5 \cdot 85{,}7}{2000} = 4{,}35\frac{м}{s}$ ushbu tezlikka asoslanib 7-klass aniqlik darajasini belgilaymiz.

Kontakt kuchlanishini aniqlash maqsadida yuklanish koeffitsientini $K_H = K_{H\beta}K_{H\alpha}K_{Hv}$ aniqlaymiz. (jadvallar -3.6; 3.7; 3.8)

$\Psi_{вd} = 0{,}56$ ga asoslanib va valni konsol ko'rinishda o'rnatilishini hamda qattiqlik $\le HB350$ dan foydalanib $K_{H\beta} = 1{,}23: K_{H\alpha} = 1$ larni qabul qilamiz; tezlik $V \le 5\frac{м}{s}$ gacha bo'lganda $K_{HV} = 1{,}05$ ni qabul qilamiz.

Unda $K_H = 1{,}23 \cdot 1{,}0 \cdot 1{,}05 = 1{,}30$. Kontakt kuchlanishni aniqlaymiz.

$$\sigma_н = \frac{335}{R_\ell - 0{,}5в}\sqrt{\frac{M_2 \cdot K_н\sqrt{(u^2+1)^3}}{в \cdot u^2}} = \frac{335}{166 - 0{,}5 \cdot 48}\sqrt{\frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1{,}3\sqrt{(3{,}16^2+1)^3}}{48 \cdot 3{,}16^2}} = 470\frac{N}{мм^2}$$

Ilashmadagi kuchlarni aniqlaymiz:

Doiraviy kuch $F = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 126 \cdot 10^3}{85{,}77} = 2940N$

Radial kuch

$$F_{r_1} = F_{a2} = F \cdot tg\alpha \cdot \cos\delta_1 = 2940 \cdot tg20^\circ \cdot \cos 17^\circ 34^\circ = 1020N$$

Bo‘ylama kuch.

$$F_{a_1} = F_{r_2} = F \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1 = 2940 \cdot tg20^\circ \sin 17^\circ 34' = 322N$$

Reduktor vallarining dastlabki hisobi

Vallarni kamaytirilgan kontakt kuchlanish bo‘yicha burovchi moment orqali hisoblaymiz.

Vallarning ko‘ndalang kesimidagi burovchi momentlari quydagicha :

Yetaklovchi valda $M_{k1} = M_1 = 126 \cdot 10^3 N \cdot мм$

Yetaklanuvchi valda

$$M_{k2} = M_{k1} \cdot i_p = 126 \cdot 10^3 \cdot 3{,}16 = 400 \cdot 10^3 N \cdot мм$$

Yetaklovchi valni hisoblash. Ruxsat qilingan kuchlanish $[\tau]_k = 25 \frac{N}{мм^2}$ qabul qilib, valning kirish qismi diametrini hisoblaymiz.

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{M_{k1}}{0{,}2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{126 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 25}} = 29.4мм$$

Reduktorning vali mufta orqali elektrodvigatel vali bilan birlashtirilish $d_в \approx 0{,}75 d_{дв}$ shartidan foydalanamiz. U holda $d_{в1} \approx 0{,}75 \cdot 42 = 32мм$ bo‘ladi. Podshipnik o‘rni diametrini aniqlaymiz.

$d_{п1} = d_{в1} + (5...10)мм$ yoki $d_{п1} = 32 + 8 = 40мм$ deb qabul qilamiz.

Val- shesternya bilan tayyorlanganligi uchun $d_{к1} = 30мм$.

Yetaklanuvchi val: $[\tau]_к = 20 \frac{N}{мм^2}$ qabul qilib, val diametrini aniqlaymiz.

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{M_{к2}}{0{,}2[\tau]_к}} = \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 20}} = 46{,}5мм$$

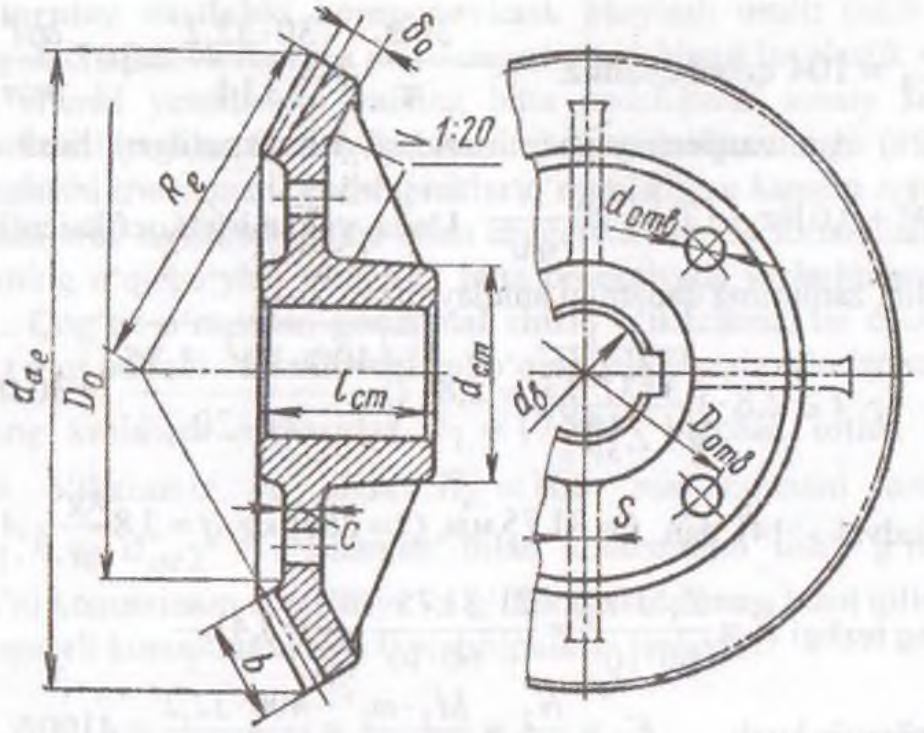
$d_{в2} = 48мм$ deb qabul qilamiz.

Podshipnik o‘rni diametrini $d_{п2} = 55мм$ qabul qilamiz.

G‘ildirak o‘rnatiladigan diametr $d_{кг} = 60мм$ qabul qilamiz.

G‘ildirak, shesternya va reduktor korpusi o‘lchamlarini aniqlash.

Shesternya stupitsasining uzunligi $\ell_{ст} = в = 48мм$ deb qabul qilamiz (3.61-rasm).



3.61-rasm.

Konussimon tishli g'ildirak o'lchamlari quydagicha aniqlanadi:

stupitsa diametri $d_{cm} = 1{,}6d_{k2} = 1{,}6 \cdot 60 = 96мм$ va uzunligi $\ell_{cm} = (1{,}2 \div 1{,}5)d_{k2} = (1{,}2 \div 1{,}5)60 = 72 \div 90мм$: $\ell_{cm} = 80мм$. qabul qilamiz.

Obodning $\delta_o = (3 \div 4)m = (3 \div 4)4 = 12 \div 16мм$; $\delta_o = 15мм$ va diskning qalinligi $C = (0{,}1 \div 0{,}17)R_\ell = (0{,}1 \div 0{,}17)66 = 16{,}6 \div 28мм$; $C = 20мм$ qabul qilamiz.

Korpus va qopqoq devorlarining qalinligini aniqlaymiz.

$\delta = 0{,}5R_\ell + 1 = 0{,}05 \cdot 166 + 1 = 9{,}3мм$ $\delta = 10мм$ qabul qilamiz.

$\delta = 0{,}04R_\ell + 1 = 0{,}04 \cdot 166 + 1 = 7{,}6мм$; $\delta_1 = 8мм$ qabul qilamiz.

Korpus asosining balandligi P = 2,35 · 10 = 23,5*мм*; P = 24*мм*

Boltlar diametrini aniqlaymiz:

Fundament bolti $d_1 = 0{,}055 \cdot R_e + 12 = 0{,}055 \cdot 166 + 12 = 21мм$.

M20. qabul qilamiz

Korpus bilan qopqoqni birlashtiruvchi boltlar.

$d_2 = (0{,}7 \div 0{,}75)d_1 = (0{,}7 \div 0{,}75) \cdot 20 = 14 \div 15мм$ *M16* qabul qilamiz.

Korpus bilan podshipnik qopqog'ini birlashtiruvchi boltlar

$d_3 = (0{,}5 \div 0{,}6)d_1 = (0{,}5 \div 0{,}6) \cdot 20 = 10 \div 12мм$ *M12* qabul qilamiz.

Zanjirli uzatmani hisoblash. Zanjirli uzatmani yetakchi validagi burovchi moment $M_3 = M_2 = 400 \cdot 10^3 h \cdot мм$. Zanjirlik uzatmaning uzatish soni: $i_2 = i_\partial = 4{,}97$. Yetakchi yulduzchaning tishlar soni $Z_3 = 21$

Yetaklanuvchi yulduzcha tishlarining soni: $Z_4 = Z_3 \cdot i_\partial = 21 \cdot 4{,}97 = 104{,}37$

$Z_4 = 104$ qabul qilamiz. $n_2 = \frac{30\omega_2}{\pi} = \frac{30 \cdot 32,2}{3,14} = 307 \frac{ayl}{min}$ -da

(jadval-21) dan zanjirning sharnirlaridagi ruxsat etilgan bosimni aniqlaymiz $[p] = 19[1 + 0,01(z_3 - 17)] \approx 20 \frac{N}{мм^2}$ Unda yuklanish koeffitsientini $K_э = 1,25$ qabul qilib, zanjirning qadamini aniqlaymiz.

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot K_э}{Z_3 |P|}} = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{400 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{21 \cdot 20}} = 30мм$$

(jadval - 14) dan $t = 31,75мм, Q = 8850кg, q = 3,8 \frac{кg}{м}$, $A = 262мм^2$ da

zanjirning tezligi $V = \frac{Z_3 \cdot t \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{21 \cdot 31,75 \cdot 307}{60 \cdot 10^3} = 3,41 \frac{м}{s}$

Doiraviy kuch $F_Ц = \frac{N_2}{V} = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{V} = \frac{400 \cdot 32,2}{3,41} = 4100N$

Sharnirlardagi bosim: $P = \frac{F_Ц \cdot K_э}{A} = \frac{4100 \cdot 1,25}{262} = 19,5 \frac{N}{мм^2}$, $P \leq |P|$

O'qlararo masofa $a_з = 50t = 50 \cdot 31,75 = 1585мм = 1,585м.$

$K_f = 1,5;$ $g = 3,8кg/м$ qabul qilib, zanjirni salqilik - P_f kuchini aniqlaymiz. $P_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a_з = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 3,8 \cdot 1,585 = 89N$

valga ta'sir qiluvchi kuch.

$$R_Ц = F_Ц + 2P_f = 4100 + 2 \cdot 89 = 4278N$$

Yetakchi yulduzchaning diametrlarini aniqlash:

bo'luvchi $d_{g_3} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{Z_3}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{21}} = 211мм$

tashqi $D_{e_3} = \frac{t}{tg \frac{180^\circ}{Z_3}} + 0,6t = \frac{31,75}{0,151} + 0,6 \cdot 31,75 = 229,1мм$

yulduzcha stupitsasining diametri va uzunligini aniqlaymiz:

$$d_{F3} = 1,6 \cdot в = 1,6 \cdot 48 = 78мм$$

$\ell_{г3} = (1,2 \div 1,5)в = (1,2 \div 1,5)48 = 58 \div 72мм;$ $\ell_г = 70мм$

Yulduzcha diskning qalinligi $0,93B_{вн} = 0693 \cdot 19,05 = 18мм$

$B_{вн} = 19,05$ qabul qilamiz.

Reduktorning dastlabki komponovkasi. Moylash usuli: tishli g'ildirak moyga sho'ng'ib chiqadi va ilashma maydalanadi; podshipniklar plastik moy bilan maydalanadi, chunki yetaklovchi valning bitta podshipniki asosiy sistemadan uzoqlashgan. Podshipniklarni alohida moylash natijasida, ularga metall zarrachasining tushishi cheklanadi. Podshipniklar o'rnatiladigan kamera reduktorning ichki tomonidan moy ushlagich halqa bilan chegaralanadi. 24 formatda (594×841 *mm*) reduktorning o'qi bo'ylab qirqimini bitta proeksiyada joylashtiramiz. Masshtab M: 1:1. Qog'oz o'rtasidan gorizontal chiziq o'tkazamiz, bu chiziq yetaklovchi valning o'qi bo'ladi. Yetaklovchi val o'qini belgilaymiz. Gorizontal va vertikal o'qlarning kesishish nuqtasidan $\delta_1 = 17^0 34'$ burchak ostida bo'luvchi konus o'qini o'tkazamiz va unda $R_e = 166$ *mm* kesmani belgilaymiz. $d_1, d_{e1}, d_{ae1}, h, в_1, d_{ae2}$ - o'lchamlar bilan konussimon tishli g'ildirakning ko'rinishi, ya'ni konussimon shesternya va g'ildirak ishlanmasi hosil qilinadi. Vallar uchun bir qatorli konussimon rolikli podshipniklar tanlaymiz.

Jadval-3.20

Podshipnikning shartli belgisi	d	D	T	S	C_a	ℓ
	o'lchamlari , *mm*			*kN*		
7208	40	80	20	41,6	32,1	0,383
7211	55	100	23	56,8	45,2	0,411

Shestrnya gardishidan $x = 10$ *mm* masofada reduktor ichki devorini belgilaymiz va undan $y_1 = 15$ *mm*. masofadan podshipnik gabarit chiziqlarini $T_1 = 20$ *mm*; $D_1 = 80$ *mm* va $d_1 = d_{n1} = 40$ *mm* o'lchamlari asosida $a_1 = \frac{T_1}{2} + \frac{(d_1 + Д_1)\cdot \ell}{6} = \frac{20}{2} + \frac{(40+80)\cdot 0{,}383}{6} = 18мм$ kesma uzunligi bilan podshipnikdagi radial reaksiya kuchlarining qo'yilish nuqtasini belgilaymiz. Shesteriya tish uzunligining o'rtasidan unga yaqinroq joylashgan podshipnikda radial reaksiya kuchining qo'yilish nuqtasigacha bo'lgan masofa f_1 komponovka sxemasidan o'lchab olinadi ($f_1 = 73$ *mm)* yoki quyidagi formula asosida hisoblab topiladi.

$$f_1 = a_1 + x + y + \frac{1}{2}\left[в_1 \cdot \cos\delta_1 + (d_1 - d_{cm1})\cdot tg\delta_1\right]$$

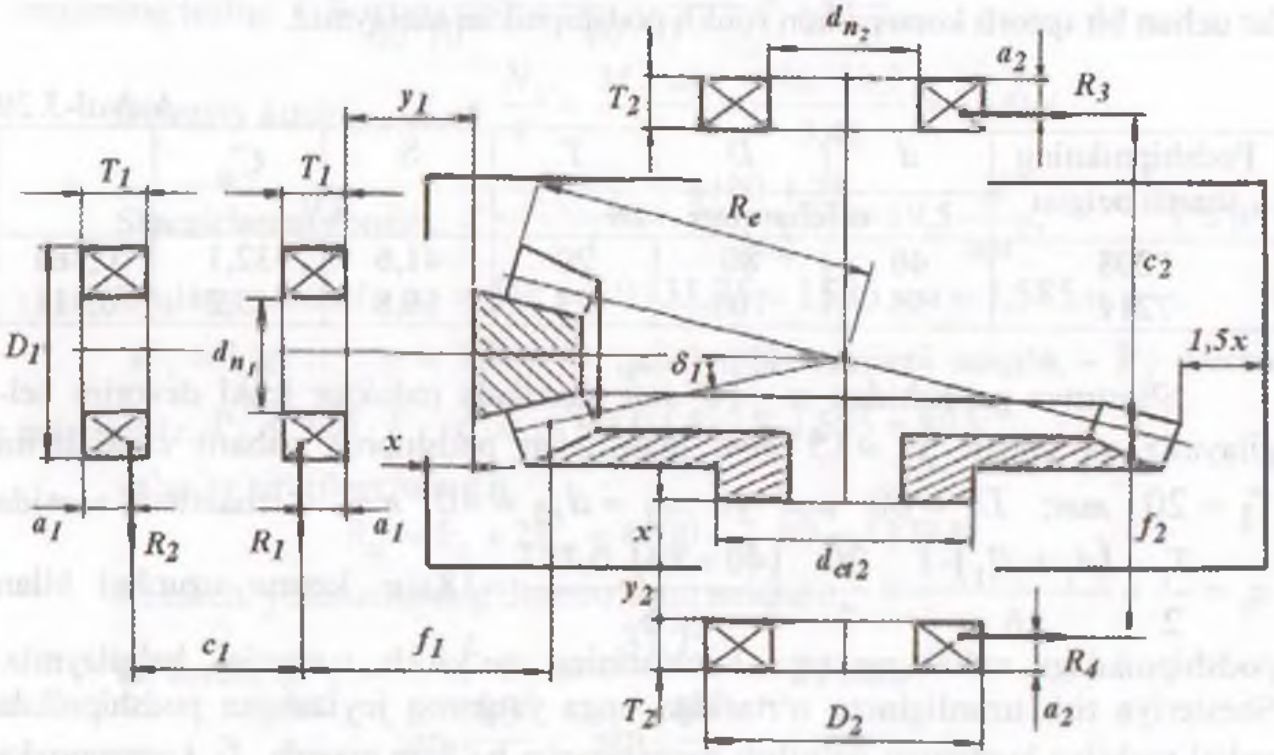
yoki $f_1 = 18 + 10 + 15 + 30 = 73мм$

Yetaklovchi val podshipniklarining reaksiyalari orasidagi masofani $c_1 = (1{,}4 \div 2{,}3) f_1 = (1{,}4 \div 2/3)73 = 102 \div 168мм$ yoki $C_1 = 120мм$ qabul qilamiz. Yetaklovchi valning tayanchlari orasidagi masofani kamaytirish uchun konussimon tishli g'ildirak stupitsasini g'ildirakning diskiga nisbatan nosimmetrik joylashtiramiz. G'ildirakning stupitsasining gardishidan $x = 10мм$ masofada reduktor ichki devorini belgilaymiz. Ichki devordan $y_2 = 20$ masofadan yetak-

lovchi valning birinchi podshipnigini $d_2 = d_{n2} = 55\ mm$; $D_2 = 100\ mm$ va $T_2 = 23мм$ o'lchamlar asosida chizamiz. Tanlangan podshipnikda reaksiya kuchini qo'yilish nuqtasini aniqlaymiz.

$$a_2 = \frac{T_2}{2} + \frac{(d_2 + D_2)}{6} e = \frac{23}{2} + \frac{(55+100)0{,}411}{6} = 22мм$$

Reduktorning komponovkasida reaksiya kuchidan yetaklovchi valning o'qigacha bo'lgan masofani (A) o'lchab olamiz. Reduktor korpusini yetaklovchi valning o'qiga nisbatan simmetrik joylashgan deb qabul qilamiz. Reduktor korpusining gorizontal simmetriya o'qidan yetaklanuvchi valning ikkinchi podshipnikidagi reaksiya kuchining qo'yilish nuqtasigacha bo'lgan masofani $A' = A$ qabul qilamiz. Kamponovkadan $f_2 = 71мм$ va $C_2 = 159мм$ masofalarni o'lchab olamiz, bu yerda $A' = A = C_2 + f_2$.



3. 62-rasm.

G'ildirakning tishlari va reduktorning devori orasida $1{,}5X$ masofa qoldirib reduktor devori ichki tomonining konturini chizamiz. Yetaklanuvchi valni tishli g'ildirakka yaqin joylashgan podshipnigining gardishidan $y_2 = 20\ mm$ masofada zanjirli uzatmaning yulduzchasini belgilaymiz. Kompanovkaning ikkinchi etapida vallarning detallari, moy ushlagich, qopqoqlar, shponkalar o'rnatiladi, vallarni oraliq diametrlari va uzunliklari – ularga qo'yilgan va ishlov berish talablari asosida birlamchi hisobotlar natijasiga ko'ra belgilanadi. Yetaklovchi valdagi podshipniklarni o'zaro joylashishi qalinligi $t_в = (0{,}1 \div 0{,}15)d_{n1}$ bo'lgan vtulka yordamida nazorat etiladi. $t_в = 0{,}15 \cdot 40 = 6мм$. Moy ushlagichlar stakanning gardishidan tashqariga yoki reduktor korpusining devoridan ichkariga $1-2\ mm$ chi-

qib tursin. Podshipniklar stakanga joylashtiriladi. Stakan devorining qalinligi –

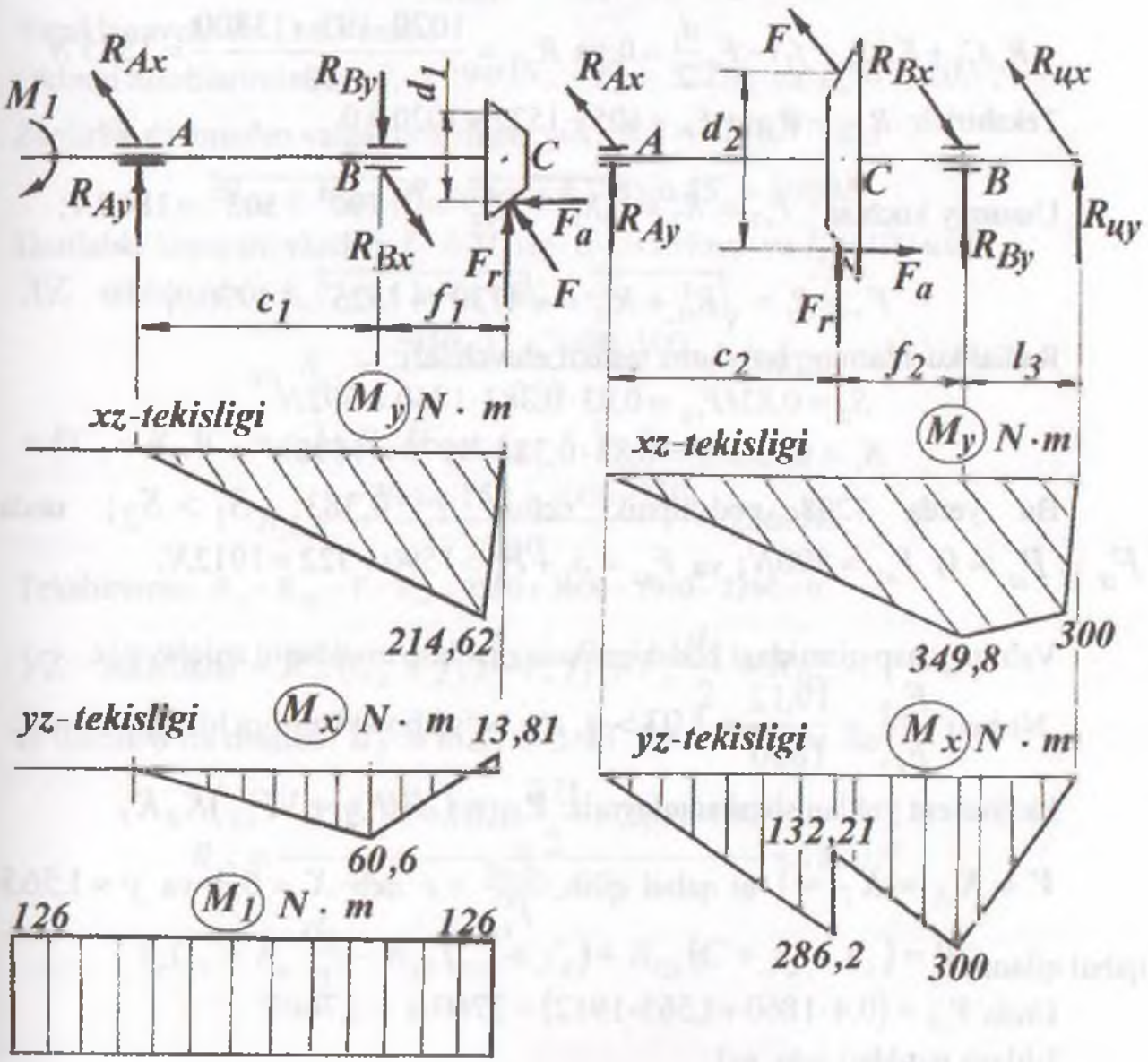
$$\delta_{st} = (0{,}08 \div 0{,}12)D = (0{,}08 \div 0{,}12) \cdot 80 = 6{,}4 \div 9{,}6 мм. \qquad \delta_{st} = 10 мм$$

qabul qilamiz. Podshipniklar tashqi halqalarining bo'ylama harakatini cheklash uchun stakanda qalinligi 6 *mm* bo'lgan tayanch tayyorlanadi.

Podshipnikni o'rnatish oson bo'lishi uchun yetaklovchi valni ikkita podshipnik vtulkani uzunligiga teng bo'lgan orasidagi kesimining diametri 0,5÷1 *mm* ga kamaytiriladi.

Tishli g'ildirak bir tomondan yetaklanuvchi valning kengaytirilgan kesimi $(d = 68)$ *mm* , ikkinchi tomondan moy ushlagich halqasiga tiraladi; $d = 55 мм$ moy ushlagich g'ildirakni stupitsasiga tiralishi uchun valni stupitsa o'rnining uzunligi stupitsaning uzunligidan 2 – 3 *mm* kalta tayyorlanadi. Korpus devorining qalinligini $\delta = 10 мм$ chizmada ko'rsatiladi. Podshipnik o'rni chuqurligi $\ell_1 \approx 1{,}5 \quad T_2 = 1{,}5 \cdot 23 = 35 мм$.

Podshipnikni tanlash va uning xizmat muddatini hisoblash.
Yetaklovchi val. Ta'sir qiluvchi kuchlar (3.63-rasm)



3.63-rasm.

$$F_t = 2940N; \quad F_{r_1} = F_{a2} = 1020N \quad F_{a1} = F_{r2} = 322N$$

Dastlabki etab komponovkadan $f_1 = 73мм$ va $c_1 = 120мм$.

Tayanch kuchlarni aniqlaymiz. UX o'qi tekisligida:

$$\sum M_B = -R_{Ax} \cdot c_1 + F_t f_1 = 0 \text{ va } R_{Ax} = F_t \frac{f_1}{c_1} = 2940 \frac{73}{120} = 1790N$$

$$\sum M_{Ax} = -R_{Bx} \cdot C_1 + F(c_1 + f_1) = 0, \text{ tenglamadan}$$

$$R_{Bx} = F_t \frac{C_1 + f_1}{C_1} = 2940 \frac{193}{120} = 4730N$$

Tekshirish: $R_{x2} - R_{x1} + F_t = 1790 - 4730 + 2940 = 0$

YZ tekisligida:

$$-R_{y2}C_1 + F_r f_1 - F_a \frac{d_1}{2} = 0 \text{ va } R_{y2} = \frac{1020 \cdot 73 - 322 \frac{85,77}{2}}{120} = 505N$$

$$-R_{y1}C_1 + F_r(C_1 + f_1) - F_a \frac{d_1}{2} = 0 \text{ va } R_{y1} = \frac{1020 \cdot 193 - 13800}{120} = 1525\ N$$

Tekshirish: $R_{y2} - R_{y1} + F_r = 505 - 1525 + 1020 = 0$

Umumiy kuchlar : $F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{1790^2 + 505^2} = 1860N;$

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{4730^2 + 1525^2} = 4970\ N$$

Radial kuchlarning bo'ylama tashkil etuvchilari.

$$S_2 = 0,83\ell F_{r2} = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 1860 = 592N$$

$$S_1 = 0,83\ell F_{r1} = 0,83 \cdot 0,383 \cdot 4970 = 1590N$$

Bu yerda 7208 podshipnik uchun $\ell = 0,383$; $S_1 > S_2$; unda $F_a = P_a \succ 0$ $F_{a1} = 590N$; va $F_{a2} = S_1 + F_a = 1590 + 322 = 1912N.$

Valning chap qismidagi podshipnikning ishlash muddatini aniqlaymiz.

Nisbati $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{19,12}{1860} = 1,03 > e$, o'q bo'ylab yuklanishni hisobga olamiz.

Ekvivalent yuklanishini aniqlaymiz: $P_{э2} = (XVF_{r2} + YF_{a2})K_\delta K_T$

$V = K_\delta = K_T = 1$ ni qabul qilib, $\frac{F_{a2}}{F_{r2}} > e$ deb $X = 0,4$ va $y = 1,565$ qabul qilamiz.

Unda $P_{э2} = (0,4 \cdot 1860 + 1,565 \cdot 1912) = 3760H = 3,76кN$

Ishlash muddati mln. ayl.

$$L=\left(\frac{C}{P_{э2}}\right)^{\frac{10}{3}}=\left(\frac{C}{P_{э2}}\right)^{3}\sqrt[3]{\frac{C}{P_{э2}}}=\left(\frac{41,6}{3,76}\right)^{3}\sqrt[3]{\frac{41,6}{3,76}}\approx 2980\ mln.ayl.$$

Ishlash muddati soatda $L_h=\frac{L\cdot 10^6}{60n}=\frac{2980\cdot 10^6}{60\cdot 970}=51000\ soat$

Valning o'ng qismidagi podshipnikning ishlash muddatini aniqlaymiz:

Nisbat $\frac{F_{a1}}{F_{r1}}=\frac{1590}{4970}=0,32<e$ bo'lganda

$$P_{э1}=V_1F_{r1}K_\delta\cdot K_T=4970\cdot 1\cdot 1\cdot 1=4970N$$

Ishlash muddati, mln. ayl. $L=\left(\frac{C}{P_э}\right)^{\frac{10}{3}}=\left(\frac{41,6}{4,97}\right)^{3}\sqrt[3]{\frac{41,6}{4,97}}=1200 mln.ayl.$

Ishlash muddati, soatda $L_h=\frac{L\cdot 10^6}{60n}=\frac{1200\cdot 10^6}{60\cdot 970}=20600 soat$

Yetaklanuvchi val (3.63-rasm)

Oldingi hisoblarimizdan. $F_t=2940N;\quad F_r=322N;$ va $F_a=1020N;$

Zanjirlik uzatmadan valga tushadigan yuk: $R_Ц=4278N$ yoki

$$R_{Цx}=R_{Цy}=R_Ц\sin\gamma=4278\sin 45^\circ\approx 3000N$$

Dastlabki kompanovkadan $f_2=71мм;\ C_2=159мм$ va $l_3=100мм$

XZ tekisligida $-R_{x3}(C_2+f_2)+Ff_2+R_{Цx}\ell_3=0$

$$\text{va } R_{x3}=\frac{2940\cdot 71+3000\cdot 100}{230}=2200N$$

$$-FC_2-R_{y4}(C_2+f_2)+R_{Цx}(C_2+f_2+\ell_3)=0$$

$$R_{x4}=\frac{-2940\cdot 159+3000\cdot 330}{230}=2260N.$$

Tekshiramiz: $R_{x3}+R_{Цx}-F-R_{x4}=2200+3000-2940-2260=0$

YZ tekislikda $-R_{y3}(C_2+f_2)-F_rf_2+F_a\frac{d_2}{2}+R_{Цy}\cdot\ell_3=0$

G'ildirak o'rta diametri $d_2=mZ_3=3,43\cdot 79=271мм$ dan

$$R_{y3}=\frac{-322\cdot 71+1020\frac{271}{2}+3000\cdot 100}{230}=1800N$$

$$F_rC_2+F_a\frac{d_2}{2}-R_{y4}(C_2+f_2)+R_{Цy}(C+f_2+\ell_3)=0$$

$$R_{y4} = \frac{322 \cdot 159 + 1020\frac{271}{2} + 3000 \cdot 330}{230} = 5122N$$

Tekshiramiz: $R_{y3} + F_r - R_{y4} + R_{IIy} = 1800 + 322 - 5122 + 3000 = 0$

Teng ta'sir etuvchi kuchlar.

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{2200^2 + 1800^2} = 2840N;$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{2260^2 + 5122^2} = 5610N;$$

Radial kuchni aniqlaymiz.

$$S_3 = 0{,}83e \cdot F_{r3} = 0{,}83 \cdot 0{,}411 \cdot 2840 = 970N;$$

$$S_3 = 0{,}83e \cdot F_{r3} = 0{,}83 \cdot 0{,}411 \cdot 56 = 1915N;$$

7211podshipnik uchun $e = 0{,}411$;

$$S_3 < S_4; \qquad F_a = P_a > S_4 - S_3$$

Unda $F_{a3} = S_3 = 970N; \qquad F_{a4} = S_3 + P_a = 970 + 1020 = 1990N.$

Valning chap tomonidagi podshipnikning yuklanishini aniqlaymiz.

Nisbat $\frac{F_{a3}}{F_{r3}} = \frac{970}{2840} = 0{,}341 < e - ни$ hisobga olamiz.

Ekvivalent yuklanishi:

$$P_{э3} = F_{r3} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 2840 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 3408N.$$

$K_\delta = 1{,}2$ ni hisobga olib nisbatini aniqlaymiz: $\frac{C}{P_{э2}} = \frac{56800}{3408} = 16{,}5$

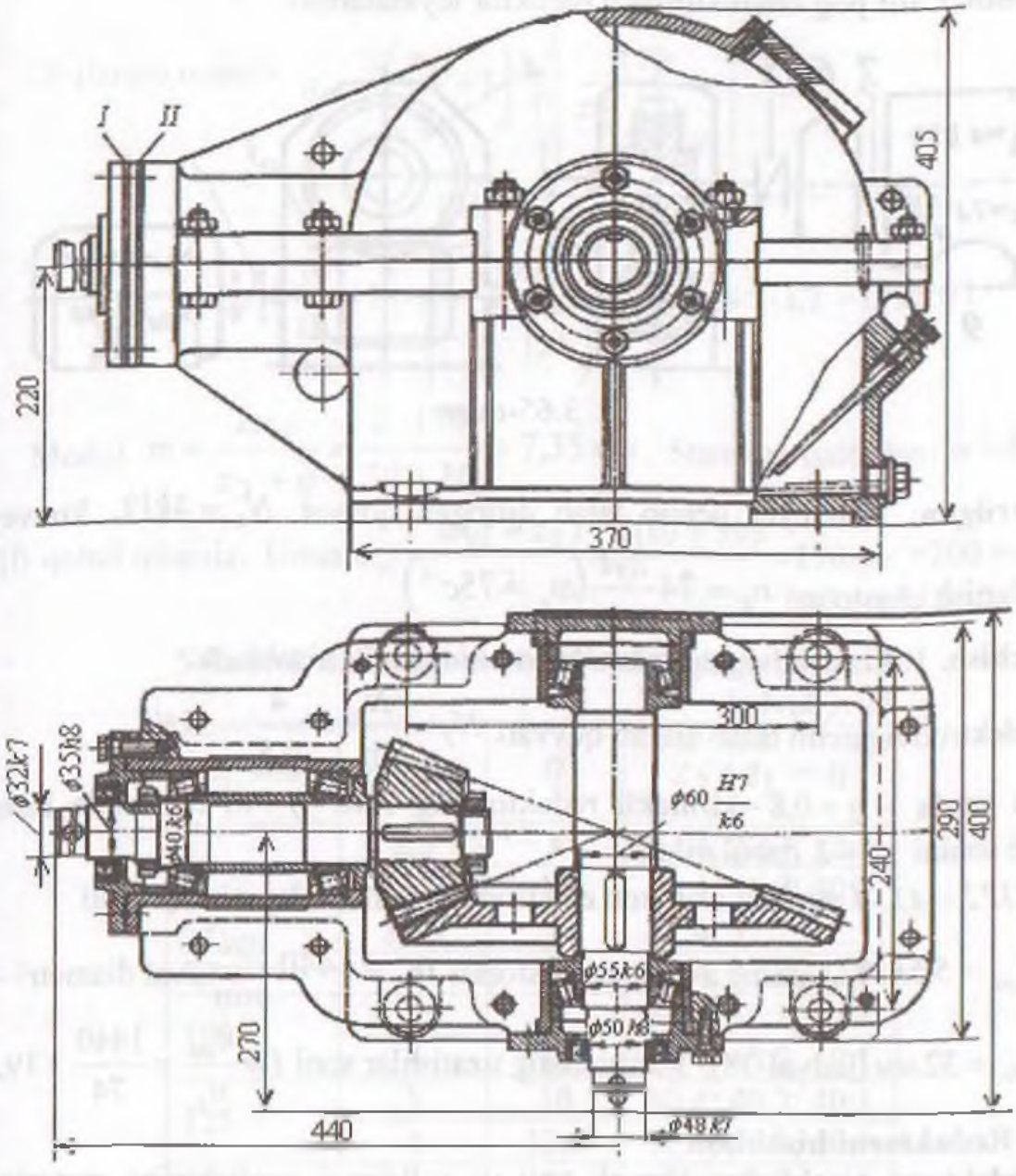
7211podshipnigining ishlash muddatini aniqlash uchun quyidagi nisbatdan foydalanamiz. $\frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{1990}{5610} = 0{,}354 < e$, o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni hisobga olamiz va ekvivalent yuklanishni aniqlaymiz.

$$P_{э4} = V \cdot F_{r4} \cdot K_\delta \cdot K_T = 5610 \cdot 1 \cdot 1{,}2 \cdot 1 = 6730N = 6{,}73кN$$

Ishlash muddati $L = \left(\frac{C}{P_э}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{56{,}8}{6{,}73}\right)^3 \sqrt[3]{\frac{56{,}8}{6.73}} \approx 1230mln.ayl.$

Ishlash muddati . $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{1230 \cdot 10^6}{60 \cdot 307} \approx 66 \cdot 10^3 soat$

bu yerda $n = 307\ \frac{ayl}{min}$ - yetaklanuvchi valning aylanishlar soni.



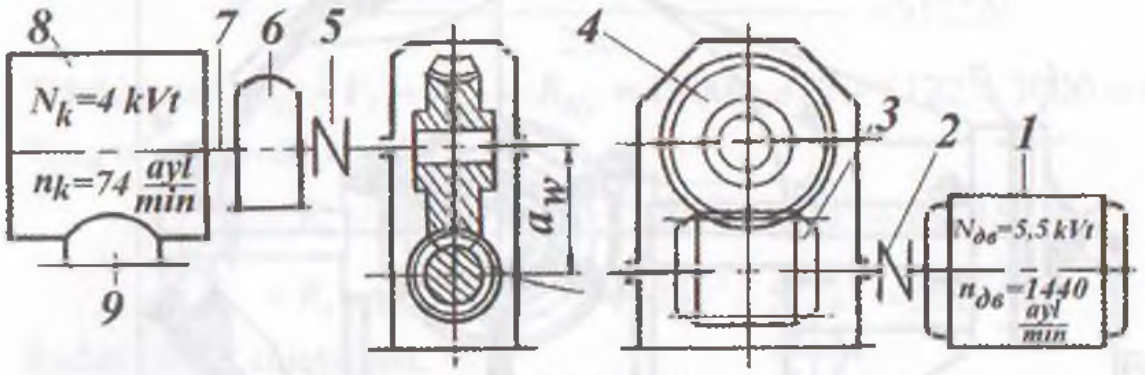
3. 64-rasm.

Birikmalarni mustahamlikka tekshirish. Val diametri $d_{в2} = 48мм$ ga qarab – shponka o'lchamlarini qabul qilamiz. $B \cdot h \cdot \ell = 14 \cdot 9 \cdot 63$; Pazning chuqurligi $t_1 = 5{,}5мм$. Yulduzchadagi moment $M_3 = 400 \cdot 10^3 Nмм$ edi. Shponka yuzini ezilishga hisoblaymiz.

$$\sigma_{sm} = \frac{2M_3}{d_{в_2}(h - t_1)(e - в)} = \frac{2 \cdot 400 \cdot 10^3}{48(9 - 5{,}5)(63 - 14)} = 97{,}5\frac{N}{мм^2} \prec [\sigma_{sm}]$$

Moy turini tanlash. Moy reduktor korpusiga qo'yiladi. Moy sathi tishli g'ildirakning tupigacha bo'lishi kerak, yoki $0{,}25 \cdot N_{T_3}$ orqali aniqlasak ham bo'ladi. – tezlik bilan $V = 4{,}35\frac{M}{s}$ bo'lganda I-70 A moyni tanlaymiz. Podshipniklarga esa – US- 2 solidolni tanlaymiz.

Misol-3. Bir pog'onali kirmakli reduktor loyihalansin.



3.65-rasm.

Berilgan: Konveyer uchun talab qilingan quvvat $N_k = 4kVt$, konveyer valini aylanish chastotasi $n_k = 74\frac{ayl}{min}\left(\omega_3 = 75c^{-1}\right)$

Echish. 1. Elektrodvigatelni tanlash va kinematik hisoblash

- elektrodvigatelni talab qilgan quvvati $N_T = \frac{N_k}{\eta} = \frac{4}{0{,}8} = 5kVt$

bu yerda $-\eta = 0{,}8$ – kirmakli reduktorning FIK. η – ni tanlashda kirmak o'ramlari sonini $z_1 = 2$ qabul qildik.

AOP2 – 42 -4 markali asinxron elektrodvigatelni tanlaymiz: quvvati $N_{\partial e} = 5{,}5kVt$, valning aylanish chastotasi $n_{\partial e} = 1440\frac{ayl}{min}$, val diametri – $d_{\partial e} = 32мм$ (jadval-38). Yuritmaning uzatishlar soni $i = \frac{n_{\partial e}}{n_K} = \frac{1440}{74} = 19{,}5$.

2. Reduktorni hisoblash

Reduktorni hisoblashni kirmak vali va g'ildiragi gardishining materialini tanlashdan boshlaymiz. Kirmak vali uchun qattiqligi *HRC* 45 gacha toblangan po'latning 45 markasini; kirmak g'ildiragining gardishi uchun B_r. AJg – 4 I bronza materialini tanlaymiz. Ilashmadagi tezlikni $\vartheta = 5\frac{м}{s}$ rnxsat etilgan kontaktli kuchlanishni $[\sigma]_H = 155\frac{N}{мм^2}$ qabul qilamiz (jadvallar – 3.28 va 3.29).

Kirmak g'ildiragi tishlarining soni $z_2 = i \cdot z_1 = 19{,}5 \cdot 2 = 39$

Kirmak g'ildiragi validagi aylantiruvchi moment

$M_2 = \frac{N_2}{\omega_2} = \frac{4 \cdot 10^3}{7{,}75} = 517Nм = 517 \cdot 10^3 N \cdot мм$ bu yerda

$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i} = \frac{150{,}5}{19,} = 7{,}75;$ $\omega_1 = \omega_{\partial e} = \frac{\pi \cdot n_{\partial e}}{30} = \frac{\pi \cdot 1440}{30} = 150{,}5\frac{rad}{s}$

O‘qlararo masofa: $a_w = \left(\frac{z_2}{q}+1\right)\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q}\cdot[\sigma]_H}\right)^2\cdot M_2\cdot k}$

$$a_w = \left(\frac{39}{10}+1\right)\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{170}{\frac{39}{10}\cdot 155}\right)^2\cdot 517\cdot 10^3\cdot 1{,}2} = 179мм$$

Modul $m = \frac{2a_w}{z_2+q} = \frac{2\cdot 179}{39+10} = 7{,}35мм$. Standart qatordan $m = 8мм$ va $q = 10$ qabul qilamiz. Unda $a_w = \frac{m(q+z_2)}{2} = \frac{8(10+39)}{2} = 196мм$ =200 *mm*.

Silindrik kirmakli uzatmalarning parametrlari

Jadval-3. 21

$a_\omega, мм$	$m, мм$	q	$z_2 : z_1 = u$
50	2,5	8	32:4; 32:2; 32:1
	2	10	40:4; 40:2; 40:1
63	3,15	8	32:4; 32:2; 32:1
80	4	8	32:4; 32:2; 32:1
100	5	8	32:4; 32:2; 32:1
	4	10	40:4; 40:2; 40:1
125	5	10	40:4; 40:2; 40:1
	4	12,5	50:4; 50:2; 50:1
140	5	16	40:4; 40:2; 40:1
	5	10	46:4; 46:2; 46:1
160	8	8	32:4; 32:2; 32:1
200	10	8	32:4; 32:2; 32:1
	8	10	40:4; 40:2; 40:1
250	12,5	8	32:4; 32:2; 32:1
	10	10	40:4; 40:2; 40:1
	8	12,5	50:4; 50:2; 50:1
280	10	16	40:4; 40:2; 40:1
	10	10	46:4; 46:2; 46:1
400	20	8	32:4; 32:2; 32:1
	16	10	40:4; 40:2; 40:1
500	20	10	40:4; 40:2; 40:1
	16	12,5	50:4; 50:2; 50:1

Kirmak o‘ramining bo‘luvchi ko‘tarilish burchagi

Jadval -3.22

Z_1	q ni turli qiymatlarida γ						
	16	14	12	10	9	8	7,5
1	$3^0\ 34'\ 35''$	$4^0\ 05'\ 09''$	$3^0\ 34'\ 35''$	$5^0\ 42'\ 38''$	$6^0\ 20'\ 25''$	$7^0\ 07'\ 30''$	$7^0\ 35'\ 41''$
2	$7^0\ 34'\ 35''$	$8^0\ 07'\ 48''$	$7^0\ 34'\ 35''$	$11^0\ 18'\ 36''$	$12^0\ 31'\ 44''$	$14^0\ 02'\ 10''$	$14^0 55'\ 53''$
3	$10^0\ 34'\ 35''$	$12^0\ 05'\ 40''$	$10^0\ 34'\ 35''$	$16^0\ 41'\ 56''$	$18^0 26'\ 06''$	$20^0\ 33'\ 22''$	$21^0 48'\ 00''$
4	$14^0\ 34'\ 35''$	$15^0\ 56'\ 43''$	$14^0\ 34'\ 35''$	$21^0\ 48'\ 05''$	$23^0\ 57'\ 45''$	$26^0\ 33'\ 54''$	$28^0 04'\ 21''$

Modul m va q koeffitsientlar

Jadval-3.23

m	q	m	q	m	q
			8,0		8,0
			10,0		10,0
		3,15	12,5	8,00	12,5
			16,0		16,0
			20,0		20,0
			8,0		8,0
			10,0		10,0
		4,00	12,5	10,00	12,5
			16,0		16,0
			20,0		20,0

m	q	m	q	m	q
	8,0		8,0		8,0
	10,0		10,0		10,0
2,0	12,5	5,00	12,5	12,50	12,5
	16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0		20,0
	8,0		8,0		8,0
	10,0		10,0		10,0
50	12,5	6,30	12,5	16,00	12,5
	16,0		16,0		16,0
	20,0		20,0	20,00	8,0
					10,0

Po‘lat kirmakda ishlaydigan qalayli bronzadan tayyorlangan kirmak g‘ildiragi uchun f' va ρ' koeffitsientlar

Jadval-3.24

$v_c, \frac{M}{c}$	f'	ρ'	$v_c, \frac{M}{c}$	f'	ρ'
0,10	0,08-0,09	$4^0\ 34' - 5^0\ 09'$	2,5	0,030-0,040	$1^0\ 43' - 2^0\ 17'$
0,25	0,065-0,075	$3^0\ 34' - 4^0\ 17'$	3,0	0,028-0,035	$1^0\ 36' - 2^0\ 00'$
0,5	0,055-0,065	$3^0\ 09' - 3^0\ 43'$	4,0	0,023-0,030	$1^0 19' - 1^0\ 43'$
1,0	0,045-0,055	$2^0\ 35' - 3^0\ 09'$	7,0	0,018-0,026	$1^0\ 02' - 1^0\ 29'$
1,5	0,04-0,05	$2^0\ 17' - 2^0\ 52'$	10,0	0,016-0,024	$0^0 55' - 1^0\ 22'$
2,0	0,035-0,045	$2^0\ 00' - 2^0\ 35'$			

Kirmak g‘ildiragi uchun tish shaklining koeffitsienti Y_F

Jadval-3.25

Z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100	150
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08	2,04

Kirmakning deformatsiya koeffitsienti θ

Jadval-3.26

Z_1	Koeffitsient q -ni qiymatlari						
	7,5	8	9	10	12	14	16
1	63	72	89	108	147	179	194
2	50	57	71	86	117	149	163
3	46	51	61	76	103	131	144
4	42	47	58	70	94	120	131

Dinamik yuk koeffitsienti K_v

Jadval-3.27

Aniqlik darajasi	Sirpanish tezligi v_s, $\frac{M}{s}$			
	Do 1,5	Sv.1,5 do 3	Sv.3 do 7,5	Sv.7,5 do 12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-

Kirmak g'ildiragi materialining mexanik xarakteristikalari

Jadval -3.28

Bronza va cho'yan turlari	Mustahkamlik chegarasi σ_v $\frac{N}{мм^2}$	Kirmakning qattiqligiga bog'liq ruxsat etilgan kuchlanish $\frac{N}{мм^2}$					
		$\prec HRC45$			$\geq HRC45$		
		$[\sigma_o]'_F$	$[\sigma_{-1}]'_F$	$[\sigma]'_H$	$[\sigma_o]'_F$	$[\sigma_{-1}]'_F$	$[\sigma]'_H$
BrOF10-1	177	39	28	128	49	35	157
BrOF10-1[x]	255	57	41	186	71	51	221
BrONF	284	64	45	206	80	56	246
BrOCS6-6-3[x]	177	45	32	132	53	38	159
BrOCS6-6-3	147	35	25	111	45	32	133
BrAJ9-4L	392	81	63		98	75	
BrAJ9-4L[x]	490	85	69		108	83	
BrAJN10-4L	590	101	81		130	98	
SCh12 - 28	118	33	20		41	25	
SCh15 - 32	147	37	23		47	29	
	177	42	26		53	33	
	206	47	29		59	36	

Yuklanish koeffitsienti $K = 1,2$ qabul qilamiz.

Unda kirmak valining asosiy o'lchamlari:

- bo'luvchi diametr $d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 8 = 80 мм$
- o'ram uchining diametri $d_{a1} = d_1 + 2m = 80 + 2 \cdot 8 = 96 мм$

- o'ram tubining diametri $d_{f1} = d_1 - 2{,}4m = 80 - 2{,}4 \cdot 8 = 60{,}8 мм$

Kirmak o'rami tayyorlangan qismining uzunligi

$b_1 \geq (11 + 0{,}06 \cdot z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0{,}06 \cdot 39) \cdot 8 + 25 = 131{,}5 мм$

$b_1 = 132 мм$ qabul qilamiz. Kirmak o'ramining ko'tarilish burchagi

$$tg\gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0{,}2; \qquad \gamma = 11^0 18^1$$

Kirmak g'ildiragi uchun ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish.

Jadval-3.29

Material		$[\sigma]_H$, $(\frac{N}{мм^2})$ ni qiymati v_S, $\frac{м}{s}$ tezliklarda								
Kirmak g'ilidiragi gardishi	Kirmak	0	0,25	0,5	1	2	3	4	6	8
Br.AJ9-4L	Po'lat >HRC 45	-	-	182	179	173	167	161	150	138
Br.AJN 10-4-4L	Po'lat >HRC 45	-	-	196	192	187	181	175	164	152
SCh 15-32 yoki SCh 18-36	St 20 yoki 20X sementa-tsiya	184	155	128	113	84,5	-	-	-	-
SCh 12-28	St 45	170	141	113	98	71	-	-	-	-

Kirmak g'ildiragi gardishining o'lchamlari:

- bo'luvchi diametri $d_2 = z_2 \cdot m = 39 \cdot 8 = 312 мм$
- tishlar uchining diametri $d_{a2} = d_2 + 2m = 312 + 2 \cdot 8 = 328 мм$

-tishlar tubining diametri

$d_{f2} = d_2 - 2{,}4m = 312 - 2{,}4 \cdot 8 = 292{,}8 мм$

- kirmak g'ildiragining eng katta diametri

$$d_{aм} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 328 + \frac{6 \cdot 8}{2 + 2} = 340 мм$$

Kirmak g'ildiragi gardishining eni $b_2 \leq 0{,}75 \cdot d_{a1} = 0{,}75 \cdot 0{,}96 = 72 мм$

Kirmakning doiraviy tezligi $\vartheta_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 80 \cdot 10^{-3} \cdot 1440}{60} = 6{,}05 \frac{м}{s}$

Sirpanish tezligi $\vartheta_3 = \frac{\vartheta_1}{cos\gamma} = \frac{6{,}05}{\cos 11^0 18^1} = 6{,}15 \frac{м}{s}$

uchun $[\sigma]_H \approx 149 \frac{N}{мм^2}$. Farq $\frac{155 - 149}{149} \cdot 100\% = 4\%$.

O‘qlararo masofani $a_w = 179мм$ – hisoblangan qiymatini, m va q larning standart qiymatlaridan keyin $a_w = 200мм$ qabul qilganligimiz

uchun σ_H – kontaktli kuchlanishni tekshiramiz: $\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \left(\frac{z_2}{q}\right)^3}{a_w^3}}$

Yuklanish koeffitsienti $K = K_\beta \cdot K_\vartheta$ – ni hisoblaymiz.

Uzatmani 7-chi aniqlik darajasida dinamik koeffitsient $K_\vartheta = 1{,}1$;

$q = 10$ va $z_1 = 2$ qiymatlarda kirmakni deformatsiya koeffitsienti $Q = 86$ bo‘lsa, yukni notekis taqsimlanish koeffitsienti $K_\beta = 1{,}04$.

Unda $\sigma_H = \frac{170}{\frac{39}{10}} \sqrt{\frac{517 \cdot 10^3 \cdot 1{,}14 \cdot (4{,}9)^3}{(200)^3}} = 130 \frac{N}{мм^2} \le [\sigma]_H$

Kirmak g‘ildiragi tishlarini egilishga mustahkamligini tekshiramiz

$$\sigma_F = \frac{1{,}2 \cdot M_2 \cdot K \cdot Y_F}{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2} = \frac{1{,}2 \cdot 517 \cdot 10^3 \cdot 1{,}14 \cdot 2{,}25}{39 \cdot 72(8)^2} = 8{,}9 \frac{N}{мм^2}$$

bu yerda: Y_F – tish shaklining koeffitsienti.

Tishlarni ekvivalent soni $z_\vartheta = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{39}{\left(\cos 11^0 18^1\right)^3} = 41{,}3$ va $Y_F = 2{,}25$

3. **Reduktor valini dastlabki hisoblash.**

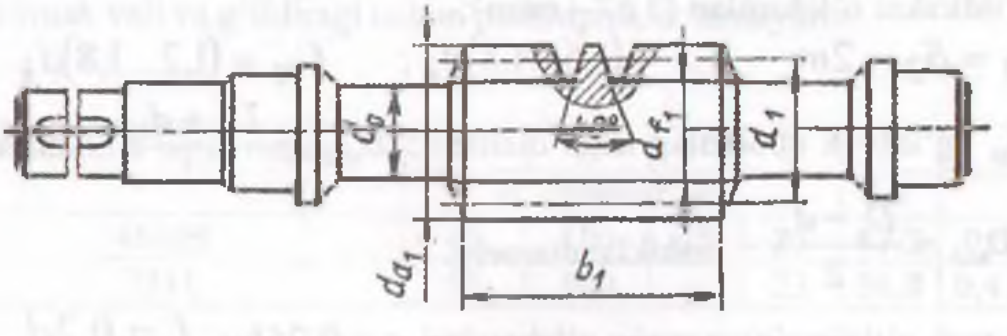
- vallarni ko‘ndalang kesimidagi burovchi momentlar

- yetaklanuvchi val $M_2 = 517 \cdot 10^3 N \cdot мм$

- yetaklovchi val $M_1 = \frac{M_2}{i \cdot \eta} = \frac{517 \cdot 10^3}{19{,}5 \cdot 0{,}82} = 32{,}3 \cdot 10^3 N \cdot мм$

Val oxirgi kesimining diametri $d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0{,}2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{32{,}3 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 25}} = 18{,}7мм$

Bu yerda $[\tau]_K$ – buralishga ruxsat etilgan kuchlanish, $[\tau]_k = 25 \frac{N}{мм^2}$



3.66-rasm. Kirmak.

Valni elektrodvigatel bilan biriktirish uchun $d_{b1} = d_{dv} = 32мм$; podshipnik o'rni diametrini $d_{n1} = 45мм$, qabul qilamiz (3.66-rasm).

Kirmak tayanchlari orasidagi masofani $\ell_1 = d_{sv} = 340мм$; val oxirgi kesimining o'rtasidan tayanchgacha $f_1 = 90мм$ qabul qilamiz

Yetaklanuvchi val. Vintli konveyer tomonidan ta'sir ostida val egilishini hisobga olib $[\tau]_k = 25\frac{N}{мм^2}$ qabul qilamiz.

Val oxirgi kesimining diametri $d_{b2} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,2[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{517 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 46,7мм$

$d_{b2} = 48мм$, qabul qilamiz. Podshipnik o'rni uchun $d_{n2} = 55мм$; kirmak g'ildiragi uchun $d_{k2} = 60мм$;. Kirmak g'ildiragi stupitsasining diametri –

$d_{ct2} = (1,6...1,8)d_{k2} = (96...108)мм$ va $d_{ct2} = 100мм$ qabul qilamiz

Stupitsaning uzunligini $\ell_{ct} = (1,2...1,8) \cdot d_{k2} = (72...108)мм$; $\ell_{ct} = 90мм$ qabul qilamiz.

Reduktor korpusining konstruktiv o'lchamlari. Korpus va qopqoq devorlarining qalinligi $\delta = 0,04a_w + 2 = 0,04 \cdot 200 + 2 = 10,0мм$;

$\delta_1 = 0,032a_w + 2 = 0,032 \cdot 200 + 2 = 8,64мм$

Flaneslar qalinligi $b_\phi = 1,5\delta = 1,5 \cdot 10 = 15мм$

Korpus pastki poyasining qalinligini $P_1 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 10 = 15мм$

$P_2 = (2,25...2,75)\delta = (2,25...2,75) \cdot 10 = 22,5...27,5мм$.

Boltlarning diametrlari : - fundamental bolt

$d_{\delta 1} = (0,03...0,036) \cdot a_w + 12 = (0,03...0,036) \cdot 196 + 112 = 18...19мм$;

- podshipnik yonidagi qopqoqni korpusga biriktiradigan

$d_{\delta 2} = (0,5,..0,6)d_{\delta 1} = (0,5...0,6)20 = 10...12мм$;

- kirmak g'ildiragini gardishga biriktiradigan:

$d_{bH} = (1,2...1,4) \cdot m = (1,2...1,4) \cdot 8 = (9,6...11,2)мм$; $d_{bH} = 10мм$; *M10* rezbalibolt ; $P_2 = 25мм$; $d_{\delta 1} = 20мм$ $P_2 = 25мм$; $d_{\delta 1} = 20мм$ *M12* rezbali bolt va $\delta = 10мм$; $\delta_1 = 10мм$ qabul qilamiz.

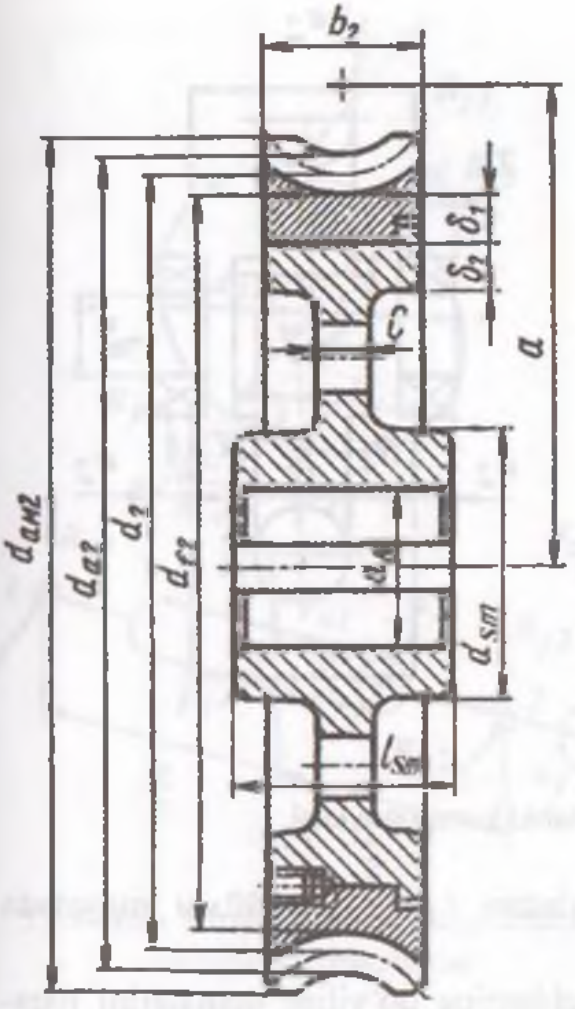
Vintning uzunligi $\ell_{bH} = (0,3...0,4) \cdot b_2 = 0,3 \cdot 72 = 22,6мм$

G'ildirakni o'lchamlari (3.67 – rasm):

$\delta_1 = \delta_2 = 2m;$ $d_{ct} = (1,6...1,8)d_k;$ $\ell_{ct} = (1,2...1,8)d_k$

D_o –g'ildirak obodining ichki diametri; $D_{omb} = \frac{D_o + d_{ct}}{2}$ – markaziy aylana va $D_{tesh} = \frac{D_o - d_{ct}}{2}$ – teshiklar diametri.

Kirmak g'ildiragining ayrim o'lchamlari $c = 0,25b_1$; $f = 0,2d_{em}$



3.67-rasm.

$$d_{sm} = (1{,}2...1{,}4)m;$$

$$\ell_{sm} = (0{,}3...0{,}4)e_2$$

G'ildirakning gardishi – bronza; markazi *Sch-15-32* markali cho'yandan – tayyorlanadi. G'ildirakdagi vintlar qirqilishga $\tau = 0{,}25 \cdot \sigma_T$; teshiklarning devorlari ezilishga tekshiriladi: bronza $[\sigma]_{CM} = 0{,}3 \cdot \sigma_T$, cho'yan $[\sigma]_{CM} = 0{,}4 \cdot \sigma_u$.

Reduktorning dastlabki komponovkaci. Reduktorni komponovkasini bajarish uchun chiziladigan sxema ikkita proeksiyada amalga oshiriladi. Chizma M 1:1 masshtabda bajarilsa maqsadga muvofiq bo'ladi (3.68-rasm). Qog'ozni – taxminan o'rtasidan gorizontal chiziq va undan $a_w = 200мм$ masofadan ikkinchi chiziqni o'tkazamiz, reduktor o'lchamining ko'lamiga asosan ikkita vertikal chiziqlar o'tkazamiz.

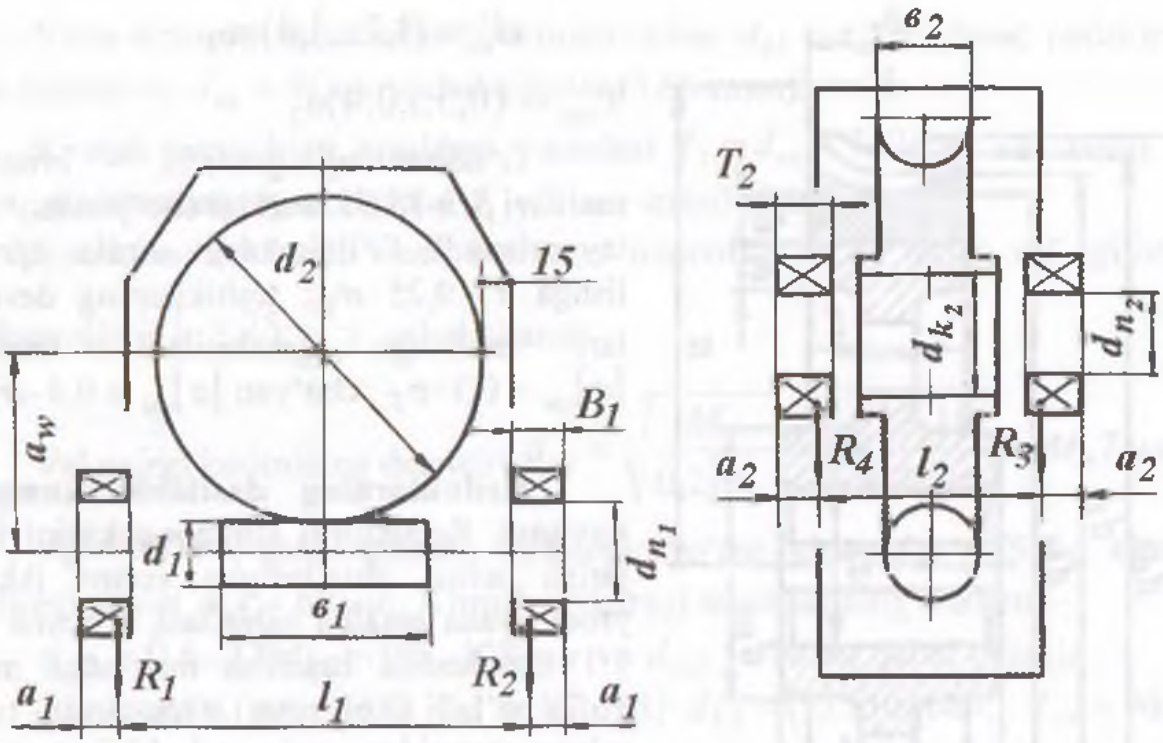
1) d_2 – diametr bilan kirmak g'ildiragi; d_1 – diametr va b_1 masofa bilan kirmak o'rni belgilanadi.

Ilashmada sachratib moylash usuli qo'llaniladi. Kirmak valiga moy sachratuvchi moslama o'rnatilgan bo'lib, u reduktorning korpusiga kirmak o'ramidan pastroq sathda qo'yilgan suyuq moyni sachratish usuli bilan g'ildirak va podshipniklarga yetkazib beradi. Vallarga rezinali manjetlar o'rnatilgan va ular valni korpusdagi zichligini ta'minlaydi. Korpusni pastki qismida moyning sathini nazorat etish va uni almashtirish uchun org. shishali moy ko'rsatkich va probka o'rnatiladi. Podshipniklarning qopqoqlari va reduktorni ko'tarish uchun ilgagich loyihalanadi.

2) kirmak g'ildiragining gardishi bilan reduktor korpusi devorining ichki tomoni o'rtasida $A_1 = 1{,}2\delta$ masofa qoldiramiz.

3) kirmak vali va g'ildiragi uchun podshipniklar tanlaymiz

Podshipnik tartib raqami	*d*	*D*	*V*	*T*	*S*	*e*
	o'lchamlar, *mm*				*kN*	
46309	45	100	25	25	47,2	0,68
7211	55	100	-	23	56,8	0,411



3.68-rasm. Reduktorning dastlabki komponovkasi.

Kirmak podshipniklarini bir-biriga nisbatan $\ell_1 = d_{am} = 340мм$ masofada joylashtiramiz.

1) Podshipniklarda radial kuchlarning qo'yilish nuqtalarini topamiz:

- rolik radial – tirakli podshipnik – 7211

$$a_2 = \frac{T_2}{2} + \frac{(d_2 + D_2)}{6} \cdot \ell_2 = \frac{23}{2} + \frac{(55+100)\cdot 0{,}411}{6} = 22мм$$

sharikli radial – tirakli podshipnik – 46309

$$a_1 = \frac{T_1}{2} + \frac{(d_1 + D_1)}{6} \cdot \ell_2 = \frac{25}{2} + \frac{(45+100)}{6} \cdot 0{,}68 = 30мм.\ \ell_2 = 125мм$$

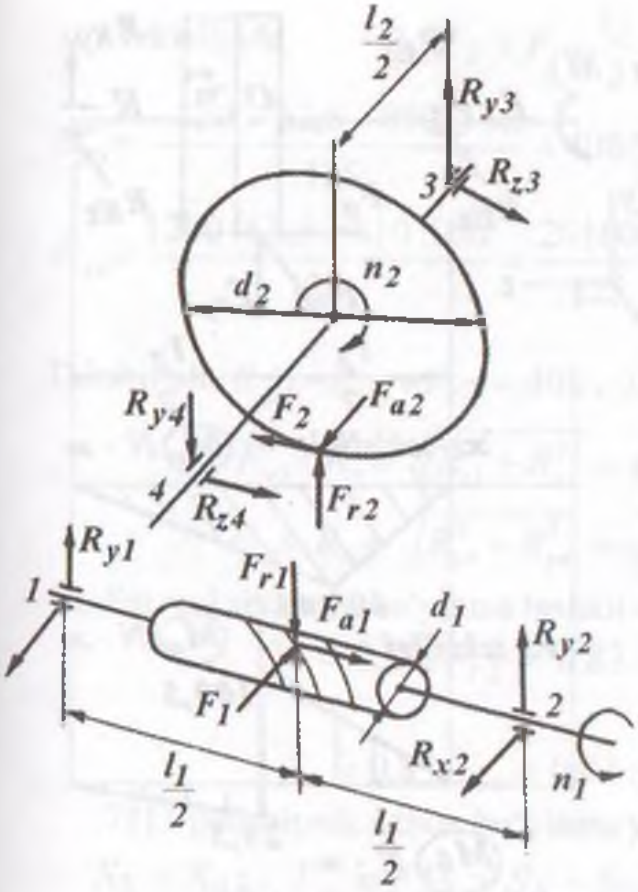
Kirmak g'ildiragining stupitsasi bilan podshipnik orasidagi masofani – $Y = 15мм$ qabul qilamiz.

Podshipniklarning xizmat muddatini hisoblash. Ilashmadagi kuchlar - kirmak g'ildiragidagi doiraviy kuch, kirmakdagi bo'ylama kuchga teng

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2\cdot 517\cdot 10^3}{312} = 3310N$$

- kirmakdagi doiraviy kuch, g'ildiragidagi bo'ylama kuchga teng.

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2\cdot 32{,}3\cdot 10^3}{80} = 810N$$



3.69-rasm. Kirmakli ilashmadagi kuchlar va tayanch reaksiyalar

-g'ildirak va kirmakdagi radial kuchlar

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot tg\alpha = 3310 \cdot tg20^0 = 1200N$$

Kirmak vali: Kirmak o'ramini valda o'ng yo'nalishda qabul qilinadi.

Tayanch reaksiyalari: xz – tekisligida $R_{x1} = R_{x2} = \frac{F_{t1}}{2} = \frac{810}{2} = 405N$

yz – tekisligida (3.69-rasm)

$$-R_{y1}\ell_1 + F_{r1} \cdot \frac{\ell_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y1} = \frac{1200 \cdot 170 - 3310 \cdot 40}{340} = 211N;$$

$$R_{y2} \cdot \ell_1 - F_{r1} \cdot \frac{\ell_1}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y2} = \frac{1200 \cdot 170 + 3310 \cdot 40}{340} = 989N$$

Tekshirish:

$$R_{y1} + R_{y2} - F_{r1} = 211 + 989 - 1200 = 0$$

Umumiy reaksiya

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{(405)^2 + (211)^2} = 456N$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{(405)^2 + (9891)^2} = 1070N$$

Radial tirakli sharikli podshipniklardagi radial reaksiyalar bo'yicha ajratuvchilarni aniqlaymiz

$S_1 = \ell \cdot F_{r1} = 0{,}68 \cdot 456 = 310N;$ $\qquad S_2 = \ell \cdot F_{r2} = 0{,}68 \cdot 1070 = 730N$

$\alpha = 26^0$ da bo'ylama yuklanish koeffitsienti $\ell = 0{,}68$ (jadval -26).

Podshipniklardagi bo'ylama kuchlar: $S_1 \prec S_2$; $F_a = P_{a1} \geq S_2 - S$,

unda $F_{a1} = S_1 = 310N;$ $\qquad F_{a2} = S_1 + F_a = 310 + 3310 = 3620N$

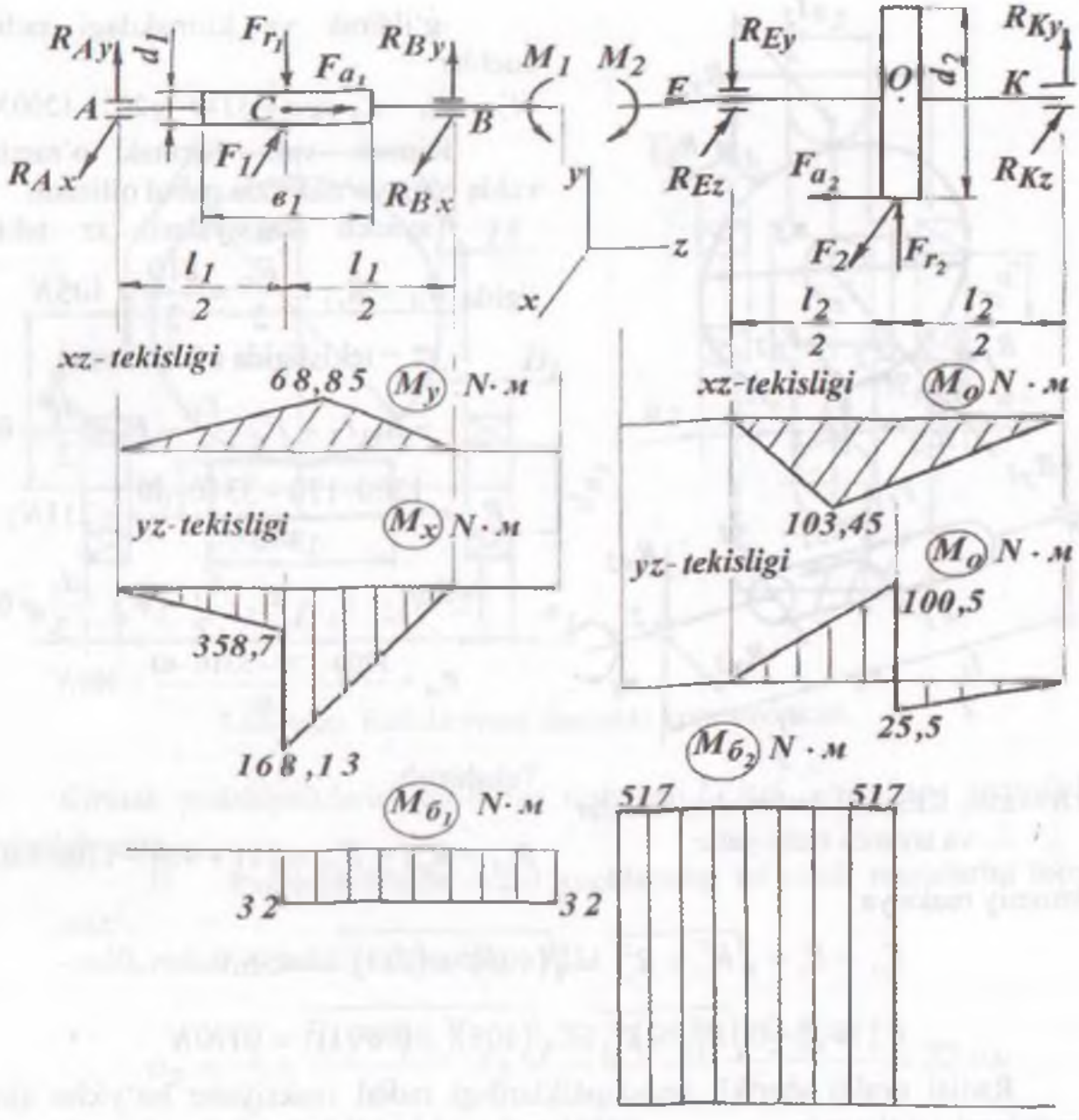
Chap (birinchi) podshipnikni tekshiramiz:

$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{310}{456} = 0{,}68 = \ell$, bo'ylama kuchni hisobga olmaymiz.

Ekvivalent kuch $P_{e1} = F_{r1} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 456 \cdot 1{,}3 = 593N$

O'ng (ikkinchi) podshipnik.

$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{3620}{1070} = 3{,}28 \succ \ell$, shuning uchun ekvivalent kuchni aniqlashda bo'ylama kuchni hisobga olamiz:



3. 70-rasm.

$$P_{э2} = \left(X \cdot F_{r2} \cdot V + Y \cdot F_{a2}\right) K_{\delta} \cdot K_T = \left(0{,}4 \cdot 1070 \cdot 1 + 0{,}87 \cdot 3620\right) \cdot 1{,}3 = 4700N$$

Mln. aylanish birligidagi ishlash muddati $L = \left(\frac{C}{P_э}\right)^3 = \left(\frac{47{,}2}{4{,}7}\right)^3 \approx 1050 \frac{mln}{ayl}$

Soat birligidagi ishlash muddati $L_c = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{1050 \cdot 10^6}{60 \cdot 1440} \approx 12000$ soat

Yetaklanuvchi val: Radial kuchlarni R_3 va R_4 qo'yilish nuqtalari orasidagi masofa $l = 125\ mm$, diametr $d_2 = 312 мм$.

Reaksiya kuchlar: xz - tekisligida $R_{z3} = R_{z4} = \frac{F}{2} = \frac{3310}{2} = 1655H$

yz - tekisligida $R_{y3}l_2 + F_{r2}\frac{l_2}{2} - F_{a2}\frac{d_2}{2} = 0;$

$R_{y3} = \frac{-1200 \cdot 62,5 + 810 \cdot 156}{125} = 408N$ $R_{y4}l_2 - F_{r2}\frac{l_2}{2} - F_{a2}\frac{d_2}{2} = 0;$

$R_{y4} = \frac{1200 \cdot 62,5 + 810 \cdot 156}{125} = \frac{201000}{125} = 1608N$.

Tekshirish: $R_{y3} - R_{y4} + F_{r2} = 408 - 1608 + 1200 = 0$.

$$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{z3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{1655^2 + 408^2} = 1700N;$$

$$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{z4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{1655^2 + 1608^2} = 2310N.$$

Radial reaksiyalarni bo'ylama tashkil topuvchilari:

$$S_3 = 0,83eF_{r3} = 0,83 \cdot 0,411 \cdot 1700 = 580N$$

;

$$S_4 = 0,83eF_{r4} = 0,83 \cdot 0,411 \cdot 2310 = 790N,$$

7211 podshipnik uchun bo'ylama yuklanish koeffitsienti $e = 0,411$.

$S_3 < S_4;$ $F_a = F_{a2} > S_4 - S_3;$ bunda $F_{a3} = S_3 = 580N;$

$F_{a4} = S_3 + F_a = 580 + 810 = 1390N$. O'ng podshipnik uchun

$\frac{F_{a3}}{F_{r4}} = \frac{580}{1700} = 0,341 < e$, va

$F_{y3} = F_{r3}VK_6K_T = 1700 \cdot 1,3 = 2220N$.

Chap podshipnik uchun $\frac{F_{a4}}{F_{r4}} = \frac{1390}{2310} = 0,690 > e$; Koeffitsientlar

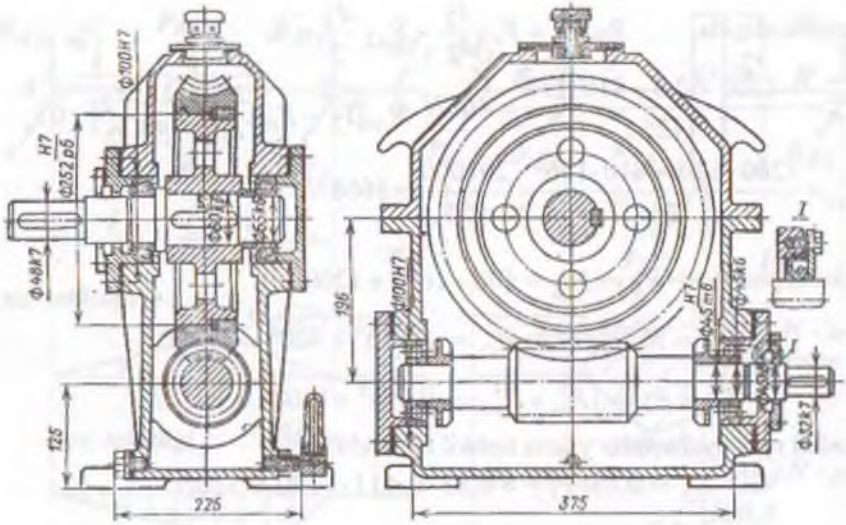
$V = 1;$ $K_6 = 1,3$ $K_T = 1$; 7211 konussimon podshipnik uchun

$\frac{F_{a4}}{F_{r4}} > e$ $X = 0,4$ va $Y = 1,459$ hosil qilamiz

$F_{y4} = (0,4 \cdot 2310 \cdot 1 + 1,459 \cdot 1390) \cdot 1,3 \cdot 1 = 3840N = 3,84kN$

$$L = \left(\frac{C}{F_{y4}}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{56,8}{3,84}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{56,8}{3,84}\right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{56,8}{3,84}} \approx 8320 \text{ mln. ayl.}$$

Ishlash muddati $L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{8320 \cdot 10^6}{60 \cdot 74} = 1,8 \cdot 10^6$ soat.



3. 71-rasm.

IV-bo'lim. YuK KO'TARISh – TAShISh MAShINALARI.

Har qanday sanoat korxonasining ish jarayoni xom-ashyoni; tayyor mahsulotning harakati bilan bog'liq. Yukni ko'tarish-tushirish ishlarini o'rtacha 30-50 % qo'l mehnati bilan amalga oshiriladi.

Oziq-ovqat sanoatida juda ko'p texnologik jarayonlar mexanizatsiyalashgan va avtomatlashtirilgan. Lekin yukni harakatlantirishdagi ayrim yordamchi jarayonlar yetarli mexanizatsiyalashtirilmagan va bu ishda juda ko'p ishchilar qatnashdilar. Shuning uchun bu ishlarni mexanizatsiyalashtirish va avtomatizatsiyalashtirish ish unumdorligini oshirishni va mahsulot tannarxini kamaytirish rezvervidir.

Ishlab-chiqarishni potok metodi ko'tarish – tashish mashinalari va mexanizmlarini turli markalarini tadbiq eishga; ishlab-chiqarishni uzluksiz va bir me'yorda olib borishga yordam beradi.

Xalq xo'jaligini rivojlantirish va yuk oborotini o'sishi, yuklarni skladlashtirish va harakatni takomillashtirishda texnologik jarayonni kompleks mexanizatsiyalashtirish va avtomatizatsiyalashtirishni va qo'l mehnatini yo'qotishni talab etadi. Yuklash-tushirish, tashish va sklad ishlarini komplks mexanizatsiyalashtirish turli transport mashinalari va uskunalarini racional tadbiq etishga olib keladi; ishchi faqat mashina harakatini boshqaradi.

Sanoat tarmoqlarida o'zaro «ta'minlovchi-transport-iste'molchi» sistemasida yuk ko'tarish – tushirish, tashish va sklad ishlarini kompleks mexanizatsiyalashni amalga oshirsa ishlab chiqarishni unumdorligi oshadi. Quyida yoritiladigan asosiy mavzular shu yo'nalishga tegishlidir.

Ko'tarish – tashish mashinalarining klassifikatsiyasi, asosiy xarakteristikalari va turini tanlash. Yukni harakatlantirishga mo'ljallangan mashina sanoat transportiga kiradi. Sanoat transporti territorial belgilariga ko'ra ikk gruppaga bo'linadi: - tashqi va ichki.

Tashqi transportga – temir yo'l, avtomobil, suv va h. k. transportlar kira Tashqi transport korxonalarga xom ashyo; yoqilg'i, qurilish materallari tashiydi tayyor mahsulotni olib ketadi.

Ichki transport korxonadagi barcha sexlar orasida va sex ichida texnolo jarayon bilan bog'liq bo'lgan yukning harakatida qatnashadi.

Ishlash prinsipiga ko'ra ko'tarish-tashish mashinalari – uzluksiz va vaqtb harakatlanadigan turlarga bo'linadi.

Uzluksiz harakat qiladigan mashinalar yoki tashish mashinalari yo'nalishda yukni yuklashga va tushirishga to'xtamasdan yukni harakatlantira Masalan: konveyerlar.

Lenta, zanjir, kanat bilan jixozlangan – uzluksiz harakat qiladigan tort elementli mashinalar va tortish elementisiz mashinalar mavjud.

Tortish elementli mashinalarda yuk tortish elementi bilan birga harakat nadi.

Vaqtbay harakatlanuvchi mashinalarga tallar, lebedkalar, barcha turda kranlar, pod'yomniklar kiradi. Bu mashinalar yukni ilashtirib olish, ko'tari yukni bo'shatish uchun to'xtash va yuksiz teskari harakat qilish kabi aniq, ko marotaba takrorlanadigan ish sikllarini bajaradilar.

Avtopogruzchiklar, telejkalar ham ko'tarish-tashish mashinalariga kira Ishlab chiqarish maydonchasidagi holatiga ko'ra ko'tarish-tashish mashina statsionar va harakatlanuvchi turlariga bo'linadi.

Yuk ko'tarish, tashish mashinalarini turlari ko'p bo'lganligi uchun, u yo bu jarayonda ham turli mashinalar tadbiq etilishi mumkin. Shuning uchun konk holatda ratsional mashinani tanlash muhimdir. Mashinani tanlashning aso kriteriysiga: texnik faktorlar; mashinani tadbiq etishning texnik - iqtisodiy sam rasi; mashina ishlashini ustuvorligi; texnik qarov va mehnatni muxofaza qili shartlarga javob berish faktorlari kiradi.

Asosiy texnik faktorlar:

- tashiladigan yukning turi va xossasi;
- tanlangan mashinani unumdorligi (bir xil unumdorlikka ega bo'lg mashinalarni gabaritlari massasi, narxi har xil; kompaktli va arzoni olinadi);
- yukning harakat sxemasi va trassani uzunligi;
- texnologik jarayonni xarakteristikasi (tanlangan mashina tashish va te nologik jarayonlarni umumlashtirishi kerak);
- maxalliy sharoitlar (mashinani o'rnatish sharoiti, yuklash va tushirish usu lari).

Barcha ko'rsatkichlari bir xil bo'lgan mshinalarni iqtisodiy ko'rsat-kichla laqqoslanadi:

kapital xarajatlar; ekspluatacion xarajatlar; ishchilar soni; turli variantlarda xarajatlarni qoplash muddati.

Eng kam kapital xarajatlar va kam tannarxga ega bo‘lgan variant optimal hisoblanadi.

Bug‘doyni qayta ishlash va oziq-ovqat sanoatida texnologik jarayonlar vaqtda uzluksiz bo‘lganligi uchun yukni ham uzluksiz yetkazish talab etiladi. Bunda uzluksiz harakatlanuvchi mashinalar ishlashi kerak.

4.1. Ko‘tarish-tashish mashinalarini takomillashtirish yo‘nalishlari

- Metall va energiya sarfini kamaytirish bilan birga mashinaning ish unumdorligini oshirish. Buning uchun yangi materiallar, yengillashtirilgan prokatli profillar, mexanizmlarni avtomatik boshqarishni tadbiq etish va mexanizmlarning tezligini oshirish kerak;
- yukni tashish uzunligini kattalashtirish.

Buning uchun ko‘p yuritmalik konveyerlar tadbiq etilishi lozim;

- yangi tipdagi sifatli uskunalar robotlar loyihalanishi kerak;
- mashinalarning ustuvor ishlashini ta’minlash kerak;
- mumkin bo‘lsa qop-qanorsiz, yashiksiz – tashishni ta’minlash kerak;
- kam sonli yuklar (pachka; karobka; butilka...) poddon yoki konteynerga o‘rnatilishi kerak.

4.2. Tashish ishlarining turi va xarakteristikalari

Barcha yuklar uchta asosiy gruppaga bo‘linadi sepiluvchan, donali va suyuq. Sepiluvchan yuklarga – poroshokli, mayda donador va h.k. kiradi.

Sepiluvchan yuklar zarrachalarining shakli va o‘lchami, zarrachalar to‘plamining zichligi, tabiiy sepirilish burchagi; tashqi va ichki ishqalanish koeffitsienti; namligi va h.k. bilan xarakterlanadi.

Donali yuklar donali va tarali turlarga bo‘linadi. Tarali yuk-qanor, yashik, bochkalarda tashiladigan yuk. Donali yuklar – uzunligi, eni, balandligi, bittasining og‘irligi va sirtining ishqalanish koeffitsienti bilan xarakterlanadi.

Yuk	Sepiluvchan zichligi $\rho, \frac{T}{м^3}$	Zichlik $\rho, \frac{T}{м^3}$	Tabiiy sepirilish burchagi, 20	Ishqalanish koeffitsienti		
				po‘lat	yo-g‘och	rezina
Makkajo‘xori	0,70-0,82	1,24-1,35	28	0,40	0,44	-
Bug‘doy	0,65-0,81	1,27-1,49	34	0,6	0,62	0,68
Gurunch	0,65	1,3-1,4	34	0,47	0,57	-
Nuxat	0,75- 0,8	1,26-1,35	2,6	0,28	0,37	-
Kartoshka	0,6-0,8	-	38	-	-	-
Un	0,55-0,6	1,4-1,5	35	0,65	0,85	0,85

Tortish elementli uzluksiz harakatlanuvchi mashinalar. Tortish elementlari sifatida - lentalar, zanjirlar, kanatlar ishlatiladi.

Tortish elementli - uzluksiz harakatlanuvchi mashinalarga – lentali konveyerlar, zanjirli- (plastinkali; skrebkali, osmali) –konveyrlar; elevatorlar kiradi.

Vintli konveyerlar – tortish elementsiz uzluksiz harakatlanuvchi mashinaga kiradi.

Yuqoridagi barcha konveyerlar – tortish elementi, tayanch, aylantiruvchi va yo'naltiruvchi tuzilmalardan; harakatlanuvchi stansiya; yuklaydigan va tushiradigan tuzilmalaridan tashkil topadi. (4.1-rasm)

Mashinani umumiy loyihalashda – uning unumdorligi hisoblanadi, elektrodvigatelning quvvatini aniqlash, tortish elementini harakatiga tushadigan qarshilik kuchlarini hisoblab topiladi.

Konveyerning ish unumdorligini aniqlash. Massali Q $(\frac{m}{s})$, hajmiy $Q_v(\frac{m^3}{s})$ va donali $Q_{ш}(\frac{\partial}{c})$ ish unumdorligi mavjud.

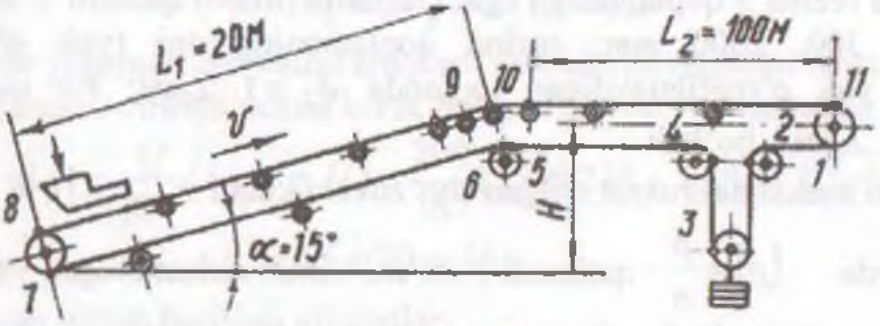
Massali ish unumdorligi : $Q = 3{,}6 \cdot q_2 \cdot \vartheta$ (4.1)

- q – $1m$ uzunlikdagi yuklar soni; $\frac{кg}{м}$; ϑ – tortish elementini tezligi, $\frac{m}{s}$

Agar, yuk uzunligi potok bilan tashilsa - $q_2 = A \cdot \rho_2$

bu yerda; A – yukni ko'ndalang kesim yuzasi, $м^2$,

ρ_2 - yukni sepilish zichligi, $\frac{кg}{м^3}$



4.1- rasm

- Unda $Q = 3.6A \cdot \rho_2 \cdot \vartheta$ (4.2) $q_2 = \frac{m}{a}$ bu yerda - m -porsiyadagi yukning massasi; kg;

a - porsiyalar orasidagi masofa.

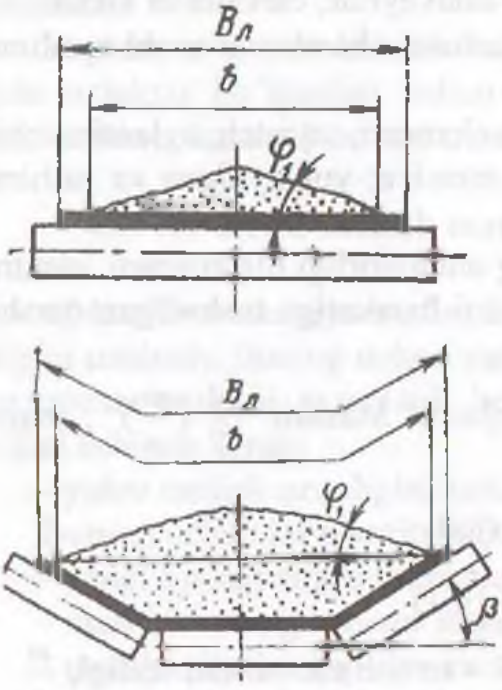
Unda $Q = 3.6\frac{m \cdot \vartheta}{a}$ (4.3)

Hajmiy ish unumdorligi: $Q_\vartheta = 3{,}6A \cdot \vartheta$

Tortish elementini tezligi - ϑ - mashinani turiga, yukning xarakteristikasiga bog'liq ravishda aniqlanadi.

Agar yuk bir me'yorda uzatilmasa unumdorlik

$Q_p = Q_{yp} \cdot K_н$ (4.4) formula bilan topiladi.



Bu yerda: Q_{yp} - o‘rtacha soatbay unumdorlik; $Q_{yp} = \frac{Q_c}{Tc}$

K_H - yukni bir me’yorda uzatilmaslik koeffitsienti.

Q_c - smenani unumdorliki va T_c - smenani davom etish.

Skrebokli konveyrni ish unumdorligi

$$Q = 3{,}6\frac{i}{a}\cdot\rho_g\cdot\vartheta$$

bu yerda

$i = B_j \cdot h_j \cdot a \cdot \varphi$ - ikkita qo‘shni skreboklar orasidagi yukning hajmi; $м^3$.

a - ikki skreboklar orasidagi masofa;

B_j; h_j -nov kengligi va balandligi.

Konveyerlarning lentalari. Boshqa tortish elementlarga nisbatan lentaning ustiga tashiladigan yuk joylashtiriladi. Rezinalashtirilgan matodan, tayyorlangan, po‘lat ipi bilan to‘qilgan lentalar mavjud.

U bir necha kesilgan qatlamdan iborat. Kesilgan qatlam 1 rezina qatlami 2 birlashgan va rezina 3 qoplamasiga ega. Gazlama (mato) qatlami $Z = 3...12$ qator; lentani eni 300…2000 mm; rezina qoplamaning eni (yuk o‘rnatiladigan) $\delta_1 = 3...6\,m$ yuk o‘rnatilmaydigan tomonda $\delta_2 = 1...2мм$; bir qatlam matoni qalinligi 1,5...2,3$мм$ bo‘ladi.

Lentani maksimal ruxsat etilgan cho‘zuvchi kuchi $F_{\max} = [p]B \cdot Z$.

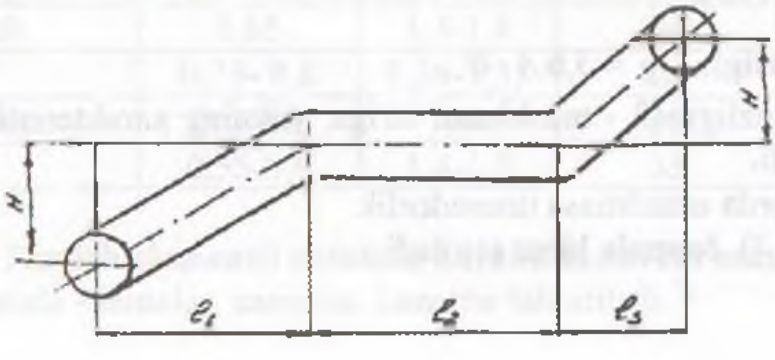
Bu yerda $[p] = \frac{p}{n}$ – qatlamni 1 sm eni uchun ruxsat etilgan yuk;

n – ehtiyotlik koeffitsienti, $n = 9...11$; P – solishtirma emiruvchi kuch,

$p = 600...1300\frac{N}{sм}$

Po‘lat lentalar cho‘zilishga hisoblanadi $F_{\max} = [\sigma] \cdot A$

Misol. Lentali konveyerni kineatik sxemasini tuzish va uning asosiy o‘lchamlarini aniqlash.



4.2-rasm.

Konveyerning ish unumdorligi: $Q = 200\frac{m}{soat}$

Sepiluvchan materialni zichligi: $\gamma = 0{,}7\frac{m}{м^3}$

Transport (tashish) tezligi: $V = 2\frac{м}{s}$

Uzunliklar: $\ell_1 = 15м; \ell_2 = 20м; H = 5{,}38м$

Lentani eni: $B = 0{,}5м = 500мм$

Elektrodvigatelni turi: $AO2-52-4, P_{дв} = 10кVt$

$n_{дв} = 1460мin^{-1}$

Reduktorning turi: $Ц2-200$ bajarilishi – Y1,

$И_{пер} = 15{,}3; P_{б} = 10{,}8кVt;$

$n_{б} = 1500\,\text{min}^{-1}$

Tortish qurilmasi – vintli: $\ell_{н} = 0{,}525м;$

$S = 11кN; d_{в} = 0{,}020м$

Pastki tayanch rolikini uzunligi: $\ell_{П} = B + 0{,}1 = 0{,}5 + 0{,}1 = 0{,}6м$

Konveyer yuqori ishchi tolasidagi rolik tayanchlari orasidagi masofa $\ell_{р} = 1{,}5м$ ni tanlaymiz.

Konveyer pastki tolasidagi rolik tayanchlari orasidagi masofa:

$$\ell_{х} = 2\ell_{р} = 2 \cdot 1{,}5 = 3м$$

Konveyer yuritmasi quvvatini aniqlash va elektrodvigatelni tanlash.

Yukni harakatlantirish uchun kerak bo'lgan quvvat (barabanning vali).

$$P = \frac{Q}{367}\left(L_{гор}\omega \pm H\right) = \frac{200}{367}\left(35 \cdot 0{,}238 + 5{,}38\right) = 7{,}5кVt$$

bu yerda: $L_{gor} = \ell_1 + \ell_2 = 15 + 20 = 35м$

Hisoblash uchun berilgan qiymatlar:

Konveyerning turi – sepiluvchan yuklar uchun lentali konveyer

$$\ell_1 = 15м; \ell_2 = 20м; H = 5{,}38м; \gamma = 0{,}7\frac{m}{м^3}; Q = 200\frac{m}{soat}; V = 2\frac{м}{s}$$

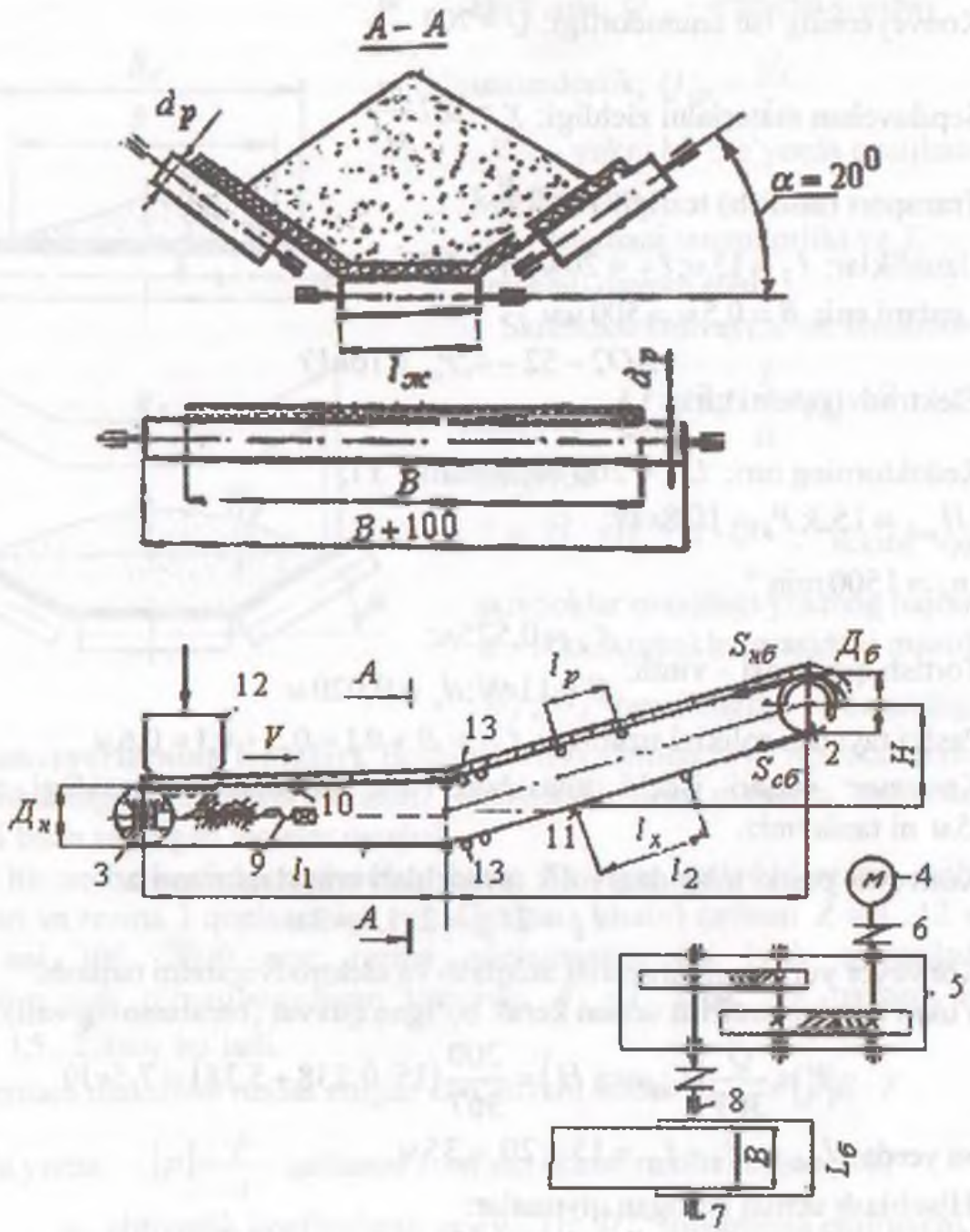
Hisoblash

I. Berilgan konveyerning kinematik sxemasini tuzamiz. Yuritmaning texnik xarakteristikalarini kinematik sxemaga hisoblash natijalari asosida yozamiz.

II. Konveyerning asosiy parametrlarini aniqlash

1) Novli lenta eni: $B = \sqrt{\frac{Q}{290 \cdot V \cdot \gamma \cdot \Psi}} = \sqrt{\frac{200}{290 \cdot 2 \cdot 0{,}7 \cdot 0{,}95}} = 0{,}518м$

bu yerda: $\Psi = 0{,}95$ - konveyerning qiya qismida yukni sepilishini hisobga oladigan koeffitsient. $B = 0{,}5м$ - qabul qilamiz.



4.3- rasm

1. tortadigan lenta
2. harakatlantiradigan baraban
3. taranglash barabani.
4. elektrodvigatel
5. reduktor
6. elastik mufta
7. harakatlantiradigan baraban vali
8. sferikli podshipnik
9. vintli taranglash qurilmasi
10. yuqori nov rolik tayanch
11. pastki to‘g‘ri rolik tayanch
12. yuklash vornkasi
13. roliklar batareyasi

2) Rolik tayanchi turini tanlash.

Novli lentani $B = 0{,}5м$ eniga asosan novli va pastki to‘g‘ri rolik tayanch o‘lchamini tanlaymiz:

- rolik diametri $d_p = 0{,}089м$

- yuqori novli rolik tayanchi har bir rolikining uzunligi:

$$\ell_j = 0{,}4B = 0{,}4 \cdot 0{,}5 = 0{,}2\ m$$

ω-ni qiymatini interpolyatsiya usuli bilan aniqlaymiz.

Agar $L_{gor} = 35м$ va $Q = 200m/soat$ bo'lsa,

$$\omega = 0{,}26 - \frac{(0{,}26 - 0{,}17)}{50 - 30} \cdot (35 - 30) = 0{,}238$$

Dvigatel validagi quvvat: $P_{mp} = \frac{P}{2} \cdot K_3 = \frac{7{,}5}{0{,}93} \cdot 1{,}2 = 9{,}68кVt$

bu yerda: $\eta = \eta_{red} \cdot \eta_{bar} = 0{,}97^2 \cdot 0{,}98 = 0{,}93$ (yuritmada ikki pog'onali tishli reduktor qo'llaniladi).

Uch fazali qisqa yopiq rotorli $AO2 - 52 - 4$ asinxron elektrodvigatel qabul qilamiz.

Elektrodvigatel validagi qo'vvat: $P_{дв} = 10кVt; n_{дв} = 1460\,\text{min}^{-1}$

4. Lenta taranglik kuchini topamiz:

$$S_{нб} = F\frac{\ell}{\ell^{-1} - 1} = 3750\frac{2{,}72^{(0{,}33 \cdot 3{,}14)}}{2{,}72^{(0{,}33 \cdot 3{,}14)}} = 6100N$$

bu yerda: $F_1 = \frac{P}{V} = \frac{7{,}5 \cdot 10^3}{2} = 3750N$

5. Lentani qalinligi va barabanni asosiy o'lchamlarini aniqlash.

Podkladkalar soni: $i_л = \frac{10 \cdot S_{нб}}{B \cdot \sigma_{пш}} = \frac{10 \cdot 6100}{0{,}5 \cdot 55 \cdot 10^3} = 2{,}22$

$i_л = 3$ qabul qilamiz. Lentani qalinligi:

$S_л = S \cdot i_л + S_1 + S_2 = 0{,}00125 \cdot 3 + 0{,}002 + 0{,}001 = 0{,}00675м$

Harakatlantiruvchi barabanni diametri:

$D_б = K_б \cdot i_л = 130 \cdot 3 = 390мм = 0{,}39м$

Tortadigan barabanni diametri: $D_н = 0{,}8 \cdot D_б = 0{,}8 \cdot 0{,}39 = 0{,}312м$

Yaxlitlash natijasida: $D_б = 0{,}400м$ va $Д_н = 0{,}315м$ qabul qilamiz.

Barabanni uzunligi: $L_б = B + 100 = 500 + 100 = 600м = 0{,}6l$

6. Yuritmani uzatishlari sonini va aniqlash va reduktorni tanlash. Yuritmani uzatishlar soni: $U_{np} = \frac{n_{дв}}{n_б} = \frac{1460}{95{,}7} = 15{,}2$

bu yerda: $n_б = \frac{60V}{\pi \cdot Д_б} = \frac{60 \cdot 2}{3{,}14 \cdot 0{,}4} = 95{,}7min^{-1}$

Ikki pog'onali gorizontal cilindrik tishli $Ц2$ seriyali reduktor tanlaymiz: - reduktorni belgisi - $Ц2 - 200$; - bajarilishi - $V1$.

- uzatishlar soni - $U_{red} = 15,3$; - reduktor tez yurar valini aylanishlari chastotasi - $n_{de} = 1500 min^{-1}$; - tez yurar valdagi quvvat - $P_\delta = 10,8 kVt$

Taranglash qurilmasini tanlash. $L_{gor} = 35м \prec 60м$ bo'lsa, oddiy vintli taranglash qurilmani tanlaymiz.

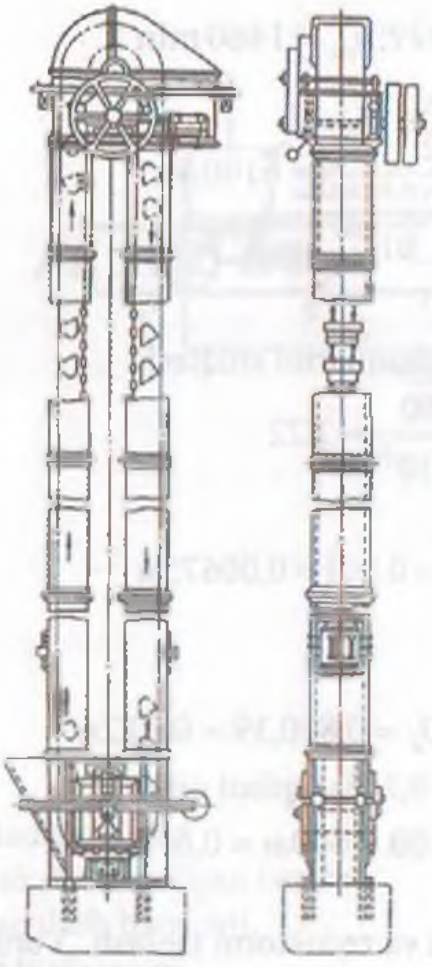
Taranglash masofasi:

$$\ell_n = \frac{L_{gor}}{100} \cdot 1,5 = \frac{3500 \cdot 1,5}{100} = 525мм = 0,525м$$

Taranglash kuchi: $S_n = 1,1(S_n + S_{cm} + T) = 1,1(6100 + 2390 + 200) = 9560N$

bu yerda: $S_n = \frac{F}{\ell^{f\alpha} - 1} = \frac{3750}{2,72^{(0,3 \cdot 3,14)} - 1} = 2390N$

Vintli taranglash qurilmani tanlaymiz: $S_{nf} = 11кN; d_B = 20мм = 0,2м$



4.4- rasm

4.4. Elevatorlar

Elevatorlar – sepiluvchan, donali yuklarni vertikal va harakat yo'nalishi gorizontga nisbatan 60^0 da joylashgan tekisliklarda tashish uchun ishlatiladi. Yuk tashish elementini ko'rinishiga ko'ra elevatorlar kovshli, plankali va aravachali bo'ladi. Tortish elementiga ko'ra lentali va zanjirli turlarga bo'linadi (4.4-rasm).

Kovshning shakli – yukning xossasiga va uni yuklash va tushirish usuliga bog'liqdir. Bug'doyni qayta ishlov berish korxonasida standart bilan aniqlangan uch turdagi kovshlar ishlatiladi: I – un mahsuloti uchun – kichikroq; II – o'rtacha – bug'doy uchun; III – chuqur bug'doy va em uchun.

Kovshlar – qalinligi 1,0 – 2,0 *mm* qalinlikdagi po'latdan tayyorlanadi (payvandlash yoki shtampovka usuli bilan). Kovshni 1 *m* lenta uzunligidagi hajmi quyidagicha topiladi:

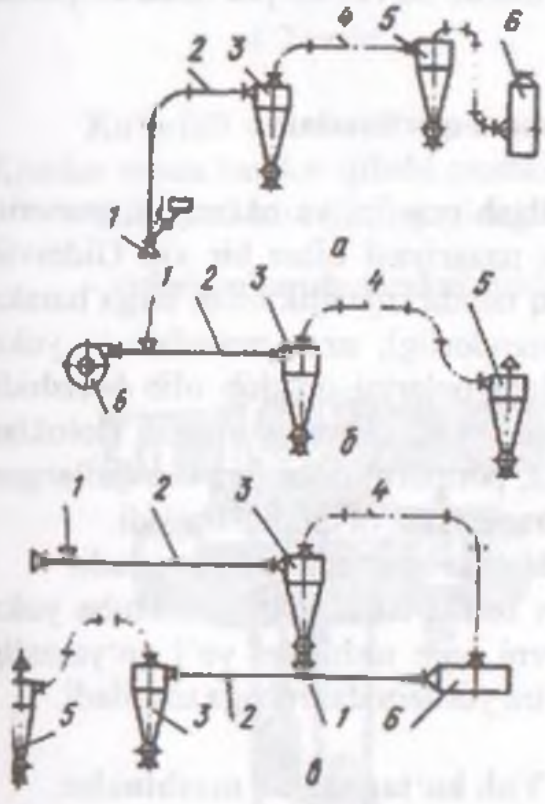
$$\frac{i_k}{a} = \frac{Q_\rho}{3,6\vartheta\rho_r\psi} \quad (4.5)$$

ψ – kovshni to'ldirish koeffitsienti.

4.5. Pnevmatik transportlar

Pnevmatik transportda yuk truba ichida havo yordamida harakatlanadi. Pnevmatik transport sepiluvchan materiallarni ko'tarish – tushirish ishlarini to'liq mexanizatsiyalashtiradi va avtomatlashtiradi.

Pnevmatik transportda yukni tashishda isrof qilinmaydi, sanitariya sharoitlari yaxshilanadi, quritish, sovutish va kerak bo'lmagan axlatlardan tozalash kabi texnologik jarayonlar – tashish ishlari bilan birga olib boriladi. Pnevmatik transportlar sepiluvchan va donador yuklarni tashishda ishlatiladi.



4.5-rasm.

Pnevmotransport qurilmasi:
a) so'ruvchi; b) haydovchi.
1) yuklovchi moslama;
2) material harakat qiladigan truba;
3) bo'luvchi; 4) havo trubasi;
5) chang ajratuvchi;
6) havo yuboradigan mashina.

Har qanday pnevmotransport qurilmasining asosini – trubaning boshlanishi va oxirida havo bosimini har xil bo'lishi tashkil etadi. Bosimning har xil bo'lishini ta'minlash usuliga ko'ra pnevmotransportlar quyidagicha bo'ladi: so'ruvchi, haydovchi va aralashgan (4.5-rasm).

So'ruvchi qurilmalar past vakuumli $(5 \cdot 10^3 Pa - gacha)$; o'rtacha $(5 \cdot 10^4 Pa)$ va yuqori $(5 \cdot 10^4 Pa)$ dan yuqori vaku-umli; haydovchi qurilmalar – past bosimli $(5 \cdot 10^3 Pa)$; o'rtacha bosimli $(5 \cdot 10^4 Pa - gacha)$ va yuqori bosimli $(5 \cdot 10^4 Pa)$ dan yuqori. So'ruvchi transportlarning afzalligi – konstruksiyasining oddiyligi; bir nechta nuqtalardan yukni olish mumkinligi, xonada yuqori sanitariya sharoitini yaratilishini ta'minlashida.

Kamchiligi – bosimni bir xil saqlash qiyinligi, yukni tushiradigan kesimlarda maxsus germetizatsiyalash kerakligi. Haydovchi qurilmalarda – havo haydaydigan mashina havoni pnevmosistemaga yuqori bosim bilan haydaydi.

Bosim – yukni olish kesimlarida yuqori va chang ajratadigan kesimda kamroq bo'ladi. Afzalligi – nazariyada xohlagan bosimning hosil qilinishi. Haydovchi pnevmo-transportning kamchiligi – yuklovchi qurilma konstruksiyasining murakkabligi va pnevmosistemani germetikligiga talab kattaligida.

Material harkatlanadigan trubalar soniga ko'ra pnevmo qurilmalar oddiy bir trubali va tarmoqlashgan bo'ladi. Tarmoqlashgan pnevmo qurilmada bir paytda bir qancha nuqtalardan har xil yukni turli ish unumdorligida tashish mumkin.

Tarmoqlangan pnevmo qurilmaning kamchiligi – bitta material harakat qiladigan trubada ta'sirning (yuklanshning) o'zgarishi boshqa trubada ish jarayonini stabilligiga ta'sir qiladi.

Pnevmotransportlar yopiq va ochiq havo uzatish siklli bo'ladi. Birinchisida – uzatilgan havoning hammasi yoki bir qismi havo haydaydigan mashinaga qaytariladi va yukni tashishda qatnashadi. Ikkinchisida – havo haydaydigan mashina havoni to'liq atmosferaga tashlaydi.

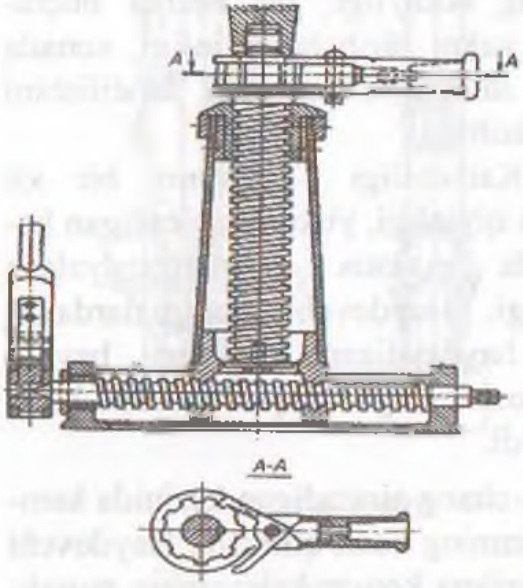
Bug'doyni qayta ishlash korxonalarida o'rta bosimli tarmoqlashgan pnevmotransportli qurilmalar ishlatiladi. Haydovchi pnevmotransportlar asosan sexlararo ishlatiladi. Oziq-ovqat sanoatida bir trubali so'ruvchi pnevmotransportlar ishlatiladi.

4.6. Gidravlik transport qurilmalari

Gidravlik transportli qurilmalarning ishlash prinsipi va nazariyasi pnevmotransportli qurilmalarning ishlash prinsipi va nazariyasi bilan bir xil. Gidravlik transport qurilmalarida yuk trubada yoki ochiq novda suyuqlik bilan birga harakat qiladi. Bu qurilmani afzalligi: yuqori ish unumdorligi; uzoq masofalarga yukni tashish imkoniyati; texnologik va transport jarayonlarini qo'shib olib borishida. Bosimsiz ochiq ko'rinishdagi gidrotransportlar yoki gidravlik novlar (lotoklar) massali va katta donali yukni (kartoshka, olma, pomidor) tashishga mo'ljallangan. Bunday qurilmaning kesimi to'g'riburchakli, trapesiyali va ellipsli bo'ladi.

Yuk qurilmada – lotokning nishabi yordamida bosimsiz harakat qiladi.

Mayda fraksiyali yuk trubalarda bosim ostida harakat qiladi. Truba yukni uzatishda yuklaydigan moslama trubadan suvni oqib tushishga yo'l qo'ymasligi kerak. Sepiluvchan yuk voronkaga va undan vint yordamida trubaga uzatiladi.



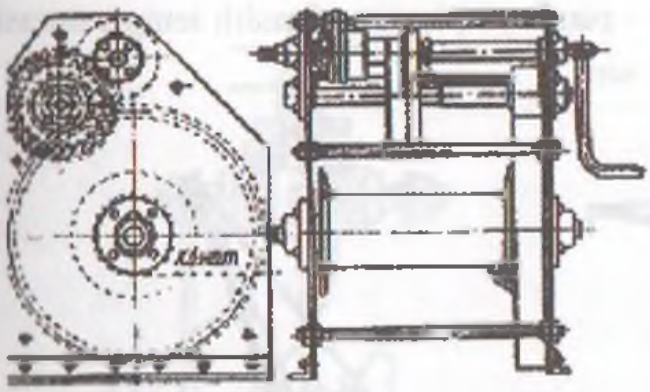
4.6-rasm

4.7. Yuk ko'taradigan mashinalar

Yuk ko'taradigan mashinalar oddiy va murakkab ko'rinishda bo'linadi. Oddiy YuKM.lar –domkratlar; lebedkalar va tallar. Murakkab YuKM – kranlar, pod'yomniklar.

Domkratlar (4.6-rasm) – yukni qurilish-montaj ishlarida uncha katta bo'lmagan balandlikka (0,1-1,0 *m*) ko'tarishda ishlatiladi. Domkratlarning massasi 3...150 *kg* tezligi 10...35 *mm/min* va yuk ko'tarish qobiliyati – 500*t*. Ishlash prinsipiga ko'ra – vintli, reykali va gidravlik domkratlar; harakatga keltirilishiga ko'ra mexanik va elektrlashtirilgan domkratlarga bo'linadi.

Lebedkalar (4.7-rasm) – tortish organi barabanga o'ra-ladi. Lebedkalar qo'l kuchidan yoki elektr sistemasidan harakatga keltiriladi. Tok kuchi bilan ishlaydigan lebedkalar ko'pincha kranlarnimg ko'tarish mexanizmi sifatida ishlatiladi.



4.7-rasm

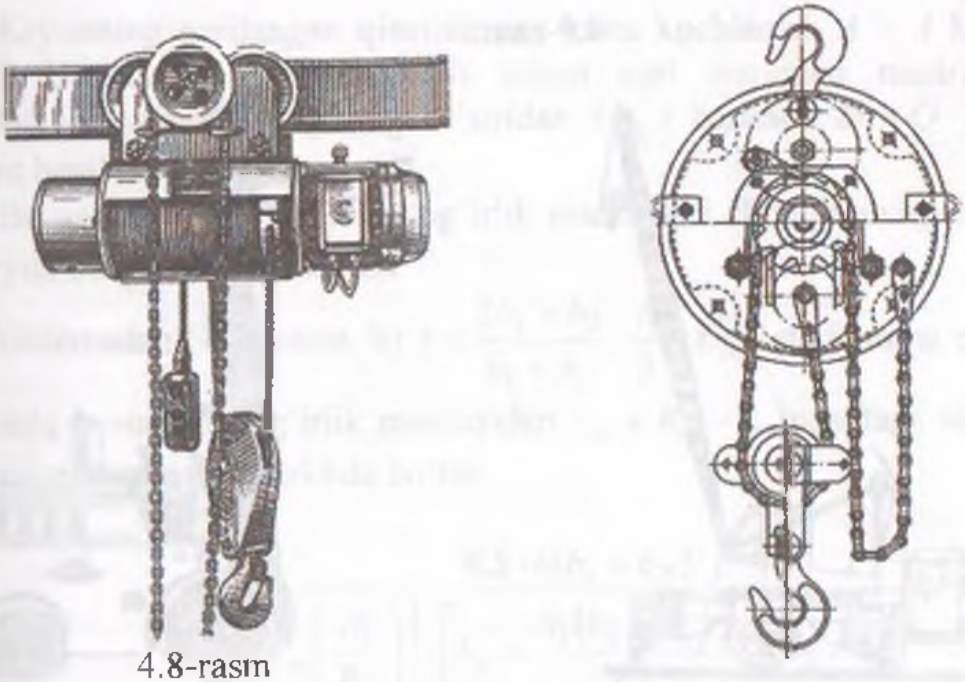
Tallar (4.8-rasm) – oddiy, kichik o'lchamli bo'lgan yuk ko'tarish mexanizmi, qo'l kuchi yoki tok kuchi yordamida ishlaydi.

Kranlar (4.9-4.10-rasmlar) – yukni vertikal va gorizontal tekislikda harakatlantiradi. Ish sharoitida, konstruksiyasi va vazifasiga ko'ra aylanadigan va ko'prikli kranlar mavjud. Statsionar kranlarga asosan vertikal o'qi atrofida aylanadigan strelali kranlar kiradi.

Ko'prikli kranlarda asosi (rama, balka) ferma ko'rinishida tayyorlangan. Kranlar relsda harakat qilishi mumkin.

YuKM-ni ish rejimi quyidagilardan iborat:

- yukni ko'tarish mexanizmidan foydalanish koefficenti $K_{z\partial} = \frac{G_c}{G_H}$ (4.6).



4.8-rasm

G_c - ko'tarilayotgan yukning o'rtacha massasi, *kg* ;

G_H - ruxsat etilgan yuk, *kg* .

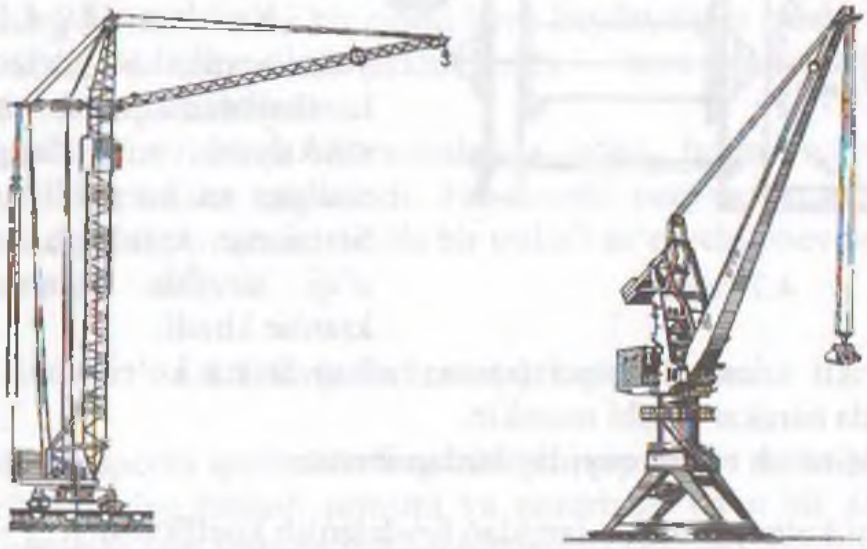
- sutkada foydalanish koeffisienti $K_s = \frac{sutka \quad soat}{24}$

- bir yilda foydalanish koeffisienti $K_y = \frac{bir\ yilda\ ishlash\ kunlari\ soni}{365}$

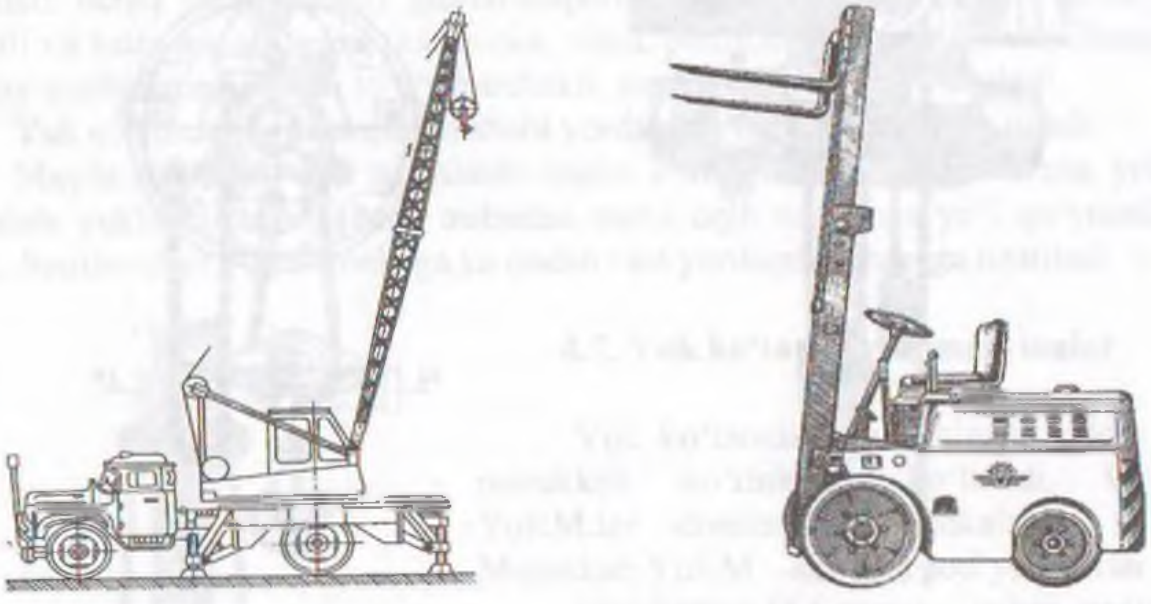
- mexanizm elektrodvigatelini ishlatishning nisbiy vaqti $P_v = \frac{t_p}{T_s} \cdot 100$ (4.7)

bu yerda t_p - sikl davomida mexanizmning umumiy ishlash vaqti;

$T_s = t_p + t_o$ - to‘liq sikl vaqti; $t_{..}$ - pauza vaqti; - atrof muhit temperaturasi; bir soatda (smenada) harakatga keltirish soni.



4.9-rasm.

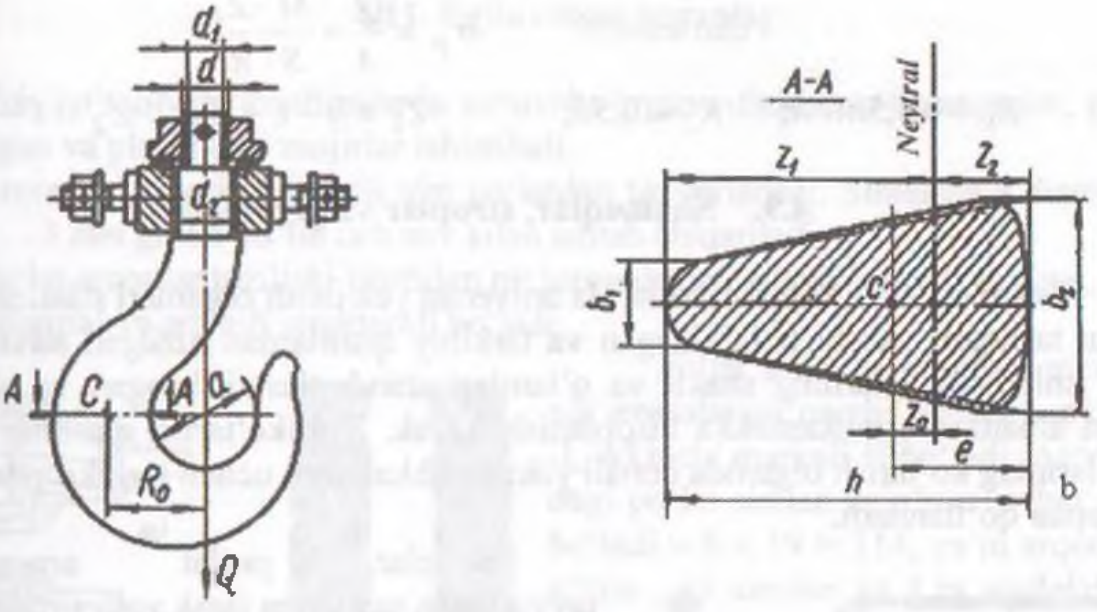


4.10-rasm.

4.9. Yuk ko‘tarish organlarini hisoblash.

Kryukni hisoblash. Yuk ko‘tarish mashinalarida yukni ildirib ko‘tarish uchun kryuk ishlatiladi (4.11-rasm).

Bir shoxli va ikki shoxli kryuklar mavjud. Bir shoxli kryuklar massasi 250 *kg* dan 7,4 tonnagacha; ikki shoxli kryuklar 5 *t* va undan yuqori massali yuklarni ko‘tarishda ishlatiladi. Kryuklarni o‘lchamlari standartlashtirilgan va 20 ST markali po‘latdan kovka usuli bilan tayyorlanadi.



4.11-rasm.

Kryukning d_1 diametrli sterjeni cho'zishga hisoblanadi: $\sigma_p = \dfrac{4Q}{\pi d_1^2} \le [\sigma]$

Kryukning egrilangan qismida eng katta kuchlanish $A - A$ kesimida hosil bo'ladi. Bu kuchlanishni aniqlash uchun egri sterjenlar nazariyasidan foydalaniladi. Yukning Q – og'irilgi ta'siridan $A - A$ kesimda $M = Q \cdot R_o$ – eguvchi moment hosil bo'ladi

Bu yerda $R_o = 0{,}5a + \ell$ – og'irlik markazlari chiziqlarining egrilik radiusi; a – kryuk bo'g'inining diametri.

Chizmadan (4.11-rasm, b) $\ell = \dfrac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \cdot \dfrac{h}{3}$. Egri sterjenning egilishida neytral chiziq kesimning og'irlik markazidan $z_o = R_o - 2$ masofaga siljiydi. Kryukning kesimi trapetsiya shaklida bo'lsa

$$r = \frac{0{,}5 \cdot h(b_1 + b_2)}{\left[\ell_n\left(\dfrac{R_1}{R_2}\right)\right] \cdot \left[b_1 + \dfrac{R_1(b_2 - b_1)}{h}\right] - (b_2 - b_1)} \quad (4.8)$$

bu yerda R_1 va R_2 – tolalardan eng uzoqda joylashgan egrilik radiuslari

Egri brusning egilish nazariyasiga asosan normal kuchlanish $\sigma_э = \dfrac{M}{S} \cdot \dfrac{z}{R}$

Bu yerda $S = A \cdot Z_o$ – kesimni neytral o'qga nisbatan statik momenti;

Z – neytral o'qdan kuchlanish tekshirilayotgan tolagacha bo'lgan masofa;

R – shu tolaning egrilik radiusi

Q – kuch ta'sirini hisobga olib, chetki tolalardagi kuchlanishlarni topamiz:

- siquvchi $\sigma_c = \dfrac{Q}{A} - \dfrac{M \cdot Z_1}{S \cdot R_1}$;

- cho‘zuvchi $\sigma_p = \frac{Q}{A} - \frac{M \cdot Z_1}{S \cdot R_1}$

$R_1 = 0{,}0{,}5a + h;$ $R_2 = 0{,}5a;$ $Z_1 = h - \ell + Z_o;$ $Z_2 = \ell - Z_o$

4.9. Sirtmoqlar, stroplar va greyferlar

Yukni ortish – tushirish ishlarida universal yuk osish organlari sifatida ilgaklardan tashqari, yaxshi bolg‘alangan va tarkibiy qismlardan tuzilgan **sirtmoqlar** ham ishlatiladi. Ularning shakli va o‘lamlari standartlashtirilmagan va shuning uchun albatta mustahkamlikka hisoblanishi kerak. Yuk ko‘tarish mashina mexanizmlarining ko‘tarish organida donali yukni mahkamlash uchun turli ko‘p tarmoqli stroplar qo‘llaniladi.



4.12- rasm. Stroplar.

Stroplar po‘lat arqonlardan tayyorlanib, uchlariga ilgak yoki sirtmoq qilinadi. Stroplarni tanlashda ularning konstruktiv xususiyatlarini hisobga olishdan tashqari, yukni ko‘tarish vaqtida tarmoqda hosil bo‘ladigan kuchni hisobga olish kerak. Bunda har bir arqon tarmog‘idagi hisobiy kuch quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$S = \frac{Q}{M} \cdot \frac{1}{\cos\alpha} = \varphi \frac{Q}{M}, H; \quad (4.9)$$

Q – ko‘tarilayotgan yukning massasi;

$\varphi = \frac{1}{\cos\alpha}$ α – burchak qiymatiga bog‘liq bo‘lgan koeffitsient;

α - vertikal bilan strop tarmog‘i yunalishi orasidagi burchak, grad.

M – stropdagi tarmoqlar soni.

Sochiluvchan materiallar uchun yuk osish organlari sifatida kovshlar, badyalar va greyferlar ishlatiladi. Kovshlar va badyalarga yuklar maxsus moslamalar yordamida yuklanadi, uni bo‘shatish esa to‘nkarish yoki tubini ochib tashlash yo‘li bilan bajariladi.

Greyfer jag‘simon maxsus kovshdan iborat. U sochiluvchan va donali materiallarni qamrab olishga va bo‘shatishga imkon beradi. Gryferlar bir yoki ikki jag‘li bo‘ladi. Ko‘p jag‘li greyferlar odatda, katta donali materiallarni (tosh, cho‘yan quymasi va hokazo) yuklash uchun ishlatiladi. Ular kinematik tuzilishiga ko‘ra arqonli (chig‘irga arqon ulanadi) va yuritmali (yuklash va bo‘shatish o‘zida joylashgan yuritma orqali bajariladi) turlarga bo‘linadi.

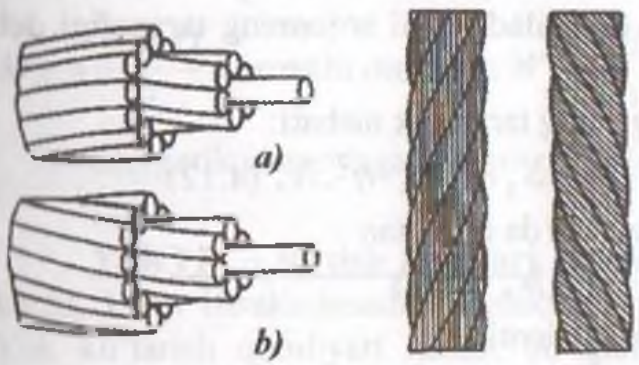
Yuritmali gryferlar yuritmaning ishlashi bo‘yicha – elektr motorli, gidravlik, elektro – gidravlik va pnevmatik turlarga bo‘linadi.

4.11. Egiluvchan organlar

Yuk ko'taruvchi mashinalarda tortuvchi organ sifatida po'lat arqonlar, payvandlangan va plastinkali zanjirlar ishlatiladi.

Arqonlar yuqori uglevodli sim po'latdan tayyorlanadi. Simlarning diametrlari 0,2.....3 *mm* gacha bo'lib uch nav bilan ishlab chiqariladi.

Po'lat arqonlar tuzilishi jihatidan bir tomonlama egilgan, ayqash egilgan, olti o'ramli normal va aralash strukturali bo'ladi.



4.13- rasm.
Po'lat arqonlarning tuzilishi.
a) bir tomonlama eshilgan.
b) ayqash eshilgan.

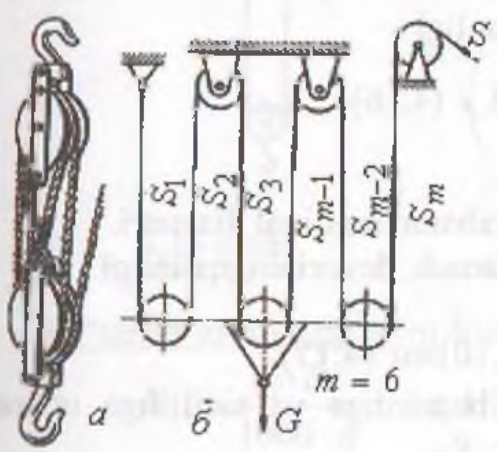
Po'lat arqonlar simning mexanik xossalariga qarab: yuqori markali -I, ikkinchi markali II bo'ladi. Arqondagi po'lat simlar va o'ramlar har xil bo'ladi – 6 x 19 = 114, ya'ni arqon 6 o'ram , 19 simdan va 1 ta voylokdan iborat. O'ram sonlari 1, 3, 5, 6, 8, 18 bo'ladi.

Po'lat arqonlarni tanlash

Arqonlar cho'ziluvchan kuchga qarab tanlanadi. Hisobiy cho'ziluvchan kuch quyidagicha aniqlanadi (4.13-rasm):

$$F = N \cdot K \le [\sigma] \quad (4.10)$$

F – cho'ziluvchan kuch, N (sertifikatdan);
N – statik hisobiy taranglik, ish bajaruvchi tarmoq uchun, N;
K – minimal mustahkamlik zapasi koeffitsienti.
Masalan $K = 4...6$ liftlar uchun $K = 12$
Zanjirlar cho'zilishga hisoblanadi. Ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha aniqlanadi: $\sigma = \frac{\sigma_o}{K}$.
Bunda: σ_o – yemirilish
K – mustahkamlik zapasi koeffitsienti;



4.14-rasm

4.11. Polispastlar

Yukdan arqon tarmog'iga tushadigan kuchni kamaytirish yoki yukni ko'tarish tezligini oshirish uchun xizmat qiladi. Egiluvchan organ orqali biriktirilgan qo'zg'aluvchan qo'zg'almas bloklar sistemasi **polispast** deyiladi. Polispastlarda (4.14-rasm) kuchdan qanchalik yutilsa, yo'ldan shunchalik yutqaziladi. Polispastning asosiy xarakteristikasi uning karraligi hisoblanadi.

U yukni ko‘tarish uchun talab etiladigan kuch yukning berilgan massasidan necha marta kichikligini ko‘rsatadi.

Yakka polispast ikkita qo‘zg‘almas va ikkita qo‘zg‘aluvchan bloklarda tashkil topgan. Arqonga tushadigan kuch bunda quyidagicha aniqlanadi $S_o = \frac{Q}{m}, N$ (4.11)

Bunda: $m - Q$ yuk osilgan polispastning tarmoqlar soni. Yuk ko‘tarilganda tarmoqlarda taranglik har xil bo‘ladi. Ya’ni blok tayanchlarida ishqalanish kuchi va arqonning bikrligidan ortiqcha qarshilik qo‘shiladi. S ni arqonning tarangligi deb olsak: $S_2 \succ S_3 \succ S_4$

Polispastdagi alohida arqon tarmog‘ining taranglik nisbati:

$$S_2 = S_1 \cdot \eta, N; \qquad S_3 = S_2 \cdot \eta = S_1 \cdot \eta^2, N; \quad (4.12)$$

Polispastdagi arqon tarmog‘ining soni m da umuman

$$S_m = S \cdot \eta^{m-1}, N; \quad (4.13)$$

Bunda: η – blokning foydali ish koeffitsienti.

Polispastning foydali ish koeffitsienti η_{ud} foydali ishning yuk ko‘tarilganda sarflangan ishga nisbatini anglatadi. $\eta = \frac{A_f}{A_s}$ (4.14)

Bundan: A_f – yukni ko‘tarish uchun ketgan foydali ish.

U holda arqonning chiquvchi uchini taranglash S_1 va h, a_n masofaga siljitish uchun sarflangan ish quyidagicha bo‘ladi: $A_c = S_1 \cdot h \cdot a_n$ (4.15)

a_n - polispast karraligi.

Baraban – yuritmaning aylanma harakatini yukni ko‘tarish yoki tushirish harakatiga aylantirishda xizmat qiladi.

Bir qatlam ip o‘raydigan va ayrim hollarda ko‘p qatlamli barabanlar ishlatiladi. Barabanning ip o‘rash hajmi shunday tanlanishi kerak-ki, yukning eng pastki holatida ham barabanda 1,5 o‘ram ip qolsin. Ipni barbanda joylashtirish uchun, unda kanavka (ariqcha) tayyorlash kerak. Kanavkalar ip bilan barabanning tegishishini kamaytiradi. d – diametrli ip uchun kanavka qadami $t = d + (2...3)мм$. Unda barabandagi tayyorlangan kanavkalar uzunligi

$$\ell = \left(\frac{L}{\pi D} + 1{,}5\right) t \quad (4.16)$$

bu yerda L – ipni ishchi uzunligi;

D – ip kesimining markazi bo‘yicha barabanni nominal diametri.

Baraban - $Cr12 - 28$ cho‘yandan tayyorlanadi, devoriningqalinligi

$$\delta = 0{,}02 \cdot D + (6...10)мм \quad (4.17)$$

Barabanni cilindr qismi egilish bilan buralishga va siqilishga uchraydi. O‘ralgan ipni barabanni devoriga bosimi $q = \frac{2 \cdot S_\delta}{D \cdot t}$ (4.18)

Bu yerda S_δ – ipni tarangligi.

Yupqa devorli idish nazariyasiga asosan siqilish kuchlanish $\sigma_c = \frac{qD}{2\delta} = \frac{S_\delta}{\delta \cdot t}$

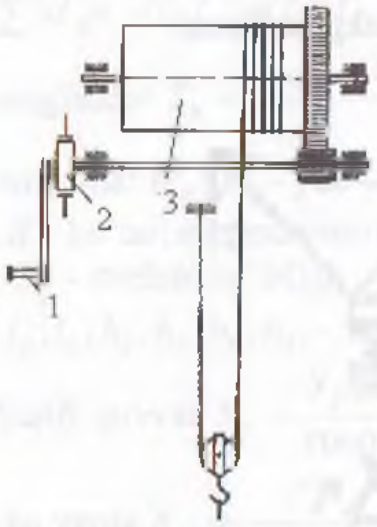
egilish $\sigma_э = \frac{M}{w_z}$; bu yerda $M = \frac{S_\delta \cdot \ell_\delta}{4}$ eguvchi moment $W_z = \frac{\pi D^3}{32}\left(1-\alpha^4\right)$ – qarshilik moment; $\alpha = 1 - \frac{2\delta}{D}$; ℓ_δ – baraban uzunligi buralish $\tau_\delta = \frac{M_\delta}{W_p}$;

$M_\delta = \frac{S_\delta \cdot D}{2}$ burovchi moment; $W_\rho = \frac{\pi D^3}{16}\left(1-\alpha^4\right)$

energetik nazariyaga asosan $\sigma = \sqrt{(\sigma_c + \sigma_э)^2 + 3\tau_\delta^2} \le [\sigma]$;

YuKTM – tortish jihozlari. Ko‘tarish-tashish ishlarining turiga ko‘ra qo‘l kuchi, bilan harakatlanadigan elektrik, gidravlik pnevmatik yuritmalar mavjud. Yuk ko‘tarish qobiliyati kichik bo‘lgan mexanizmlarda va yukni uncha uzoq bo‘lmagan masofaga harakatlantirishda mexanik, ya’ni qo‘l kuchi bilan ishlaydigan yuritma tadbiq etiladi (4.15-rasm). Bunday yuritmaning maksimal yuk ko‘tarish qobiliyati – 150 *kN*, bo‘lib domkratlar, tallar, harakatlanadigan ko‘prikli va aylanuvchan kranlarda ishlatiladi.

Elektrik yuritma – keng qo‘llaniladi. Asosiy afzalligi – har bir mexanizmga individual o‘rnatilishi; tezlikni nazorat qilish; qisqa muddatda yuqori yuklanishda ishlashi; xizmat ko‘rsatish xavfsizligi; atrof muhitni ifloslanmasligi; iqtisodiy qulayligi.



4.15-rasm

Kamchiligi - o‘zgaruvchan tokni o‘zgarmas tokga almashtirish qurilmasini talab qilinishida. YuKTM-lar A2 va A02-dvigatellari gidravlik yuritma – shesternyalik yoki (lopast) parrakli nasoslardan tashkil topadi. Shesternyalik nasoslar – ishonchli ishlaydi, massasi va o‘lchamlari kichik, narxi past; FIK – 95%, bosimi – 15 *mPa*. Plastinkali nasoslar – shesternyalik nasoslardan yengil va qulay; unumdorlik yuqori, 12,5 *mPa* bosim hosil qiladi. Gidroyuritma – yuqori ekspluatatsion ishonchlikga ega, mexanizm detallari silliq ishlaydi, harakatlanuvchan kranlarda qo‘llaniladi.

Ko‘tarish mexanizmlarini hisoblashda, yukni ko‘tarish uchun sarflanadigan quvvat $N_{ct} = \frac{Q \cdot \vartheta_2}{1000 \cdot \eta}$ (4.19)

Bu yerda Q – yukning og‘irligi;

ϑ_2 – yukning tezligi;

η – mexanizmning FIK;

N_{ct} – quvvat asosida elektrodvigatel tanlanadi.

Dvigatelning validagi moment $M_c = \dfrac{S_{mex} \cdot m \cdot D}{2 \cdot i \cdot \eta}$ (4.20)

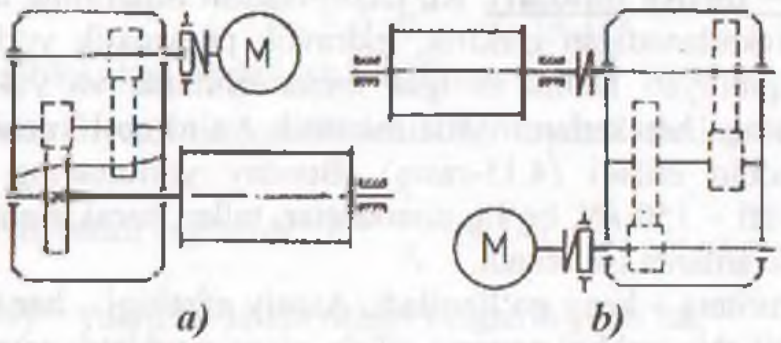
Bu yerda S_{max} – nominal yukni ko'tarishdagi barabandagi ip tarangligi

m – iplar soni $(m = 1)$;

D – baraban diametri

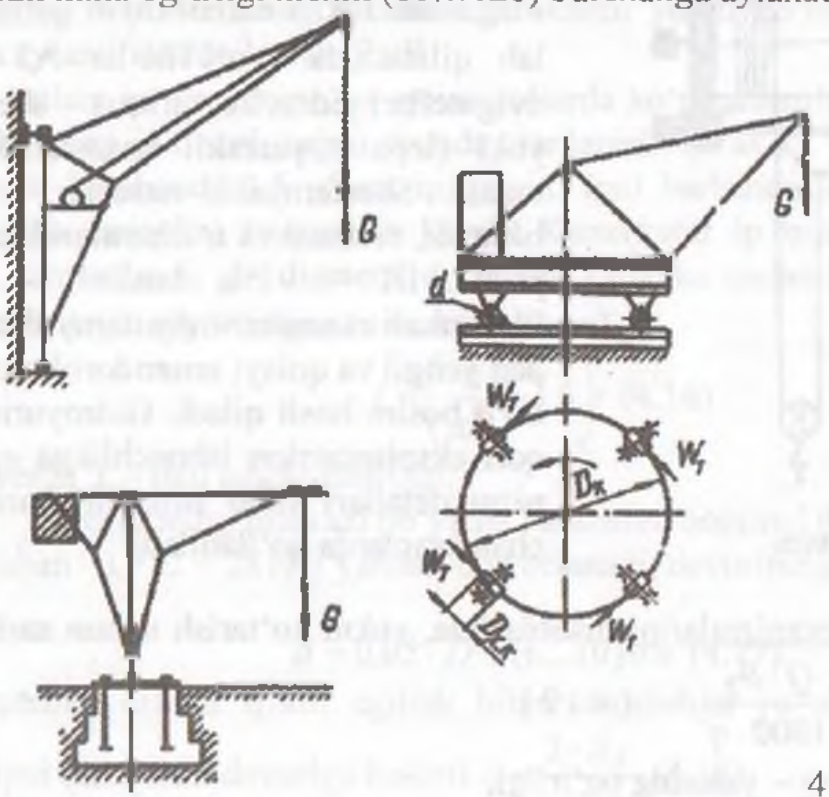
i va η – uzatishlar soni va FIK

Aylantirish mexanizmlari – konstruksiyasiga ko'ra qo'zg'almas tayanchda aylanadigan kolonna atrofida barcha qurilmalari doiraviy aylanadigan turlarga bo'linadi (4.17- rasm).



4.16- rasm

Aylanadigan mexanizmlarda inersiya kuchi statik kuchdan katta bo'ladi, chunki yukni katta og'irligi kichik (60…120) burchakga aylanadi.



4.17-rasm.

Dvigatelning statik quvvati $N_{ct} = \frac{1{,}05(M_T + M_\delta)n}{10^4 \cdot \eta}$ (4.21)

Bu yerda $W_T = (\sigma + \sigma_n)K_p \frac{2k + f \cdot d}{Dx}$ – (4.22)

g'ildiraklarning yurishiga qarshilik kuchi;

D – tayanch aylana diametri,

$\psi_u = 1{,}05...1{,}07$ – aylantiruvchi mexanizmda hosil bo'ladigan qo'shimcha ishqalanish koeffitsienti;

σ – yuk va yukni ko'taruvchi qurilma og'irligi;

σ_k – kranning aylantiruvchi qismi og'irligi;

K, K_p va f – ishqalanish koeffitsientlari, tegishlicha – g'ildirakning rels va capfalardagi;

Shamol qarshiligidan hosil bo'lgan moment

$$M_B = P_b(F_r \cdot a + A_c \cdot \ell_c + A_{kp} \cdot c) \quad (4.23)$$

bu yerda: $A_r; A_c; A_{kp}$ – tegishlicha, yuk, strela va kranni shamol ta'siridagi yuzalari;

$a; \ell_c; c$ – tegishlicha yuzalar markazidan kranni aylanish markazigacha bo'lgan masofa;

P_b – shamolning bosimi;

N_{ct} – quvvat bo'yicha elektrodvigatel tanlanadi.

Kran strelasining uzunligini hisoblash (4.18- rasm).

Yukni krandan maksimal uzoqlashganida

$$\sum M_o = -G \cdot l_2 - G_c \cdot l_c - W_2 \cdot l_2 - W_c \cdot h_c + T_n \cdot h_m + S \cdot h_g = 0$$

tenglikdan $T_n = \frac{G \cdot l_2 + G_c \cdot l_c + W_2 \cdot l_2 + W_c \cdot h_c - S \cdot h_s}{h_m}$ talab qilingan kuch.

bu yerda: W_2; W_c - yuk va strelaga ta'sir qiluvchi shamol kuchi;

S - ko'tarish mexanizmidagi ipni tarangligi;

G_c - strelani og'irligi;

$l_2; l_c; h_2; h_c; h_n; h_s$ – kuch yelkalari.

Statik quvvat $N_c = \frac{S_p \cdot \vartheta_\kappa}{1000 \cdot \eta}$ (4.24)

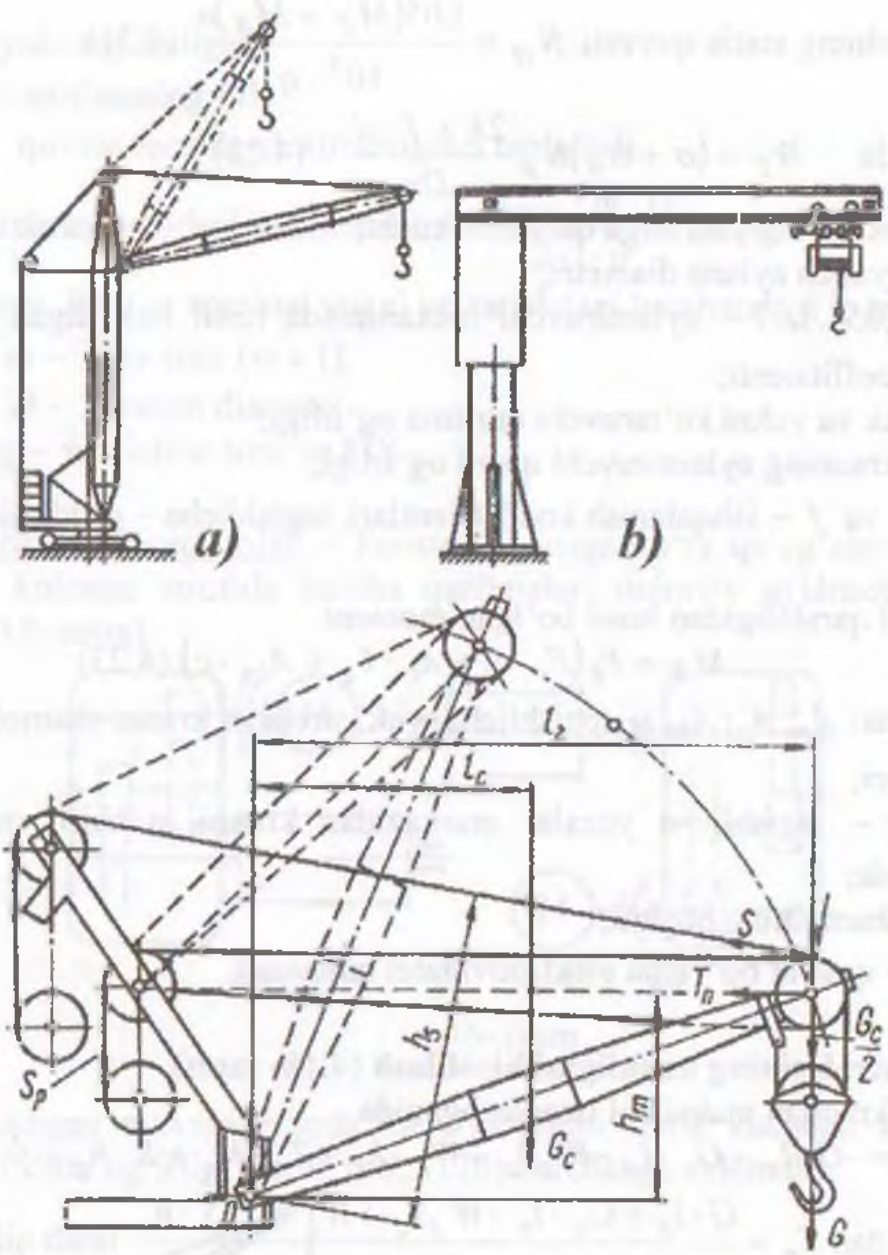
bu yerda $S_p = \frac{T_n}{a \cdot \eta \cdot \eta_\delta^2}$ (4.25)

η_δ – blokning FIK;

a – polispastning takrorlanishi;

η – polispat FIK;

ϑ_κ – ipning doiraviy tezligi.



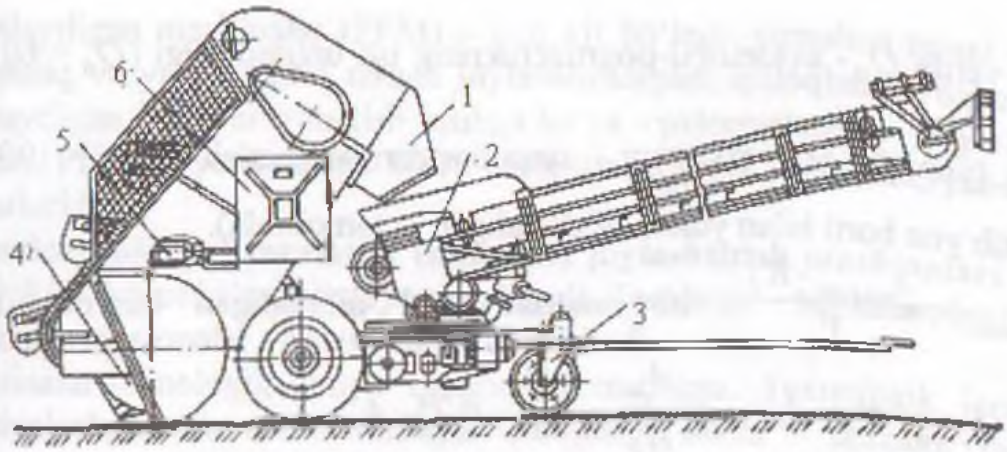
4.18-rasm.

Yuklash – tushirish mashinalari va qurilmalari

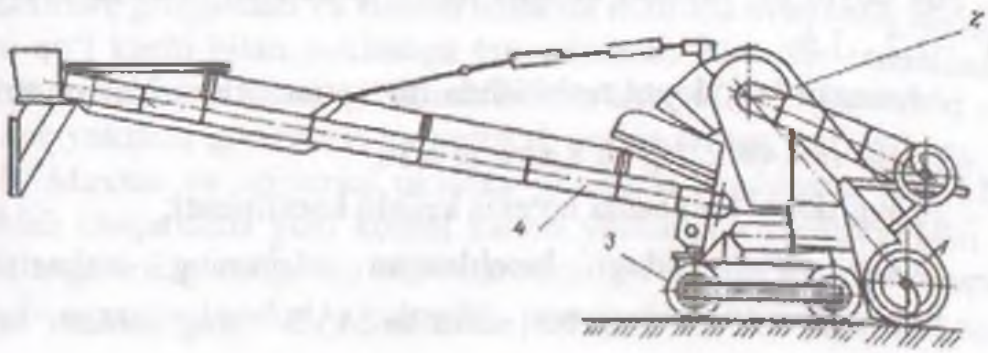
Tashiladigan yuklarning ko'pchiligini sepiluvchan materiallar tashkil qiladi. Sepiluvchan materiallarni asosan avtomobil transporti tashiydi. Shuning uchun bunday yuklarni avtomobillarga yuklash-tushirish ishlarini mexanizatsiyalashga asosiy e'tibor beriladi.

Sepiluvchan yuklar avtomobillarga bunkerlardan yoki turli harakat qiladigan mashina yoki mexanizmlardan yuklanadi. Buning uchun shnekli uzatgich ShSM – 14; lentali konveyrlar LT – 6; LT- 10; harakatlanuvchan vintli konveyer TPSh yoki avtopogruzchiklar ishlatiladi.

Gusenitsali shassida harakatlanuvchi – MGU – pogruzchik; sepilgan yuklarni xohlagan joylarga ko'chirishga va tashiydigan transportlarga yuklash uchun xizmat qiladi. Vagonlardan sepiluvchan yuklarni tushirishda ham ishlatiladi.



4.19-rasm



4.20-rasm. Unversal pogruzchik MGU.
1 – yuk tushadigan kamera; 2 – kovushli elevatorlar; 3 – yuradigan telejka;
4 – lentali konveyr; 5 – vintli mexanizm.

3 – telejka – payvandlangan ramadan tashkil topgan bo'lib, alohida elektrli yuritmadan harakat oladigan gusenitsalar bilan ushlab turiladi. Gusenitsa – yulduzchalar va o'zaro yopiq zanjirdan tuzilgan.

Elevator-2 - o'n sakkizta kovsh o'rnatilgan zanjirdir. Yuklarni yumshatish va olish kengligini ko'paytirish uchun elevator ikkita shnek bilan jihozlangan. Elevatorning hamma qismlari ramaga o'rnatilgan. Elevator harakatni – zanjirli uzatma va reduktor yordamida elektrodvigateldan oladi.

Lentali konveyer gorizontal tekislikda qo'l kuchi yordamida aylanish imkoniyatiga ega. Konveyerni gorizontga nisbatan joylashish burchagi – α – vintli mexanizm bilan o'zgartiriladi. Elevatorni ko'tarish va tushirish domkrat yordamida amalga oshiriladi. MGU – ni pult yordamida boshqarish mumkin.

- Avtomobildan yukni tushiradigan qurilma AVS-50M – krivoship-shatunli mexanizm, statsionar – uzunligi 14m va umumiy massasi 50t - gacha bo'lgan avtomobil yoki avtopoezdlar yuklarini yon tomon bortidan tushirishga mo'ljallangan.

AVS – 50m- ni tanlashda umumiy bug'doyni 75% asosan 15....30 sutkada avtomobil transporti yordamida tashib olinishi hisobga olinadi. AVS-ni kerakli soni n_a quyidagicha topiladi :

$$n_a = \frac{A_{\max}}{Q_a \cdot K_a \cdot K_{4\text{-}np}}$$

bu yerda Q_a - avtomobil-pogruzchikning ish unumdorligi (Q_a = 60 $\frac{t}{soat}$ - yo'li berk (yopiq) , Q_a = 80 $\frac{t}{soat}$ – orqa bortdan bo'shatish va Q_a = 100 $\frac{t}{soat}$ - to'g'ri o'tib yon borti bilan yukni ag'daradigan avtomobilda).

$A_{\max \cdot c} = \frac{A_{\max \cdot sut} \cdot K_4}{T}$ - bir soatda qabul qilinadigan bug'doy miqdori;

$A_{\max \cdot sut} = A_{o'r.sut} \cdot K_c$; $A_{o'r.sut} = \frac{A_{pr}}{П_p}$; $A_{pr} = 0{,}75 \cdot A_z$

A_z - avtomobil transporti bilan tashiladigan bug'doyning yillik miqdori .

K_c - bug'doyni bir sutkada notekis qabul qilinishini hisobga oluvchi koeffitsient ; K_c=1,2...1,6 .

K_a - pishmagan bug'doyni tushirishda ish unumdorligini kamaytirish koeffisienti K_a=1 agar $\alpha = 40^o$; K_a=0,8 agar $\alpha = 36^o$.

$K_4 = 2$; bug'doyni bir soatda notekis kelishi koeffisienti;

$П_p$ - sutka o'lchamidagi hisoblangan o'rimning o'tkazish vaqti ($П_p$ = 15.....30) . *T= 18-20 s* , bir sutkatda AVS- ning ishlash muddati ; $K_{u\text{-}np} = 0{,}7 - ABC - ни$ FIK.

AVS – ni unumdorligi avtopoezd yoki avtomobillarga bog'liqdir.

Donador yuklarda KTT va sklad ishlarini mexanizatsiyalash mashinalari va qurilmalari. Donador yuklarni ko'tarish – tushirish, tashish va sklad ishlarini mexanizatsiyalashning asosiy maqsadi – tayyorlovchi – transport – iste'molchi siklida ish unumdorligini oshirishdir. Bunda mashina – yukni ko'taradi, harakat qiladi, paketga joylashtiradi.

Paketga joylashtirish – yukni qattiqroq transport yuk birligiga aylantirishdir. Paketlar setkalarga, paddon, plankalarga o'rnatiladi.

Donador yuklarning paketi o'lchami 800 x 1200 x 1150 *mm* va massasi 1000 kg – gacha bo'lsa - savdo zaliga chiqarilishi qiyin.

Paketlarni shtabellash pogruzchiklarda amalga oshiriladi. Yuklarning og'irligi 300 *kg* dan kam bo'lmasa va transportlash uzunligi 50 *m* gacha; yukning og'irligi 1000 *kg* gacha kattalashganda – uni tashish uzunligi 150 *m* gacha bo'lganda pogruzchik tadbiq etilishi foydalidir. Agar, 100000....150000 $\frac{m}{yil}$ yuk 200 *m* uzunlikda tashiladigan bo'lsa pritsepli telejkasi bo'lgan avtomobillardan foydalanish qulaydir.

O'zgarmas liniyada kichik massali yuklarni tashishda – konveyerlarning har xil turlari ishlatiladi. Paketlarni gorizontal tekislikda joylashtirishda o'lchami 840 x 1240 *mm* bo'lishi kerak. Massasi 70 *kg* bo'lgan xaltalar balandligi bo'yicha olti qator joylashtiriladi (paketning og'irligi 1260 *kg*); xaltalar og'irligi 50 *kg* bo'lsa – etti yoki sakkiz qator joylashtiriladi (paket og'irligi 1050 va 12800 *kg*).

Paketlaydigan mashinalar (PFM) – uch xil bo'ladi: yumshoq tarani paketlaydigan; qattiq va yarim qattiq taraga joylashtiradigan; qadoqlanmaydigan yuklarni paketlaydigan. PFM ni o'rnatish usuliga ko'ra – avtomatlashgan va yarim avtomatlashgan. PFM ni yuritmasiga ko'ra – elektromexanik; gidravlik, pnevmatik yuritmali turlari bor.

Donador yuklarni taralarga (ukladka) joylashtirish mashinalari. Taralarga – yashiklar, korobkalar, konteynerlar kiradi. Taralarga – bankalar, butilkalar, paketlar maxsus mashinalar yordamida joylashtiriladi.

Mashinalar-texnologik liniya qatorida o'rnatilgan. Texnologik jarayonni mexanizatsiyalashgan va avtomatlashgan darajasiga ko'ra – donador yuklarni transport taralariga joylashtiradigan mashinalar – avtomatlashgan turlarga bo'linadi. Yarim avtomatlashgan mashinalar ikki turga bo'linadi: birinchi – yukni taraga joylashtirish, gruppalash va tashish ishlarini mashina avtomatik ravishda bajaradi, tarani qo'l kuchi bilan yuklashga tayyorlanadi; ikkinchi – mashina tarani tayyorlaydi va uni tashiydi tarani qo'l kuchi bilan yuklaydi.

Donador yuklarni gorizontal va vertikal usulda taraga yuklaydigan mashinalar bo'ladi. Maxsus va universal ukladka qiladigan mashinalar bor. Masalan: margarin ishlab chiqarishda yoki kofeni karton yashikga joylashtiradigan mashinalar. Ishchi organining turiga ko'ra – itaruvchi va ildirib oladigan mashinalar mavjud. Ishchi organga harakat – gidravlik, pnevmatik, elektromexanik usullarda beriladi.

O'lchamlari katta bo'lgan yuklarni harakatlantirish va shtabellash. O'lchamlari katta bo'lgan yuklarni harakatlantirish uchun – elektro va avtopogruzchiklar tatbiq etiladi. Elektoropogruzchiklar – harakatni akkumlyatorlardan, avtopogruzchiklar esa – ichki yonuv dvigatelidan oladi. Yuk ko'tarish qobiliyati va xizmat vazifasiga ko'ra – to'rt xil pogruzchiklar bor.

1) kichik gabaritli – 0,5 ….2,0 tonna yukni ko'taradi.
2) o'rtacha – 3,0…5,0 tonna og'irlikdagi yuk uchun ;
3) og'ir turdagi 10,0….40,0 *t* yukni ko'tarish uchun va
4) maxsus.

Bu mashinalar – universal; manevr qilish qobiliyati katta bo'lib, ishchi organ juft vilkalidir.

Elektropogruzchiklar – ochiq maydonlar va yopiq xonalarda – atrof muhitni 30^o …. 50^oS temperaturada ishlash uchun tadbiq etiladi.

Avtopogruzchik – ochiq, quruq, qattiq qatlamli maydonlarda, atrof – muhitning -40dan $+40^o$S – gacha temperaturasida ishlatiladi. Avtopogruzchikni 17 turdagi yukni ko'tarish moslamasi bor.

Kran – shtabelchi – katta skladlarda yukni shtabellash uchun ishlatiladi.

Liftlar – bir yo'nalishda harakat qiladi va yukni ko'tarish uchun kabina yoki platformasi mavjud. Liftlar quyidagi turlarga bo'linadi: odamlarni tashish uchun; yuk va odam tashiydigan; yuk tashiydigan; bolnitsa xizmati uchun; og'irligi 150 *kg* gacha bo'lgan yukni tashiydigan va kabina balandligi 1 metrdan oshmaydigan – kichik o'lchamli .

Egiluvchan – (ipli-zanjirli) va plunjerli, vintli liftlar bor; elektr, gidravlik va qo'l kuchi bilan ishlaydigan liftlar mavjud.

Liftning ish unumdorligi quyidagicha topiladi: $Q_z = \frac{3600 \cdot G \cdot \gamma \cdot \beta}{T}$

bu yerda γ – kabinani yuklash koeffitsienti, $\gamma = 0{,}5...1{,}0$;

β – liftni yuk ko'tara olish qobiliyatini foydalanish koeffitsienti $\beta = 0{,}55...1{,}0$;

T – sikl vaqti;

G – nominal yuk ko'tarish qobiliyati

Liftlar soni $n = \frac{A_z}{Q_z \cdot T_{u.c} \cdot T_{c.z}}$

Bu yerda $T_{u.c}$ – bir sutka liftni ishlash vaqti;

$T_{c.z}$ – liftni bir yilda ishlash kunlari soni;

A_z – yillik yuk hajmi

Robotlar to'g'risida ma'lumot. Hozirgi zamon ishlab chiqarishda texnologik jarayonini avtomatlashtirish va kompyuterlashtirish bilan bir qatorda robotlarni keng ko'lamda tadbiq etishga imkoniyat yaratilmoqda.

1970 yildan 1980 yilgacha dunyodagi robotlar parki 25 marotaba oshdi. Robotlar ishlab chiqarish jarayonida inson faoliyatini almashtirib, uni yangicha avtomatlashtirish davrini ochib bermoqda.

Sanoat robotlarini tadbiq etish bilan mehnat unumdorligini va mahsulot sifatini oshiradi, jihozlarni almashtirish koeffitsienti o'sadi, ishlab chiqarishni intensifikatsiyalashtiradi, ishlab chiqarish sharoitini yaxshilaydi va ishchilar sonini kamaytiradi.

«Robot» termini adabiyotga XX asr boshlarida chex yozuvchisi Karel Chapek tomonidan kiritildi va «sun'iy odam»ni belgilaydi.

Sanoat roboti deb, dasturlashtirilgan boshqaruv va bajaruvchi qurilmasidan tashkil topgan avtomatik mashinaga aytiladi.

Sanoat robotlari – insonni ishlab chiqarishni yurgizish va boshqarish funksiyalarini almashtirish uchun xizmat qiladi.

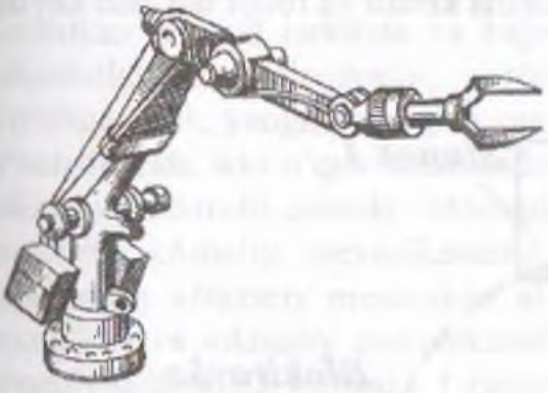
Ishchi organ va boshqarish qo'rilmasidan tashkil topgan manipulyator robotning bajaruvchi mexanizmiga kiradi.

Sanoat robotlari – metall kesuvchi stanoklari va qizdiradigan qurilmalar, payvandlash, himoyalovchi qatlamlarni surish, transport va ombor ishlarini bajarishda keng qo'llaniladi.

Tadbiq etilishiga ko'ra sanoat robotlari – universal va maxsus turlarga bo'linadi. Yuk ko'tarish qobiliyatiga ko'ra – juda yengil (1 *kg* gacha), yengil, o'rtacha, og'ir va o'ta og'ir (1000 *kg* dan yuqori) turlari mavjud.

O'rnatilish usuliga ko'ra – osilgan, o'zi yuradigan robotlar bor. Robotlarning yuritmasi – elektro-mexanik, gidravlika, pnevmatik va kombinatsiyalangan bo'ladi. Robotlar harakatchanlik darajasi, qo'llaniladigan koordinatalar sistemasi va dasturlashtirish usullariga binoan turlanadi. Dasturlashtirilgan boshqarish turiga ko'ra robotlarni tabaqalashtirish juda ahamiyatli, chunki ular oldindan berilgan us-

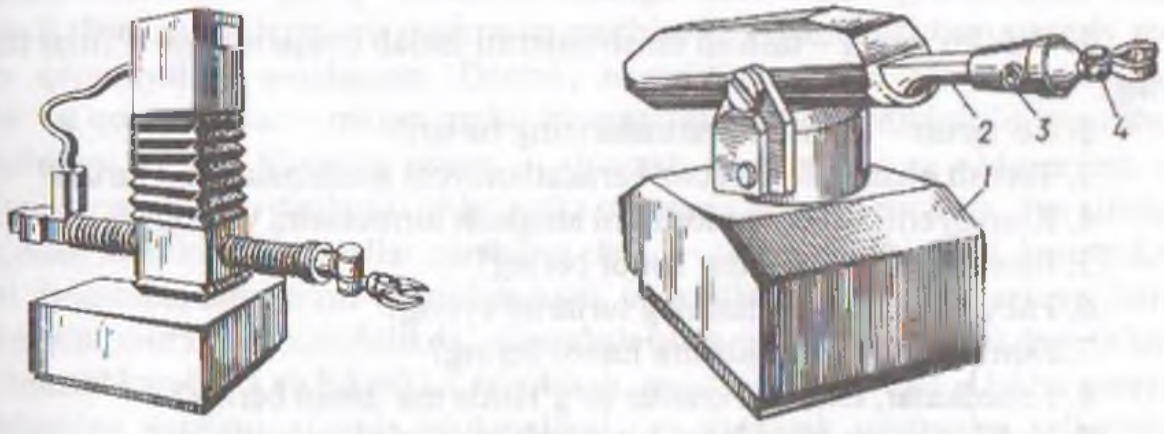
tuvor dasturlashtirilgan boshqarish xususiyatiga ega. Adaptivlashgan boshqarish qurilmasi o'rnatilgan robotlar – tashqi muhit yoki texnologik jarayonini o'zgarishiga moslashaoladi.



4.21-rasm.

Robotlarning konstruktiv tahlili. Manipulyator va robot insonni intellektual va harakatlantiruvchi funksiyalarini almashtiradigan sistemani ifodalaydi. Manipulyator ishlab chiqarish jarayonini operator tomonidan boshqariladigan qurilma, robot esa – aynan shu jarayonni berilgan dastur asosida avtomatik ravishda boshqaradi.

Robot yuklangan vazifani manipulyatorsiz bajara olmaydi. Shuning uchun barcha robotlar – manipulyatorlik robotlar deyiladi. Manipulyatorning yaratilishida inson qo'li harakatini asos qilib olinadi. Demak, manipulyator «mexanik qo'l»ning strukturali sxemasi inson qo'liga mansub bo'lgan kinematik va dinamik tavsiflarga ega bo'lishi kerak. Manipulyator qo'lining sxemasini loyihalashda inson qo'lining barmoqlaridan kaftigacha bo'lgan kinematik sxemasidan va yukni harakatlanadigan koordinatalaridan foydalaniladi. Dastur lashtirilgan «Universal-50», «UM-1», «UPK-1» - robotlari mavjud.



4.22-rasm.

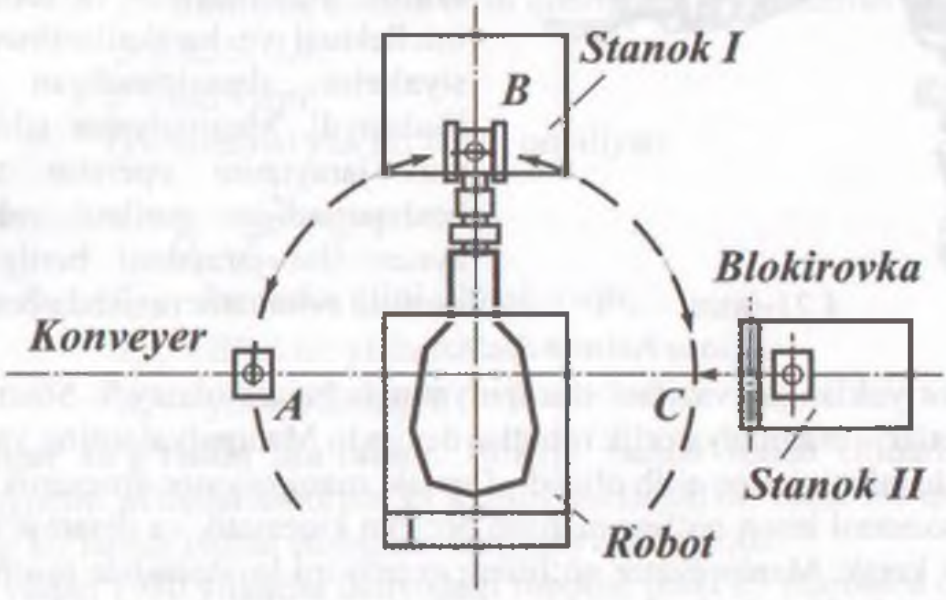
Ular yordamida o'rnatish, tashish, buyumlarni joylashtirish, oddiy yig'uv jarayonlari, qoliplash, bosim ostida qo'yish, termik va mexanik ishlov berish ishlari bajariladi. Sferik koordinatalarda ishlaydigan robotlarda kirmakli uzatma ishlatiladi. Robotlardagi ushlagichlarni – rezinali so'rg'ich, kovsh ko'rinishidagi, vakuumli va boshqa turdagi konstruksiyalari ishlatiladi.

Metall kesadigan stanokga sanoat robotlari avtomatik rejimda quyidagicha xizmat qiladi (4.23-rasm):

- robot ushlagichi siklni boshlanishida konveyerni A nuqtasiga o'rnatiladi;
- namuna (mahsulot) ni konveyerdan olib I- stanokdagi V nuqtaga o'tkazadi;

- robotning qo'li detalni I stanokdan II stanokning S nuqtasiga olib o'tadi va blokirovkani yo'qotish signali berilgandan keyin detalni II stanokni ishlov berish maydonchasiga uzatadi;

- bu vaqtga kelib konveyerda yangi namuna keladi va robot uni olib keyingi siklni boshlaydi.



4.23-rasm. Ikkita stanokga robot yordamida xizmat ko'rsatish sxemasi.

Nazorat savollari

1. Yuk ko'tarish – tashish mashinalarini ishlab chiqarishdagi o'rnini tushuntiring?
2. Ko'tarish – tashish mashinalarining turlari?
3. Tortish elementli uzluksiz harakatlanuvchi mashinalarning turlari?
4. Konveyerni ish unumdorligini aniqlash formulasini yozing?
5. Elevator to'g'risida ma'lumot bering?
6. Pnevmatik transportlarning turlarini ayting?
7. Domkratlar to'g'risida ma'lumot bering?
8. Lebedkalar, tallar va kranlar to'g'risida ma'lumot bering?
9. Yuk ko'tarish organlarini hisoblash asoslarini tushuntiring?
10. Sirtmoqlar, stroplar va greyferlar – nima?
11. Egiluvchi organlar turi va ularni tanlash?
12. Polispastlar ta'rifi va ularni hisoblash?
13. Barabanning o'lchamlarini tanlash va mustahkamlikka hisoblash?
14. YuKTM – tortish jihozlari to'g'risida ma'lumot?
15. YuKTM - ko'tarish mexanizmini hisoblash?
16. YuKTM – aylantirish mexanizmini hisoblash?
17. Kran strelasining uzunligini hisoblash?
18. Yuklash – tushirish mashinalari va qurilmalari?
19. Yuklarni ko'tarish, tashish va tushirish ishlarini mexanizatsiyalash?
20. Robotlar haqida ma'lumot bering?

«AMALIY MEXANIKA» fanini o‘qitish uslubiyotiga doir

Turli texnologik va texnik mutaxassisliklarning o‘quv rejalarida «Amaliy mexanika» har xil tarkibda va hajmda belgilangan. Masalan, «Yengil sanoat mahsulotlari texnologiyasi», «Neft va gaz ishi», «Elektroenergetika», «To‘qimachilik, yengil va qog‘oz sanoati buyumlarining kimyoviy texnologiyasi» yo‘nalishlarida ikki o‘quv semestrida o‘qitiladi: birinchi qismda «Materiallar qarshiligi» va ikkinchi qismda «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» va «Mashina detallari». «Amaliy mexanika»ning tarkibiy qismlarini o‘rganish uchun asos hisoblangan «Nazariy mexanika» alohida fan sifatida bayon qilinadi. «Nazariy mexanika» va «Amaliy mexanika»ni bunday ketma-ketlikda bayon qilinishining taxminiy texnologik xaritasi – 1-rasmda ko‘rsatilgan.

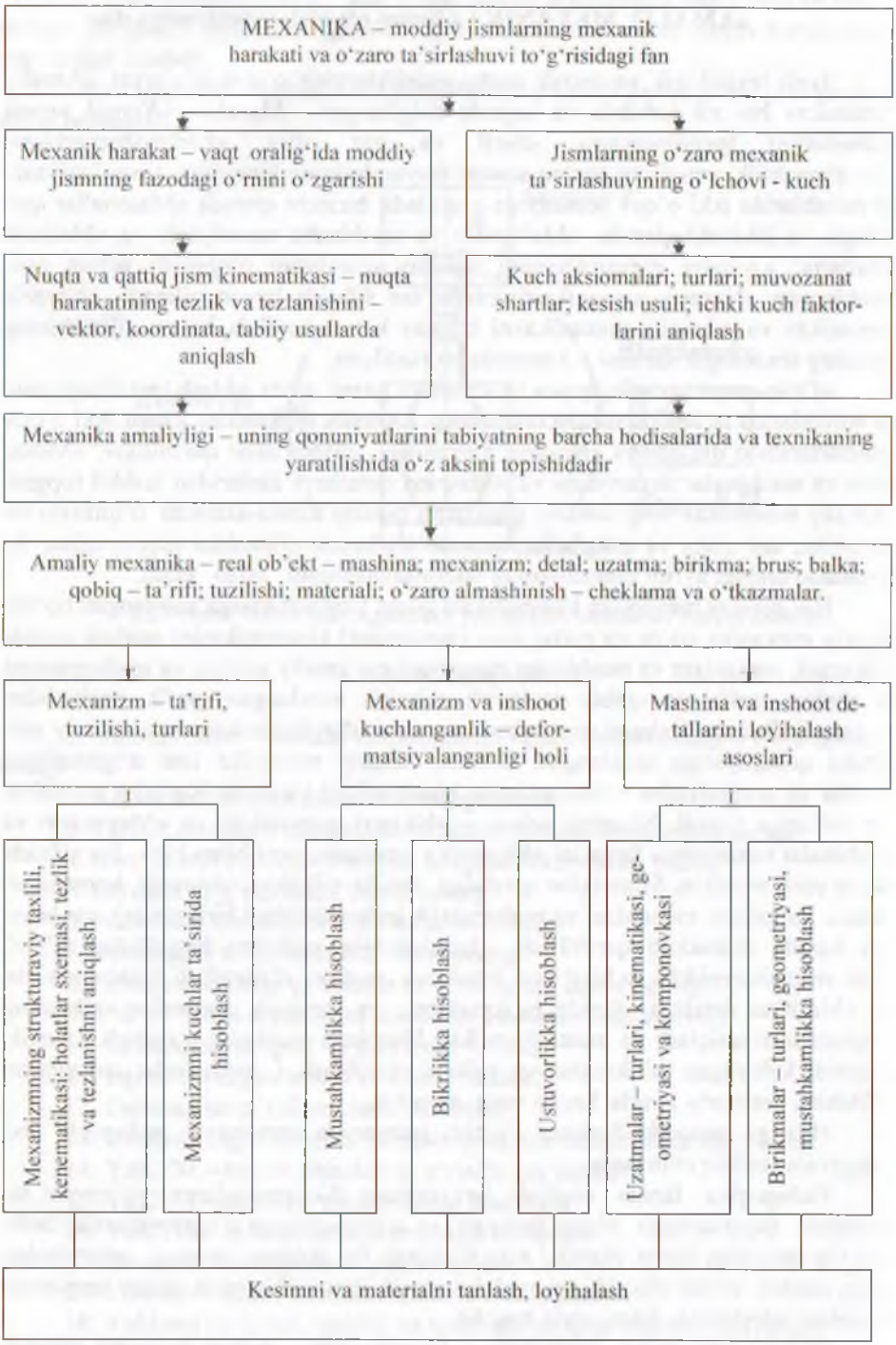
«Oziq-ovqat texnologiyasi» va «Neft va gazni qayta ishlash texnolo-giyasi» yo‘nalishlarida ta’lim olayotgan talabalarga «Amaliy mexanika» - ham ikki o‘quv semestrlarida o‘qitiladi va «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» va «Mashina detallari» fanlaridan tashkil topgan. «Amaliy mexanika» ning tarkibiy qismlarini bunday ketma-ketlikda o‘qitilishi birinchidan, uni qisqa va aniq, mazmunan to‘liq bayon qilinishini taqozo qilsa; ikkinchidan undagi ayrim mavzularning takrorlanmasligini talab etadi.

Har qanday mexanizm kinematikasi nuqta kinematikasiga asoslangan bo‘lib, nazariy mexanika nuqta va qattiq jism (mexanizm) kinematikasini analitik usulda o‘rganadi, mexanizm va mashinalar nazariyasi esa amaliy usulda, ya’ni diagramma va qutbiy tezlik va qutbiy tezlanish rejasiga asoslangan grafik usuli bilan o‘rganadi. Bundan tashqari mexanizm va mashinalar dinamikasi ham nazariy mexanika qonuniyatiga asoslangan. Demak, nazariy mexanika fani o‘rganadigan shartlar va qonuniyatlar – mexanizmlar kinematikasi va dinamikasini o‘rganishda o‘z tadbiqini topadi. Shuning uchun – «Nazariy mexanika» va «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanlarini «Mexanika asoslari» nomi bilan bitta fan sifatida bayon etish mumkin. Materiallar qarshiligi fanida siljishga ishlovchi konstruksiyalarni (mashina, mexanizm va muhandislik inshootlaridagi birikmalar) va buralish hamda murakkab qarshilikda (buralish bilan egilishni birgalikdagi ta’siri) valni mustahkamlikka va bikrlikka hisoblash asoslari o‘rganiladi. Ushbu mavzular «Mashina detallari» fanida birikmalarni va mexanik uzatmalar vallarining o‘lchamlarini aniqlash va mustahkamlikka hisoblash asoslarini o‘rgatadi. Demak, yuqorida keltirilgan birikmalar va vallarni hisoblash – loyihalash mavzularini «Mashina detallari» fanida bayon etish mumkin.

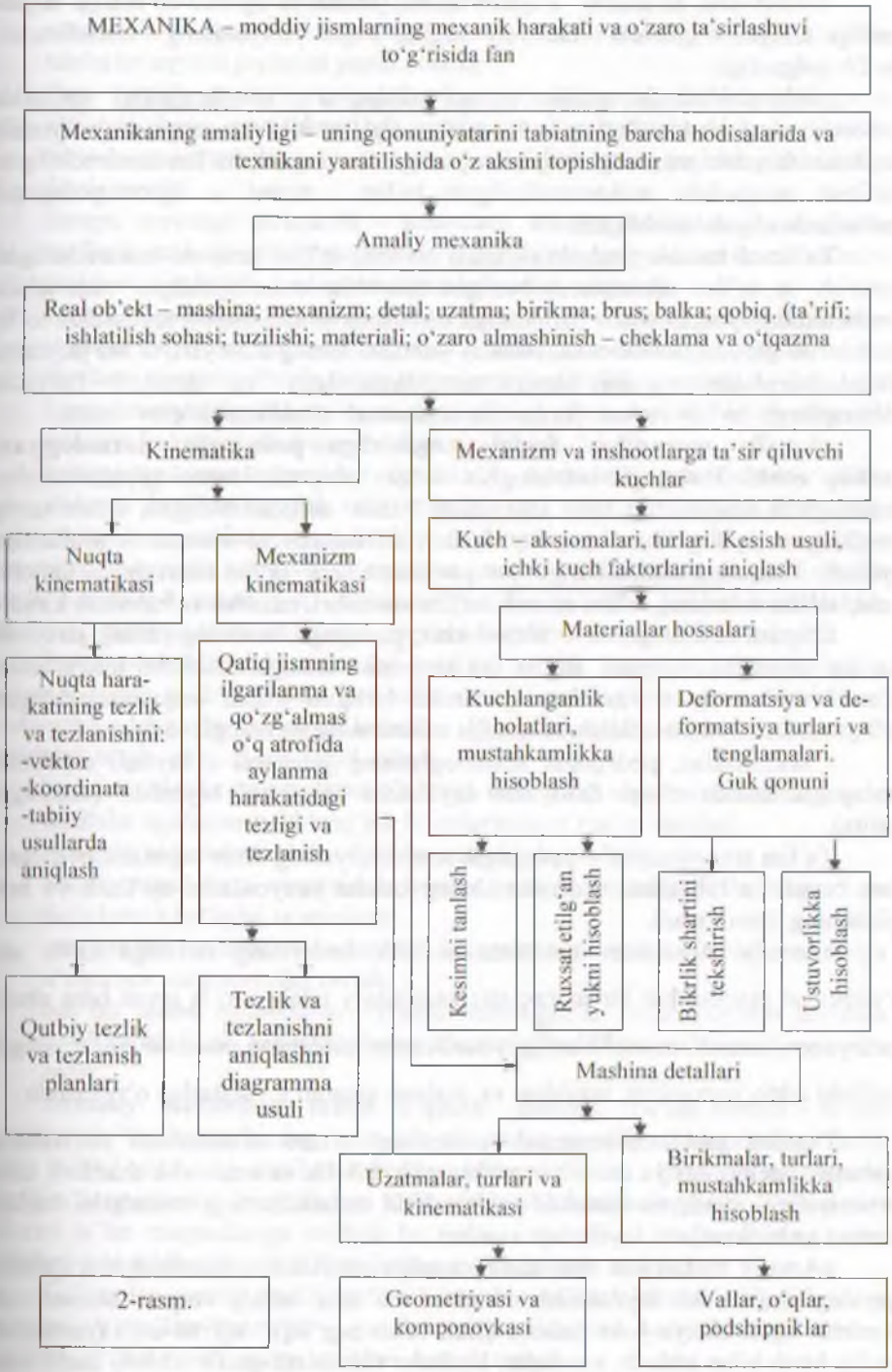
Hozirgi zamonda fanlarni o‘qitish jarayonida zamonaviy pedagogik texnologiyalar tadbiq etilmoqda.

Pedagogika fanida o‘qitish jarayonining ikki tomonlama – o‘quvchi tomonidan bajariladigan o‘quv faoliyati va o‘qituvchining o‘rgatuvchanlik faoliyati yig‘indisidan iborat ekanligi e’tirof etiladi. Bu qoidani amalga oshirishning yangi modeli ishlab chiqildi va modelni amaliyotga tadbiq etish o‘quv jarayonini texnologiyalashtirish bilan uzviy bog‘liq .

O‘quv jarayoniga pedagogik – texnologiyani tadbiq etishning zarurati davr taqozosidir:


MEXANIKA – moddiy jismlarning mexanik harakati va o‘zaro ta’sirlashuvi to‘g‘risidagi fan
Mexanik harakat – vaqt oralig‘ida moddiy jismning fazodagi o‘rnini o‘zgarishi
Jismlarning o‘zaro mexanik ta’sirlashuvining o‘lchovi - kuch
Nuqta va qattiq jism kinematikasi – nuqta harakatining tezlik va tezlanishini – vektor, koordinata, tabiiy usullarda aniqlash
Kuch aksiomalari; turlari; muvozanat shartlar; kesish usuli; ichki kuch faktorlarini aniqlash
Mexanika amaliyligi – uning qonuniyatlarini tabiyatning barcha hodisalarida va texnikaning yaratilishida o‘z aksini topishidadir
Amaliy mexanika – real ob’ekt – mashina; mexanizm; detal; uzatma; birikma; brus; balka; qobiq – ta’rifi; tuzilishi; materiali; o‘zaro almashinish – cheklama va o‘tkazmalar.
Mexanizm – ta’rifi, tuzilishi, turlari
Mexanizm va inshoot kuchlanganlik – deformatsiyalanganligi holi
Mashina va inshoot detallarini loyihalash asoslari
Mexanizmning strukturaviy taxlili, kenematikasi: holatlar sxemasi, tezlik va tezlanishni aniqlash
Mexanizmni kuchlar ta’sirida hisoblash
Mustahkamlikka hisoblash
Bikrlikka hisoblash
Ustuvorlikka hisoblash
Uzatmalar – turlari, kinematikasi, geometriyasi va komponovkasi
Birikmalar – turlari, geometriyasi, mustahkamlikka hisoblash
Kesimni va materialni tanlash, loyihalash

1-rasm.


MEXANIKA – moddiy jismlarning mexanik harakati va o'zaro ta'sirlashuvi to'g'risida fan
Mexanikaning amaliyligi – uning qonuniyatarini tabiatning barcha hodisalarida va texnikani yaratilishida o'z aksini topishidadir
Amaliy mexanika
Real ob'ekt – mashina; mexanizm; detal; uzatma; birikma; brus; balka; qobiq. (ta'rifi; ishlatilish sohasi; tuzilishi; materiali; o'zaro almashinish – cheklama va o'tqazma
Kinematika
Mexanizm va inshootlarga ta'sir qiluvchi kuchlar
Nuqta kinematikasi
Mexanizm kinematikasi
Kuch – aksiomalari, turlari. Kesish usuli, ichki kuch faktorlarini aniqlash
Materiallar hossalari
Nuqta harakatining tezlik va tezlanishini: -vektor -koordinata -tabiiy usullarda aniqlash
Qatiq jismning ilgarilanma va qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakatidagi tezligi va tezlanish
Kuchlanganlik holatlari, mustahkamlikka hisoblash
Deformatsiya va deformatsiya turlari va tenglamalari. Guk qonuni
Kesimni tanlash
Ruxsat etilg'an yukni hisoblash
Bikrlik shartini tekshirish
Ustuvorlikka hisoblash
Qutbiy tezlik va tezlanish planlari
Tezlik va tezlanishni aniqlashni diagramma usuli
Mashina detallari
Uzatmalar, turlari va kinematikasi
Birikmalar, turlari, mustahkamlikka hisoblash
Geometriyasi va komponovkasi
Vallar, o'qlar, podshipniklar

2-rasm.

- birinchidan, an'anaviy o'qitish tizimi, yozma va og'zaki so'zlarga tayanganligi tufayli, o'qituvchi faoliyati birgina o'quv jarayonining tashkilotchisi bo'lib qolganligi;

- ikkinchidan, fan-texnika taraqqiyotining o'ta rivojlanganligi natijasida axborotlarning keskin ko'payib borayotganligi va ulardan o'qitish jarayonida foydalanish uchun vaqtning chegaralanganligi, shuningdek ta'lim samaradorligini oshirish maqsadida mukammallashgan ta'lim tizimi – ilg'or pedagogik tadbirlardan foydalanishligida.

Ta'limni texnologiyalashtirishning asosini, ta'lim jarayoni samaradorligini oshirish va ta'lim oluvchilarni berilgan sharoitlarda va ajratilgan vaqt ichida loyihalashtirilayotgan o'quv natijalariga erishishlarini kafolatlash maqsadida to'liq boshqarish g'oyasi tashkil etadi. Bunday yondashishning mohiyati, ta'lim jaryonini tizimlashtirishdan – uni, aniq rasmiylashtirilgan va detallari bo'yicha elementlarga bo'lib tanlash yordamida maksimal shakllantirishdan iborat.

«Amaliy mexanika» fanini o'rganishga pedagogik – texnologiyani tadbiq etish. Pedagogik texnologiya - o'quv jarayonini texnologiyalashtirishni butunligicha aniqlovchi tizimli kategoriya. Tizim deb, tartiblangan, o'zaro uzviy bog'langan va birgalikda umumiy funksiyani bajaruvchi elementlar to'plamiga aytiladi. Tizimning elementlariga - o'quv maqsadlari, ta'lim beruvchi, ta'lim oluvchi, ta'lim mazmuni, ta'lim metodi, ta'lim vositalari, nazorat va baholash kiradi.

O'qitish texnologiyasi – birinchidan, pedagogik texnologiyaning jarayonli harakat aspektini anglatadi. Bu, ta'lim jarayonini amalga oshirishni instrumental ta'minlovchi usul va vositalarning tartibli birligini o'zida mujassamlashtirgan ta'lim modelini ishlab chiqish va amalga oshirishning texnologik jarayoni:

- ikkinchidan, pedagogik texnologiyaning jarayonli - bayonli aspektini, pedagogik hamda o'quv faoliyatini loyihasini bajarishni bayonidir (texnolgik xarita).

Ta'lim texnologiyasi – pedagogik texnologiyaning ilmiy aspektini belgilash, dars berish va bilimlarni o'zlashtirishning barcha jarayonlarini qo'llash va belgilashning tizimli usuli.

«Amaliy mexanika» umummuxandislik fanlarining tarkibiga kirib, uni o'qitishdan maqsad har bir mutaxassis zamonaviy talabga to'la javob bera oladigan, yuqori unumli, mustahkamligi yetarlicha ta'minlangan, mumkin qadar yengil, tuzilishi oddiy mexanizm, mashina va inshoot qismini loyihalashni o'rgatishdir.

Fanning asosiy muammosi – jismlarni o'zaro ta'sirlashuvi va harakat qonunlari, deformatsiya turlari; mustahkamlik, bikrlik va ustuvorlik shartlari; konstruksiyalarni statik va dinamik yuklanishida materiallarning xossalarini tahlili, uzatma va birikmalarni loyihalash asoslari.

«Amaliy mexanika» vazifalarini amalga oshirishni tushuntirishda o'qitishni quyidagi usullaridan foydalanish mumkin: ma'ruza; tarixiy voqeani tushuntirish (konkret konstruksiya yoki inshoot qismi bilan bog'liq); tajriba usuli (namoyish usuli); kitob bilan ishlash; mashqlar, loyihalar (hisoblash-grafik ishlari) usuli; suhbat, munozara, video usuli.

O‘qitish samaradorligini oshirish uchun:

- o‘qituvchi tomonidan mavzu bo‘yicha reja asosida ma’ruza amalga oshirilib, talabalar tegishli joylarini yozib oladilar;
- dars vaqtida tegishli muloqotlar, savol-javoblar uyushtirish, dialog va o‘tilgan darsni mustahkamlash; o‘tilgan mavzu bo‘yicha doskada misollar ishlash; real mashina va mexanizmlar modellaridan va tegishli plakatlardan foydalanish;
- darsga, mavzuga qiziqtirish – munozara, hikoya, tarixiy voqea usullarini qo‘llash; real ob’ektlar (mutaxassislik bo‘yicha) ning yuklanish sxemalarini tuzish va hisoblash; dars mavzularini tayyorlab tarqatish;
- barcha topshiriqlar, uslubiy komplekslarni (uy ishlari, laboratoriya topshiriqlari, savollar majmui) ko‘paytirib oldindan talabalarga tarqatish;
- darslarni namuna sifatida video tasmalarga yozib olib tarqatish;
- kompyuter yordamida ma’ruza matnlarini yozib tarqatish; hisoblash-grafik ishlarini kompyuterda bajarish dasturini ishlab chiqish;
- kompyuter texnologiyasidan foydalanib talabalarni masofadan o‘qitish; elektron darslikni yaratish talab etiladi.

«Amaliy mexanika» o‘rganishda yangi pedagogik – texnologiyani o‘quv jarayoniga pedagogik texnologik xaritalar orqali tadbiq etish yuqori samara beradi. Texnologik xarita yoki tayanch signal fan bo‘yicha yoki alohida-alohida mavzulari, tajriba ishlari va amaliy darslari bo‘yicha ham tuzilishi mumkin.

Fanni o‘zlashtirishda eshitish, ko‘rish, yozish asosida mavzu bo‘yicha ma’lumot qisqa qilib beriladi. Talabalar darsda qayd qilinmagan materiallarni qo‘shimcha adabiyotlardan yozib keladilar. Bu usulda talaba o‘zi darsda yozgan materialni o‘qib chiqadi va tahlil qiladi.

Fanni o‘qitishda quyidagilarni e’tiborga olish maqsadga muvofiqdir:

- talabalar egallagan boshlang‘ich bilimlarining o‘rtacha darajasi;
- mavzularni tushuntirishda oddiydan murakkabga o‘tish;
- nazariy masalalarni o‘rganishda amaliy va tajriba mashg‘ulotlarining mantiqiy ketma-ketligini ta’minlash;
- mavjud har bir manba – adabiyot, ko‘rgazma va texnik o‘qitish vositasiga o‘ziga xos xarakteristika berish;
- har bir talaba bajaradigan idividual hisob-grafik ishlari tegishli ravishda qo‘shimcha ijodiy izlanishlarining mantiqiy yaxlitligini ta’minlash va boshqalar.

«Amaliy mexanika» fanini o‘qitish metodi. Ta’lim metodi – ta’lim oluvchi va ta’lim beruvchining muayyan maqsadga qaratilgan, birgalikdagi faoliyatini tashkil qilishning tartibga solingan usullar yig‘indisi. Usul - ta’lim oluvchi va ta’lim beruvchining birgalikdagi faoliyatini tashkil etishning yo‘li. Ta’lim metodlarini ta’lim maqsadlariga erishish bo‘yicha o‘quvchi va o‘qituvchining birgalikdagi ish faoliyatini tashkil etishning guruh shakli mavjud.

Ta’limning guruhli shakli «ta’lim beruvchi – ta’lim oluvchi» dialogidan voz kechishni va «ta’lim beruvchi – guruh - ta’lim oluvchi» ko‘rinishidagi uch tomonlama o‘zaro munosabatga o‘tishni nazarda tutadi.

Ta'lim oluvchilarning hamkorlikdagi harakati tashkillashadi, bu esa, o'quv – bilish jarayonini faollashtirishga ko'maklashadi:

- vazifani hamkorlikda bajarish jarayonida, ta'lim oluvchilarda, o'rtoqlari tomonidan bilidirilgan fikrlarni muhokama qilishga motivatsiya paydo bo'ladi;
- guruhlarda ishlash paytida, zarurati bo'lganda, ta'lim oluvchilar yordam berishlarini so'raydilar va boshqalarga yordam berishni o'rganadilar.

Har bir ta'lim oluvchining potensial imkoniyatlarining rivojlanishi va amalga oshirilishi ta'minlanadi:

- qobiliyatli va iqtidorli talabalar o'z qobiliyatlarini ko'rsatishlari mumkin; o'rtacha qobiliyatli talabalar o'z bilimlari va mahoratlarini namoyon qilish imkoniyatini oladilar.

Ta'limning ushbu shakli, ta'lim oluvchilar bilimini o'zaro hamkorlikda boyishini ta'minlaydi, muammoni yechish imkonini beradi.

Guruhda ishlashni vaqtga, mashg'ulot modelini tanlashga va ish joyini tanlashga va tayyorlashga bog'liq ravishda rejalashtirish lozim:

- qo'yilgan maqsadlarni amalga oshirish va rejalashtirilgan natijalarga erishish uchun ixtiyoringizda qancha vaqt borligini aniqlang;
- guruhda ishlashni eng yaxshi modeli – bu, o'quv guruhning barchasiga vazifani tushuntirishdan boshlanadi, so'ngra kichik guruhlarda ishlashdan va nihoyat, barcha o'quv guruhi ishtirokida yakun yasashni belgilang;
- guruhda ishlash joyini tanlashda – ta'lim oluvchilar auditoriyada erkin harakat qilish imkoniyatiga ega bo'lishi kerak, zarur o'quv qo'llanmalariga barcha oson yetadigan bo'lishi kerak.

«Amaliy mexanika» fani bo'yicha talabalar joriy, oraliq va yakuniy nazoratlar hamda mustaqil ishda ayrim mavzulardan referat yozadilar, hisoblash – grafik ishini bajaradilar, test savollariga javob beradilar.

Test topshiriqlaridan tashqari barcha nazoratlarga tayyorgarlikni talabalar ta'limning guruhli shaklida olib boradilar

«Amaliy mexanika» fanidan talabalar mustaqil ishini tashkillashtirishning asosiy maqsadi – o'qituvchining rahbarligi va nazorati ostida talabada muayyan o'quv ishlarini mustaqil ravishda bajarish uchun bo'lgan bilim va ko'nikmalarni shakllantirish va rivojlantirishdir.

«Amaliy mexanika» dan talaba mustaqil ishi uchun ajratilgan vaqt byudjeti mos ravishda har bir fan va fanning bo'limlari bo'yicha o'quv – uslubiy (texnologik) xaritada belgilangan.

Talaba mustaqil ishining vazifalari quyidagilardan iborat:

- yangi bilimlarni mustaqil tarzda puxta o'zlashtirish ko'nikmalariga ega bo'lish;
- kerakli ma'lumotlarni izlab topishni qulay va samarali usullari va vositalarini aniqlash.

«Amaliy mexanika» dan talaba mustaqil ishini tashkil etishda fanning xususiyatlaridan kelib chiqib, quyidagi tarkibni qabul qilamiz:

- ayrim nazariy mavzularni o'quv adabiyotlari yordamida mustaqil o'zlashtirish;
- amaliy va tajriba mashg'ulotlariga tayyorgarlik;

- hisoblash – grafik ishlariga tayyorgarlik;

- anjumanga ma'ruza tezislarini tayyorlash.

Mustaqil ishni baholash kriteriylari o'quv fanining xususiyatidan kelib chiqgan holda tuziladi.

- o'zlashtirish ko'rsatkichi – 86–100%;

fanning o'quv – uslubiy xaritasiga kiritilgan mavzular bo'yicha mustaqil ish materiallarini, ya'ni test savollari va tayanch iboralarning lug'aviy ma'nosini to'liq o'zlashtirganda, hisoblash – grafik va tajriba ishlarini talabani o'zi mustaqil bajara olsa, o'z xatoliklarini talaba o'zi tuzatib bilsa.

- o'zlashtirish ko'rsatkichi 71–85%:

test savollari va tayanch iboralar lug'aviy ma'nosini to'liq o'zlashtirganda, hisoblash – grafik va tajriba ishlarini bajarishda, ba'zi ahamiyatga ega bo'lmagan xatoliklarga yo'l qo'ygan va bu xatoliklarni o'qituvchi ko'rsatmasi asosida tuzata olsa.

- o'zlashtirish ko'rsatkichi – 55–70%.

fanni o'quv dasturiga kiritilgan mavzular bo'yicha mustaqil ish materiallarini to'liq izohlamagan, ayrim xatoliklarga yo'l qo'ygan va bu xatoliklarni o'qituvchi ko'rsatmasi yordamida tuzatilgan hollarda.

- o'zlashtirish ko'rsatkichi 55 % dan past o'quv dasturiga kirgan mavzular bo'yicha mustaqil ish materiallarini to'liq bilmagan va tuzatib bo'lmaydigan xatoliklarga yo'l qo'ygan holda.

TAYaNCh IBORALARNING LUG‘AVIY MA’NOSI VA O‘QUV MAQSADLARINING TOIFALARINI BELGILASh

Tayanch iboralar	Lug‘aviy ma’nosi	O‘quv maqsadining toifalari		
		bilish	tushunish	Qo‘llash
Mexanika	Moddiy jismlarni ta’sirlashuvi va mexanik harakati to‘g‘risidagi fan bo‘lib, tabiatning barcha hadisalarida va texnikaning yaratilishida o‘z aksini topadi. Chunki biror bir tabiiy hadisani uning mexanik tomonini hisobga olmasdan – tushunib bo‘lmaydi, mexanikaning u yoki bu qonuniyatini e’tiborga olmasdan texnika yaratilmaydi. Shuning uchun mexanika amaliy fandir.	+	+	
Mexanik harakat	Vaqt oralig‘ida moddiy jismning fazodagi holatini (o‘rni) o‘zgarishi. Tinch holat mexanik harakatning xususiy holi hisoblanadi. Tinch holat va mexanik harakat nisbiydir.	+	+	
Absolyut qattiq jism	Tashqi ta’sir ostida xohlagan ikkita nuqtalari orasidagi masofasi o‘zgarmagan jism absolyut qattiqdir.	+	+	
Moddiy nuqta	Massaga ega bo‘lgan nuqta. O‘lchamlari juda kichik bo‘lgan har qanday jism moddiy nuqtadir (masalani shartiga ko‘ra). Masalan: astronomiyada – yulduzlar moddiy nuqta hisoblanadi, chunki yulduzlarning o‘lchamlari ular orasidagi masofadan juda kichik. Absolyut qattiq jism – o‘zgarmas moddiy nuqtalarning majmuasidir.	+	+	
Kuch	Jismlar mexanik ta’sirlashuvining o‘lchovidir. Kuch uchta element bilan xarakterlanadi: son qiymati, yo‘nalishi, qo‘yilish nuqtasi. Kuch vektor kattalik.	+	+	+
Kuch vektorining moduli	Kuchning son qiymati.	+	+	
Kuchning yo‘nalishi	Tinch holatda bo‘lgan moddiy nuqta shu kuch yo‘nalishida harakatlanadi.			
Kuchni ta’sir chiziqi	Kuch vektori yo‘nalgan to‘g‘ri chiziq.	+	+	
Bog‘lanish	Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab.	+	+	+
Reaksiya kuchi	Jismga ta’sir qiladigan bog‘lanish kuchi. Jismni harakatlanishiga qarshilik ko‘rsatadigan kuch.	+	+	+
Aktiv kuch	Jismni harakatlantiradigan kuch.	+	+	
Muvozanat holat	Jism tinch holatda yoki to‘g‘ri va tekis harakatda bo‘ladi.	+	+	
Kuchlar sistemasi	Jismga qo‘yilgan kuchlar majmuasi.	+	+	
Kuchning proeksiyasi	Kuch vektorining boshi va ohiridan o‘qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi kesma uzunligi.	+	+	+
Kuch momenti	Kuchni aylantiruvchi tavsifi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti tushunchasini Leonardo do Vinchi (14521519) kiritdi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti – kuch modulini uning elkasiga kupaytmasiga teng.	+	+	=
Juft kuch	Moduli jihatdan o‘zaro teng va bir yo‘nalishda aylanayotgan ikkita parallel kuchlar. Juft kuchlar tushunchasini francuz olimi Puanso (17771859) kiritdi.	+	+	
Juft momenti	Juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini uning elkasiga ko‘paytmasi.	+	+	
Muvozanat shart	Jismga ta’sir etuvchi fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining Dekart koordinata o‘qlarining har biridagi proeksiyalarining algebraik yig‘indisini nolga teng bo‘lishi va kuchlarning har bir o‘qga yoki ixtiyoriy tanlangan nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig‘indisini nolga teng bo‘lishini aniqlovchi tenglamalar.	+	+	+
Ishqalanish	Bir jismni ikkinchi jism sirtida harakatlanishida hosil bo‘ladi. Ikkita jismni birbiriga nisbatan ishqalanib harakatlanishiga qarshilik ko‘rsatuvchi kuch ishqalanish kuchidir.	+	+	

Kinematika	Moddiy jism massasi va unga ta'sir qiladigan kuchlarni e'tiborga olmasdan, uning harakati o'rganiladi.	+	+	
Nuqta traektoriyasi	Harakat vaqtida nuqtani fazoda qoldirgan izi.	+	+	
Mexanik harakat	Jismlarni fazoda birbiriga nisbatan siljishi.	+	+	
Vaqt	Skalyar kattalik, barcha sanoq sistemasi uchun bir xil. Yo'l, tezlik va tezlanish vaqtning funksiyasi.	+	+	
Tezlik	Nuqtaning holatini yoki harakatning o'zgarishini tavsiflovchi kinematik o'lchov.	+	+	+
Tezlanish	Nuqtaning tezlik vektorini o'zgarishini tavsiflovchi kinematik o'lchov.	+	+	+
Ilgarilanma harakat	Jism harakatlanganda undagi har qanday ixtiyoriy kesma hamma vaqt o'z-o'ziga parallel qoladi.	+	+	
Aylanma harakat	Jism harakatlanganda uning ikkita ixtiyoriy nuqtasi hamma vaqt qo'zg'almasdan qoladi.	+	+	
Burchakli tezlik	Jismning aylanma harakat tezligini tavsiflovchi kinematik o'lchov bo'lib, burchakli siljishdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.	+	+	+
Burchakli tezlanish	Aylanayotgan jism burchak tezligi o'zgarishining kinematik o'lchovi bo' lib, burchak tezlikdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli yoki bur chaki siljishdan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilaga teng.	+	+	
Tekis parallel harakat	Jismni barcha nuqtalari, o'ziga parallel bo'lgan tekislikda harakatlanadi.	+	+	
Tezliklar oniy markazi	Har qanday qattiq jismning tekis parallel harakati asosiy tekislikga perpendikulyar joylashgan o'q atrofidagi aylanma harakatida hosil bo'ladi. Aylanish o'qi oniy o'q deyiladi. Oniy aylanish o'qini tekis shaklda hosil qilgan iz tezlikning oniy markazi.	+		
Dinamika	Kuch ta'sirida sodir bo'lgan mexanik harakatni o'rganadi. Dinamikani asosiy qonuniyatlari Galiley (1564-1642) va I.Nyuton tomonidan belgilangan.	+		
Massa	Moddiy nuqtaga qo'yilgan kuchni uni tezlanishiga nisbati. Jism inertligining o'lchovi.	+		

Differensial tenglama	Moddiy nuqta harakatining matematik ifodasi (tenglama) koordinata o'qlariga proeksiyalanadi.	+	+	+
Mexanik sistema	O'zaro bog'lanishda bo'lgan moddiy nuqtalarning majmuasi.	+		
Inersiya kuch	Nuqta massasini uning tezlanishiga ko'paytmasi. Inersiya kuchi nuqtaning tezlanishiga teskari yo'nalishda bo'ladi.	+	+	+
Dalamber prinsipi	Francuz olimi (1717-1783 y.) – moddiy nuqta muvozanatining tenglamasini yaratdi. Moddiy nuqtaga ta'sir qilayotgan aktiv va reaktiv kuchlari inersiya kuchi bilan birgalikda muvozanatlashgan kuchlar sistemasini tashkil etadi.	+	+	+
Ish	Kuch modulini bosib o'tilgan masofaga ko'paytmasi. Ishni o'lchov birligi-joul. Musbat ishorali ish bajargan kuchharakatlantiruvchi; manfiy ishorali ish bajargan kuch – qarshilik kuchi.	+	+	+
Quvvat	vaqt birligida bajarilgan ish. kuch modulining – o'zi ta'sir qilayotgan nuqtaning tezligiga ko'paytmasi. aylantiruvchi momentni burchak tezlikga ko'paytmasi	+	+	+
Harakat miqdori	moddiy nuqta harakatining dinamik o'lchovi. nuqta massasini uning tezligiga ko'paytmasi.	+		
Mexanik energiya	Jismlarni ta'sirlashuvi va harakatlanishiga sarflangan energiya bo'lib ikki turga bo'linadi.	+		
Kinetik energiya	Moddiy nuqta harakatining dinamik o'lchovi bo'lib skalyar va hamma vaqt musbat kattalik. Nuqta massasini uni harakat tezligining kvadratiga ko'paytmasining yarmi bilan aniqlanadi.	+	+	
Potensial energiya	Jismlarni o'zaro ta'sirlashuvida hosil bo'lgan energiya.	+	+	
Mexanik energiyani saqlanish qonuni	Faqat og'irlik ta'siridagi moddiy nuqtaning harakatida hosil bo'lgan potensial va kinetik energiyalarning yig'indisi o'zgarmas.	+	+	
Mexanizm va mashinalar nazariyasi	Nazariy mexanika qonuniyatlarini mexanizm va mashinalarga tadbiqi. Mexanizm va mashinalar nazariyasi XYIIasrda fan sifatida qabul qilindi. Uni asoschi P.L.Chebishev (1821-1894 y.).	+	+	+

Mexanizm	Bir yoki bir nechta jism harakatini boshqa jismlarning aniq qonuniyatga amal qiluvchi harakatiga aylantirib beruvchi, o‘zaro bog‘lanishdagi jismlardan tashkil topgan qurilma. Mexanizm – barcha mashina, mexanik asbob va sanoat robotlarining kinematik asosi.	+	+	+
Mashina	Quvvat, material va axborotni ishlab chiqarishda harakat bilan ta’min laydigan, odamni aqliy va jismoniy mehnatini engillashtiradigan qurilma. Har qanday mashina bir yoki bir nechta mexanizmdan tashkil topadi, lekin mexanizm mashina emas. Mexanizm yoki mashinani ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mexanizm yoki mashinaning – inshootdan farqini belgilaydi.	+	+	+
Yuritma	Energiya ishlab chiqaruvchi mashina, uzatish mexanizmi va boshqarish apparatidan tashkil topgan.	+	+	+
Detal	Yig‘ma birligisiz bir jinsli materialdan tayyorlangan buyum.	+	+	+
Bo‘g‘in	Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘almas birikmasi.	+	+	+
Kinematik juft	Birbiriga nisbatan harakat qiladigan ikkita bo‘g‘ining birikmasi	+	+	+
Quyi kinematik juft	Sirt bo‘yicha tegishib turgan ikkita bo‘g‘ining birikmasi.	+	+	
Oliy kinematik juft	Nuqta yoki chiziq bo‘yicha tegishib turgan ikkita bo‘g‘inning birikmasi.	+	+	
Erkinlik daraja	Mexanizmning mumkin bo‘lgan harakatlari soni. Harakatchanlik darajani Dobrovolskiy kinematik juftlar soniga teng qilib olgan. Masalan bog‘lanishlar soni 1 ga teng bo‘lganda kinematik juft 1 sinfga kiradi va 5 ta erkinlik darajaga ega.	+	+	
Kinematik zanjir	Kinematik juftlar majmuasi.	+	+	
Krivoship	Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanma harakat etadigan bo‘g‘in.	+	+	+
Koromislo	Qo‘zg‘almas o‘q atrofida tebranma harakat etadigan bo‘g‘in.	+	+	+
Shatun	Biror parallel tekislikda murakkab harakat bajaradigan bo‘g‘in	+	+	+
Polzun	Ilgarilama – qaytma harakat etadigan bo‘g‘in.	+	+	+
Harakatchanlik daraja	Mexanizmdagi etakchi bo‘g‘inlar soni.	+	+	+
Assur guruhi	Harakatchanlik darajasi nolga teng bo‘lgan strukturaviy guruh.	+	+	+

Nuqta harakatining vektor usuli	Harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning radius vektori belgilaydi.	+	+	
Nuqta harakatining koordinata usuli	Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta Dekart koordinatalari bilan aniqlanadi.	+	+	+
Nuqta harakatining tabiiy usuli	Harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holati berilgan traektoriyadagi qo‘zg‘almas sanoq boshi O nuqtadan hisoblangan koordinata bilan aniqlanadi.	+	+	
Urinma tezlanish	Tezlik modulining o‘zgarishini ifodalaydi va tezlikdan vaqt bo‘yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.	+	+	+
Normal tezlanish	Tezlik yo‘nalishining o‘zgarishini ifodalaydi va berilgan nuqta tezlik kvadratini uning egrilik radiusiga nisbati bilan aniqlanadi.	+	+	+
Absolyut tezlik	Jismnio‘zining tinch holatiga nisbatan harakati.	+	+	+
Nisbiy tezlik	Qo‘zg‘almas yoki harakatdagi nuqtaga nisbatan jismni harakati.	+	+	
Uzatish nisbati	Yetakchi bo‘g‘in burchak tezligini etaklanuvchi bo‘g‘inning burchak tezligiga nisbati.	+	+	+
Uzatish soni	Katta burchak tezlikni kichik burchak tezlikga nisbati. Bu son birga teng yoki birdan katta	+	+	+
Uzatma	Dvigateldan energiyani (harakatni), aylantiruvchi momentlarni, tezliklarni, ayrim hollarda harakat xarakterini o‘zgartib mashinaning ishchi organlariga uzatishga imkon beruvchi qurilma	+	+	+
Tishli o‘zatma	Ikkita tishli g‘ildirak va tayanchdan tashkil topgan mexanizm. Ilashadigan tishli g‘ildiraklardan kichik diametrligi shesternya va katta diametrligi g‘ildirak.	+	+	
Ilashma moduli	Tishni moduli bo‘luvchi aylana qadamidan π marotaba kichik bo‘lgan chiziqli kattalik. Modul kattalashsa tish profilining balandligi ortadi.	+	+	+
Bo‘luvchi aylana	Cilindrni teng Z qismga bo‘lish jarayonida tayyorlangan g‘ildirak aylanasi.	+	+	+
O‘qlararo masofa	Ikkita g‘ildirak bo‘luvchi aylanalari radiuslarining yig‘indisi.	+	+	+
Tish uchining balandligi	G‘ildirakning bo‘luvchi aylanasidan tishni uchigacha bo‘lgan masofa.	+	+	+

Tish tubining balandligi	G‘ildirakning bo‘luvchi aylanasidan tishni tubigacha bo‘lgan masofa.	+	+	+
Doiraviy kuch	Tishli g‘ildirakning aylanasida ta’sir etadi. G‘idirakni aylantiradi. Tishni egilish deformatsiyasiga uchratadi.	+	+	+
Radial kuch	Tishni ko‘ndalang kesimidan g‘ildirak aylana markaziga yo‘nalgan. Bu kuch ta’sirida tish siqiladi.	+	+	+
Buylama kuch	Qiyshiq tishli ilashmada hosil bo‘lib, g‘ildirak valining o‘qi buylab yo‘naladi.	+	+	+
Konussimon tishli uzatma	Shesternya va g‘ildirakning shakllari konussimon bo‘lib, ularning o‘qlari kesishadi.	+	+	+
Tashqi konus masofa	O‘qlarni kesishish nuqtasidan shesternya tashqi bo‘luvchi diametrigacha bo‘lgan masofa.	+	+	+
Kirmakli uzatma	Kirmak deb ataladigan aylanuvchi vintdan va kirmak o‘ramlari bilan ilashadigan tishlari bor kirmak g‘ildiragidan iborat. Kirmak va kirmak g‘ildiragi vallarining o‘qlari ayqashadi.	+	+	+
Tasmaliuzatma	Kamida ikkita shkivlarga ma’lum taranglik bilan tortilgan egiluvchan bog‘lanishli ishqalanish asosida ishlaydigan tasmadan iborat.	+	+	+
Yassi tasma	Ko‘ndalang kesim yuzasining shakli to‘g‘ri to‘rtburchakli, har xil materiallardan turli usullarda tayyorlangan, tasma sirtini ichki tomoni va shkivni tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydi.	+	+	
Ponasimon tasma	Foydali kuch trapetsiyasimon kesimli tasmani yon sirti va shkiv kanalchasini yon sirtlari orasidagi ishqalanish hisobiga hosil bo‘ladi.	+	+	
Zanjirli o‘zatma	Cheksiz tutash zanjir ko‘rinishida tayyorlangan tortish elementining maxsus profilli tishlari bo‘lgan g‘ildirakdan iborat.	+	+	
Friksion o‘zatma	Ishqalanish kuchi ta’sirida harakatlanuvchi g‘ildiraklar majmuasi.	+	+	
Sapfa	O‘q va vallarning tayanch yuzalari.	+	+	
Reduktor	Tishli yoki kirmaksimon uzatmadan tashkil topgan, alohida agregat ko‘rinishida tayyorlangan va dvigateldan ishchi mashinaga quvvat uzatishda xizmat qiladigan mexanizm.	+	+	+

Reduktor komponovkasi	Shesternya va tishli g‘ildirak holatini, podshipniklar o‘rnini, tayanch kuchlarini aniqlash, barcha detallarni konstruktiv jihozlash.	+	+	+
Birikma	Detallarni yig‘ish vositasi (usuli).	+	+	+
Rezba	Doiraviy kesimli sterjenni sirtida keskich yoki boshqa vosita asosida tayyorlangan, standart shakl va o‘lchamga ega bo‘lgan ariqcha.	+	+	+
Material	Mexanik va plastiklik xossasiga, ishlov berilish xususiyatiga ega bo‘lgan konstruksiya va inshoot qismlarini tayyorlash mumkin bo‘lgan narsa.	+	+	
Qarshilik	Har qanday tashqi ta’sirga ichki aks ta’sirini ko‘rsata olishlik	+		
Mustahkamlik	Tashqi ta’sirga emir ilmasdan qarshilik ko‘rsatish qobiliyati	+		
Bikrlik	Jismning o‘lchami va shaklini o‘zgarishiga qarshilik ko‘rsatish qobiliyati. Bikr o‘lcham va shaklni o‘zgarishiga moyilmas degani.	+		
Ustuvorlik	Loyiha asosida berilgan to‘g‘ri chiziqli muvozanatlashgan shaklni saqlash qobiliyati.	+		
Kuch	Ikkita jismni mexanik ta’siri	+	+	
To‘planma kuch	Ikkita jismni o‘zaro ta’sirlashuvi nuqta vositasida amalga oshiriladi, ya’ni yukni qo‘yilish yuzasining o‘lchami konstruksiya elementlarining o‘lchamlaridan juda kichik.	+		
Taqsimlangan kuch	Ikkita jismni o‘zaro ta’sirlashuvi yuza yoki uzunlik bo‘yicha amalga oshiriladi.	+		
Kesish metodi	Jismni $m - n$ tekislik bilan fikran ikki qismga ajratish	+	+	+
Tashqi kuch	Tinch – harakatsiz holatda bo‘lgan jismga ikkinchi jismni ta’siri	+		
Ichki kuch	Tashqi kuch ta’sirida jism materiali zarrachalarining o‘zaro tortishish kuchlarini aktivlashishi	+		
Deformatsiya	Tashqi kuch ta’siridan jismda o‘lcham yoki shakl o‘zgarishi	+	+	
Oddiy deformatsiya	Tashqi kuch yo‘nalishida jismning o‘lcham yoki shaklini o‘zgarishi	+		

Murakkab deformatsiya	Bir vaqtda ikkita va undan ko‘proq oddiy deformatsiyalarni hosil bo‘lishi	+		
Elastik deformatsiya	Tashqi kuch ta’siri yo‘qotilgandan keyin jismning boshlang‘ich o‘lcham va shaklini tiklanishi	+		
Plastik deformatsiya	Qoldiq deformatsiya, ya’ni tashqi kuch ta’siri yo‘qotilgandan keyin jismning boshlang‘ich o‘lcham va shaklini tiklanmasligi	+		
Kuchlanish	Ichki kuchni kesim yuzada tarqalish qonuniyatini ifodalaydi, ya’ni birbirlik yuzaga to‘g‘ri keluvchi kuch.	+	+	
Normal kuchlanish	Kesim yuzaga tik yo‘naladigan kuchlanish	+	+	
Urinma kuchlanish	Kesim yuzaga urinma yo‘naladigan kuchlanish	+	+	
To‘liq kuchlanish	Normal va urinma kuchlanishlarni geometrik yig‘indisi.	+		
Kontaktli kuchlanish	Ikkita jismni tegishish (kontaktlashish) yuzasidagi kuchlanish	+	+	
Kuchlanishlar koncentratsiyasi	Kuchlanishlar to‘plami	+	+	
Qattiqlik	Sirtiga singdirilgan detalga qarshilik ko‘rsata olish qobiliyati	+		
Konstruksiya	Detal, mexanizm, mashina, qurilma, inshoot	+		
Inshoot	Bino, ko‘prik, rezervuar va h.k	+	+	
Brus	Uzunligi qolgan o‘lchamlaridan katta bo‘lgan jism	+	+	
Sterjen	Ingichka brus	+	+	
Balka	Egilishga qarshilik ko‘rsatadigan brus	+	+	
Rama	Siniq chiziqli brus	+	+	
Geometrik tavsif	Geometrik – bog‘lanishni nazariyasi	+	+	
Plastinka	Qalinligi qolgan o‘lchamlaridan kichik bo‘lgan jism	+	+	
Qobiq	Egri shaklli plastinka	+	+	
Statik moment	Kesim yuza bilan o‘q orasidagi masofa ko‘paytmasining integrali	+	+	+
Og‘irlik markaz	Kesim yuzadan hisoblab topilgan shunday nuqtaki, bu nuqta atrofida aylangan kesim yuza nuqtalarining chizgan traektoriyasi aylana bo‘ladi.	+	+	+

Inersiya momenti	Kesim yuza bilan o‘q orasidagi masofa kvadratining ko‘paytmasi	+	+	+
O‘qlarga nisbatan inersiya momenti	Kesim yuzani biror o‘qga nisbatan inersiya momenti	+	+	+
Markazdan qochma inersiya momenti	Kesim yuza bilan ikkita o‘q orasidagi masofa ko‘paytmasining integrali	+	+	+
Qutb inersiya momenti	Kesim yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa kvadratining ko‘paytmasi	+	+	+
Qarshilik momenti	Kesim o‘lchamlarining bog‘lanishi bo‘lib, mustahkamlikni ifodalaydigan geometrik tavsif.	+	+	+
Bosh inersiya o‘qi	Bosh inersiya o‘qlariga nisbatan kesimni markazdan qochma inersiya momenti nolga teng.	+	+	+
Bosh inersiya momenti	Bosh inersiya o‘qlariga nisbatan kesimni inersiya momenti	+	+	+
Inersiya radiusi	Kesimning biror o‘qga nisbatan inersiya momentini kesim yuzasiga nisbati bilan topiladi	+	+	+
Cho‘zilish	Tashqi kuch ta’sirida brus uzunligini ortishi (uzayishi) va ko‘ndalang o‘lchamini qisqarishi	+	+	+
Siqilish	Tashqi kuch ta’sirida brus uzunligini qisqarishi va ko‘ndalang o‘lchamini ortishi	+	+	+
Markaziy cho‘zilish va siqilish	Tashqi kuch ta’siridan brusning kesim yuzasidagi material zarrachalari bir xil masofaga ko‘chadi, ya’ni brusning kesim yuzasi o‘q bo‘ylab chiziqli qisqaradi yoki ortadi.	+	+	
Bo‘ylama deformatsiya	Tashqi kuch ta’siridan brus uzunligini o‘q bo‘ylab chiziqli uzayishini nisbiy (absolyut) miqdori	+	+	
Ko‘ndalang deformatsiya	Tashqi kuch ta’siridan brus ko‘ndalang kesim yuzasining o‘zgarishini absolyut (nisbiy) miqdori.	+	+	
Elastiklik moduli	Fizik konstanta, materialni turiga bog‘liq	+	+	
Puasson koeffitsienti	Brus ko‘ndalang kesim yuzasining qisqarishini tavsiflaydi.	+		

Xususiy og'irlik	Jismning og'irligi	+		
Teng qarshilik ko'rsatuvchi brus	Uzunligi bo'ylab o'zgaruvchan kesim yuzalarida normal kuchlanish bir xil qiymatga ega	+	+	
Xavfli kesim	Eng katta kuchlanish ta'siridan kesim yuzada emirilish sodir bo'lishi mumkin	+	+	
Mustahkamlik shart	Xavfli kesimdagi emirilishni cheklaydigan matematik ifoda	+	+	
Ruxsat etilgan kuchlanish	Elastik deformatsiya va mustaxkamlikni ta'minlash uchun brus materialiga xos bo'lgan cheklangan kuchlanish	+	+	
Temperaturali kuchlanish	Temperatura (qizdirish) ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish	+	+	
Temperaturali deformatsiya	Metallarning issiqlikdan kengayishi	+	+	
Diagramma	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishini koordinata o'qlarida grafikaviy usulda ifodalanishi	+	+	
Proporsionallik chegara	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq, ya'ni Guk qonuniyatiga bo'ysunadi.	+	+	
Elastiklik chegara	Brus materialining elastiklik xossasida – deformatsiya so'nuvchan bo'ladi.	+	+	
Oquvchanlik chegara	Taxminan o'zgarmas kuchlanish ta'sirida brusni uzayishi tez o'sadi.	+	+	
Mustahkamlik chegara	Eng katta kuchga to'g'ri keluvchi kuchlanish	+	+	
Mahalliy uzayish	Brus uzayishini ma'lum bir oraliqda to'planishi yoki sodir bo'lishi	+	+	
Puxtalanish	Birlamchi uzayish evaziga proporsionallik chegarani o'sishi	+	+	
Absolyut deformatsiya	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi uzayish	+	+	
Nisbiy deformatsiya	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi absolyut uzayish	+	+	
Plastiklik	Brusni cho'zilish (siqilish) ga, egilishga va hk. larga moyilligi, katta qoldiq deformatsiya hosil qilish xususiyati	+	+	
Mo'rtlik	Materialning plastiklikiga teskari xossasi	+	+	

Guk qonuni	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq qonuniyatga bo'ysunishini tavsiflovchi nazariya	+	+	
Statik noaniq masala	Noma'lum kuchlarning soni muvozanat tenglamalari sonidan ko'p bo'lgan masala	+	+	+
Statik noaniqlik daraja	Statik noaniq masala necha marotaba noaniq ekanligini ifodalaydi	+	+	+
Deformatsiyalarni bog'lanishi	1. Brus tayanch nuqtasining ko'chishi tashqi va reaksiya kuchlari ta'siridan nolga teng bo'lishi	+	+	+
	2. Bikr qattiq jism vositasida bog'lanishda bo'lgan sterjenlarni deformatsiyalanishida hosil bo'lgan shakllarni geometrik bog'lanishi	+	+	+
Kuchlanganlik holat	Kubikni tomonlarida va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni xilma-xilligi va o'zgarishini tahlili	+	+	
Chiziqli kuchlanganlik holati	Chiziq bo'ylab kubikni ko'ndalang va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni tahlili	+	+	
Hajmiy kuchlanganlik holat	1. Kubikning hajmi bo'yicha kuchlanishlarni tahlili	+	+	
	2. Kubikning deformatsiyalanishida shakl yoki hajm o'zgarishining tahlili	+	+	
Bosh yuza	Urinma kuchlanishlar ta'siri nolga teng bo'lgan yuzalar	+	+	
Bosh kuchlanishlar	Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar	+	+	+
Bosh kuchlanishlarni yo'nalishi	Cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar yo'nalishini aniqlash	+	+	+
Mor doirasi	1. Kuchlanishlar doirasi	+	+	+
	2. Ko'ndalang va qiya kesimlardagi kuchlanishlar o'zgarishini ifodalovchi grafikaviy usuli	+	+	+
Hajmiy deformatsiya	Kubikni o'zaro perpendikulyar uchta qirralarining bir vaqtda cho'zilish va siqilishini tahlili	+	+	
Hajm o'zgarishi	Kubikni deformatsiyalanishida barcha qirralarini bir xil miqdorga uzayishi yoki qisqarishi, ya'ni kubik kubikligicha qoladi.	+	+	

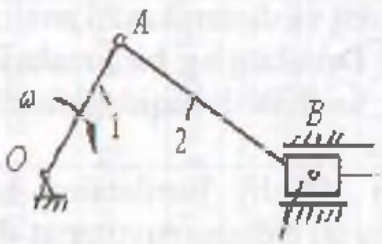
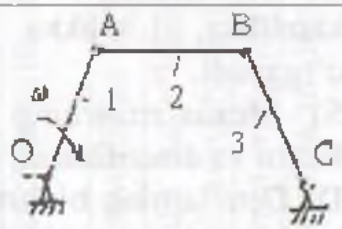
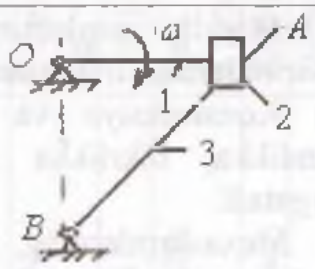
Shakl o‘zgarishi	Kubikni deformatsiyalanishida uning qirralarining o‘lchamlari bir xil o‘zgarmaydi, kubik parallelogramm shaklini egallaydi.	+	+	
Gukni hajmiy qonuni	Elastik hajmiy deformatsiyani tavsiflovchi qonuniyatni matematik ifodasi	+	+	
Hajmiy elastiklik modul	Elastik hajmiy deformatsiyadagi fizik konstanta	+		
Mustaxkamlik nazariya	Konstruksiyalarning mustahkamligi to‘g‘risidagi turli nazariy va tajribaviy mulohaza va g‘oyalarni mujassamlashgan holatini matematik ifodasi	+		
Mo‘rt emirilish	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqarida darz yorilishi.	+		
Plastik emirilish	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqarida qoldiq deformatsiya hosil qilishi	+		
Siljish	Tashqi kuch ta’siridan brus ke sim yuzalarini birbiriga nisbatan ko‘chishi (harakati)	+		
Absolyut siljish	Birbirlik o‘lchamga to‘g‘ri keluvchi siljish	+		
Nisbiy siljish	Birbirlik o‘lchamga to‘g‘ri keluvchi absolyut siljish	+		
Qirqilish	Xavfli siljish kesimida kesilishga qarshilik ko‘rsatish qobiliyati	+	+	
Ezilish	Siljish tekisligiga perpendikulyar yuzada material zarrachalarini ko‘chishi	+	+	
Siljish moduli	Siljish deformatsiyasidagi fizik konstanta	+	+	
Birikma	Ikkita jismni tutashtirish yuzasi va usuli	+	+	
Payvand birikma	Ikkita element materiallarini suyuq holatda biriktirish usuli	+	+	
Parchin mixli birikma	Ikkita elementni parchin mix vositasida biriktirish usuli	+	+	
Buralish	Parallel joylashgan ikkita doiraviy kesimlarni bir o‘q atrofida va birbiriga nisbatan aylanishi	+	+	
Val	Aylanma harakat va quvvatni uzatad igan pog‘onali doiraviy kesimli brus	+	+	
O‘q	Aylanuvchi g‘ildiraqlar bilan haraka tni uzatishda qatnashadigan doiraviy kesimli brus	+	+	

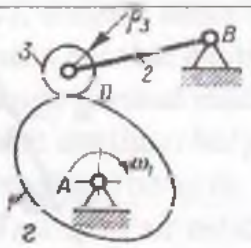
Burovchi moment	Tashqi aylantiruvchi momentlarning algebraik yig‘indisiga teng bo‘lib, valning kesim yuzasidagi material zarrachalarini buralishga qarshilik ko‘rsatuvchi kuchlarining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining teng ta’sir qiluvchisi.	+	+	
Buralish burchagi	Valning ko‘ndalang kesim yu zasini o‘q atrofida aylanish vaziyatini (burchagini) belgilaydi	+	+	
Epyura	Ichki kuch faktorlarini brusning o‘qi bo‘ylab o‘zgarishini ifodalovchi ma’lum qonuniyat asosida qurilgan grafikasi	+	+	
Bikrlik shart	Brus deformatsiyasini cheklangan qiymatini belgilovchi matematik ifoda	+		
Eguvchi moment	Balkaning kesim yuzasidagi cho‘zuvchi va siquvchi ichki bo‘ylama kuchlarni neytral o‘qga nisbatan kuch momentlarining teng ta’sir qiluvchisi bo‘lib, balkani tanlangan kesim markaziga nisbatan bir tomonda joylashgan tashqi kuchlarning shu kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebraik yig‘indisi	+	+	+
Neytral qatlam	Balkaning egilishida qatnashib cho‘zilmaydigan va siqilmaydigan material qatlami	+	+	+
Ko‘chish	Nuqtaning tashqi kuch ta’s irida shu kuch yo‘nalishida bir chiziq bo‘ylab ko‘chishi	+	+	+
Differensial bog‘lanish	Balka kesimining aylanish burchagi bilan salqilik orasidagi bog‘lanish	+	+	+
Differensial tenglama	Balka egilgan o‘qini tashqi kuch va bikrlik bilan bog‘lanishining matematik ifodasi	+	+	+
Universal formula	Balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlash formulasi	+	+	+
Grafoanalitik usul	Balka tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlashni analitik va grafikaviy usullarini mujassamlangan ko‘rinishi	+	+	+
Egri sterjen	Bo‘ylama o‘qi tekis egri chiziq bo‘lgan sterjen	+	+	+
Murakkab qarshilik	Konstruksiyani ikkita va undan ortiq oddiy deformatsiyalar ta’sirida bo‘lishi	+	+	+

Qivshiq egilish	Simmetriya o‘qlari joylashgan tekisliklardan tashqarida brusni egilishi	+	+	+
Markazlashmagan siqilish	Brusni siqilish bilan egilish deformatsiyalarining birgalikdagi ta’sirida bo‘lishi	+	+	+
Buralish va egilish	Valning kesim yuzasida burovchi va eguvchi momentlarni hosil bo‘lishi, ya’ni valni buralish bilan egilish deformatsiyalarining birgalikdagi ta’sirida bo‘lishi	+	+	+
Keltirilgan moment	Turli mustahkamlik nazariyalari asosida hisoblangan burovchi va eguvchi momentlarning yig‘indisi	+	+	+
Noustuvorlik	Siquvchi kuch ta’sirida sterjenning to‘g‘ri chiziqli shaklini saqlab qola olmasligi	+	+	+
Kritik kuch	Sterjen ustuvorligini yo‘qolishiga sabab bo‘luvchi kuch	+	+	+
Egiluvchanlik	Turli uzunlik va o‘lchamdagi sterjenlarni to‘g‘ri chiziqli shaklini elastik o‘zgartirish xususiyatini ifodalovchi konstanta	+	+	+
Dinamik kuch	Birbirlik vaqt oralig‘ida qiymatini va yo‘nalishini o‘zgartiruvchi kuch	+	+	
Dinamik deformatsiya	Dinamik kuch ta’siridagi brusni shakl yoki o‘lchamlarini o‘zgarishi	+	+	
Zarb ta’siri	Ma’lum balandlikdan tushgan yukni jismga ta’siri	+	+	
Zarbga sinash	Zarb ta’sirida material xossalarini o‘rganish	+	+	
O‘zgaruvchan kuchlanish	Vaqt oralig‘ida qiymati va ishorasini o‘zgartiradigan kuchlanish	+	+	
Materiallarning toliqishi	O‘zgaruvchan kuchlanish ta’sirida materialni darz yorilishi	+	+	
Chidamlilik chegara	Materiallarning toliqishini cheklaydigan chegara	+	+	

«AMALIY MEXANIKA» fanidan testlar

1. Mexanika nima?	A) Moddiy jismlar ta'sirlashuvi to'g'risidagi fan. B) Moddiy jismlar harakati to'g'risidagi fan. S) Moddiy jismlar ta'sirlashuvi va mexanik harakati to'g'risidagi fan. D) Moddiy jismlar muvozanatlashuvi to'g'risidagi fan.
2. Mexanik harakat nima?	A) Vaqt oralig'ida moddiy jismning fazodagi holatining o'zgarishi. B) Moddiy jism harakat tezligini o'zgarishi. S) Moddiy jism tinch holati. D) Moddiy jism muvozanat holati.
3. Nazariy mexanika nimani o'rganadi?	A) Moddiy jismlarning harakat qonunlari va xossalarini hamda muvozanat shartlarini. B) Konstruksiya va inshoot qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblashni o'rgatadi. S) Mexanizmlarning tuzilishi, ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilishni . D) Detallarning birikmalari va uzatmalarni hisoblash va loyihalash haqidagi fandir.
4. Materiallar qarshiligi nimani o'rganadi?	A) Moddiy jismlarning harakat qonunlari va xossalarini hamda muvozanat shartlarini. B) Konstruksiya va inshoot qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblashni o'rganadi. S) Mexanizmlarning tuzilishi, ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilishni . D) Detallarning birikmalari va uzatmalarni hisoblash va loyihalash haqidagi fandir.
5.Mexanizm va mashinalar nazariyasi nimani o'rganadi?	A) Moddiy jismlarning harakat qonunlari va xossalarini hamda muvozanat shartlarini. B) Konstruksiya va inshoot qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblashni o'rgatadi. S) Mexanizmlarning tuzilishi, ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilishni . D) Detallarning birikmalari va uzatmalarni hisoblash va loyihalash haqidagi fandir.

6. Mashina detallari nimani o'rganadi?	A) Moddiy jismlarning mexanik harakati va o'zaro ta'sirlashuvi haqidagi fandir. B) Konstruksiya va inshoot qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustuvorlikka hisoblashni o'rgatadi. S) Mexanizmlarning tuzilishi, ularning kinematikasini va dinamikasini analiz va sintez qilishni . D) Detallarning birikmalari va uzatmalarni hisoblash va loyihalash haqidagi fandir.
7. Detal nima?	A) Har qanday buyum. B) Yig'ma birligsiz bir jinsli materialdan tayorlanadigan buyum. S) Moddiy nuqtalar majmuasi. D) Xossasini va o'lchamini o'zgartiradigan buyum.
8. Mexanizm nima?	A) Mashina detallarining majmuasi. B) Bir eki bir nechta jism harakatini boshqa jismlarning aniq qonuniyatiga amal qiluvchi harakatiga aylantirib beruvchi qurilma. S) Moddiy nuqtalar majmuasi. D) Xossasini va o'lchamini o'zgartiradigan buyum.
9. Rasmda qanday mexanizm kursatilgan? 	A) Krivoship-polzunli B) Krivoship-koromisloli S) Kulisali D) Kulachokli
10. Rasmda qanday mexanizm kursatilgan? 	A) Krivoship-polzunli B) Krivoship-koromisloli S) Kulisali D) Kulachokli
11. Rasmda qanday mexanizm kursatilgan? 	A) Krivoship-polzunli B) Krivoship-koromisloli S) Kulisali D) Kulachokli

12. Rasmda qanday mexanizm kursatilgan?		A) Krivoship-polzunli B) Krivoship-koromisloli S) Kulisali D) Kulachokli

13. Mashina nima?	A) Detallarning majmuasi. B) Quvvat, materiallar va ahborotni to‘plash va o‘zgartirishda harakat bilan ta’minlovchi qurilma. S) Mexanizmlar majmuasi. D) Energiya iste’mol qiluvchi qurilma.

14. Bo‘g‘in deb nimaga aytildai?

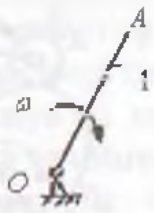
A) Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘almas birikmasi.
B) Mexanizmning bir qismi.
S) Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘aluvchan birikmasi.
D) Bir-biriga nisbatan harakat qiladigan ikkita bo‘g‘inning birikmasi.

15. Kinematik juft deb nimaga aytiladi?

A) Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘palmas birikmasi.
B) Mexanizmning bir qismi.
S) Bir yoki bir nechta detallarning qo‘zg‘aluvchan birikmasi.
D) Bir-biriga nisbatan harakat qiladigan ikkita bo‘g‘inning birikmasi.

16. Quyi kinematik juft nima?	A) Sirt vositasida hosil bo‘lgan birikma. B) Nuqta vositasida hosil bo‘lgan birikma S) Chiziq hosil bo‘lgan birikma D) Assur guruhiga
17. Oliy kinematik juft nima?	A) Sirt vositasida hosil bo‘lgan birikma. B) Nuqta vositasida hosil bo‘lgan birikma S) Kinematik zanjir D) Assur guruhiga
18.Assur guruhi deb nimaga aytiladi?	A) Harakatchanlik darajasi nolga teng bo‘lgan strukturaviy guruh. B) Quyi kinematik juft. S) Oliy kinematik juft. D) Harakatchanlik darajasi noldan farqli bo‘lgan strukturaviy guruh.

19. Guruh qaysi sinfga kiradi?



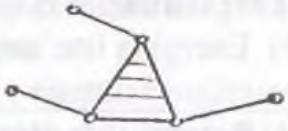
A) 1
B) 2
S) 3
D) 4

20. Assur guruhi qaysi sinfga kiradi?



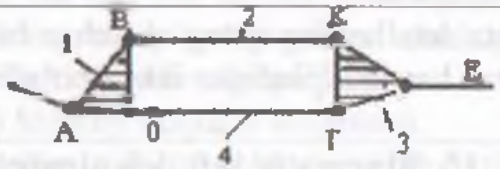
A) 1 B) 2
S) 3 D) 4

21. Assur guruhi qaysi sinfga kiradi?



A) 1 B) 2
S) 3 D) 4

22. Assur guruhi qaysi sinfga kiradi?



A) 1 B) 2
S) 3 D) 4

23. Yuritma deb nimaga aytiladi?

A) Turli mexanizmlardan tashkil topgan qurilma.
B) Energiya ishlab chiquvchi mashina.
S) Boshqarish apparatidan tashkil topgan qurilma.
D) Uzatish mexanizmi, energiya ishlab chiquvchi mashina va boshqarish apparatidan tashkil topgan qurilma

24. Krivoship nima?

A) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanma harakat etadigan bo‘g‘in.
B) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida tebranma harakat etadigan bo‘g‘in.
S) Biror tekislikda murakkab harakat etadigan bo‘g‘in.
D) Ilgarilanma-qaytma harakat etadigan bo‘g‘in.

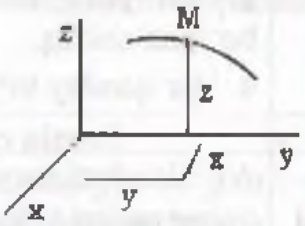
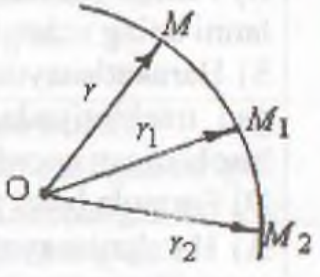
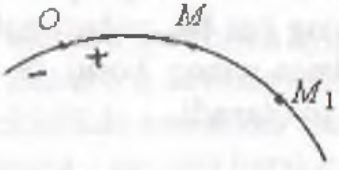
25. Koromislo nima?

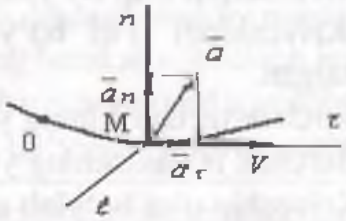
A) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanma harakat etadigan bo‘g‘in.
B) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida tebranma harakat etadigan bo‘g‘in.
S) Biror tekislikda murakkab harakat etadigan bo‘g‘in.
D) Ilgarilanma – qaytma harakat etadigan bo‘g‘in.

26. Shatun nima?

A) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanma harakat etadigan bo‘g‘in.
B) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida tebranma harakat etadigan bo‘g‘in.
S) Biror tekislikda murakkab harakat etadigan bo‘g‘in.
D) Ilgarilanma – qaytma harakat etadigan bo‘g‘in.

27. Polzun nima? A) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida aylanma harakat etadigan bo‘g‘in. B) Qo‘zg‘almas o‘q atrofida tebranma harakat etadigan bo‘g‘in. S) Biror tekislikda murakkab harakat etadigan bo‘g‘in. D) Ilgarilanma – qaytma harakat etadigan bo‘g‘in.	
28. Absolyut qattiq jism nima?	A) Tashqi ta’sir ostida tekis harakatda bo‘lgan jism. B) Tashqi ta’sir ostida xohlagan ikkita nuqtalari orasidagi masofasi o‘zgarmagan jism. S) Tashqi ta’sir ostida tinch holatda bo‘lgan jism. D) Tekis tezlanishli harakatda bo‘lgan jism.
29. Moddiy nuqta nima?	A) O‘lchamlari kichik bo‘lgan jism. B) Tezlanishi inobatga olinmagan, massaga ega bo‘lgan nuqta. S) Tezligi inobatga olingan, ma’lum o‘lchamdagi jism. D) O‘lchamlari o‘zgarmas elementar yuzaga ega bo‘lgan jism.
30. Kinematikada nima o‘rganiladi?	A) Moddiy jism massasi aniqlanadi. B) Moddiy jismga ta’sir qiluvchi kuchlar o‘rganiladi. S) Moddiy jism massasi va unga ta’sir qiladigan kuchlarni e’tiborga olmasdan, uning harakati va harakat xarakteristikalari o‘rganiladi. D) Jismlarni fazoda bir-biriga nisbatan siljishi o‘rganiladi.
31. Nuqta traektoriyasi nima?	1. Moddiy nuqtani harakat vaqtida fazoda qoldirgan izi. 2. Jismlarning fazoda bir-biriga nisbatan siljishi. 3. Bir jism ikkinchi jism sirtida harakatlanishida hosil bo‘lgan chiziq. 4. Har qanday to‘g‘ri chiziq.
32. Nuqta harakatining vektor usuli nima?	A) Harakatlanayotgan nuqtaning har bir ondagi holatini uning radius vektori belgilaydi. B) Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta Dekart koordinatalari belgilaydi. S) Harakatlanayotgan guqtaning har bir ondagi holati berilgan traektoriyadagi qo‘zg‘almas sanoq boshi O nuqtadan hisoblangan koordinata bilan aniqlanadi. D) Formula bilan aniqlanadi
33. Nuqta harakatining koordinata usuli nima?	A) Harakatlanayotgan nuqtaning har bir ondagi holatini uning radius vektori belgilaydi. B) Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta Dekart koordinatalari belgilaydi. S) Harakatlanayotgan guqtaning har bir ondagi holati berilgan traektoriyadagi qo‘zg‘almas sanoq boshi O nuqtadan hisoblangan koordinata bilan aniqlanadi. D) Formula bilan aniqlanadi

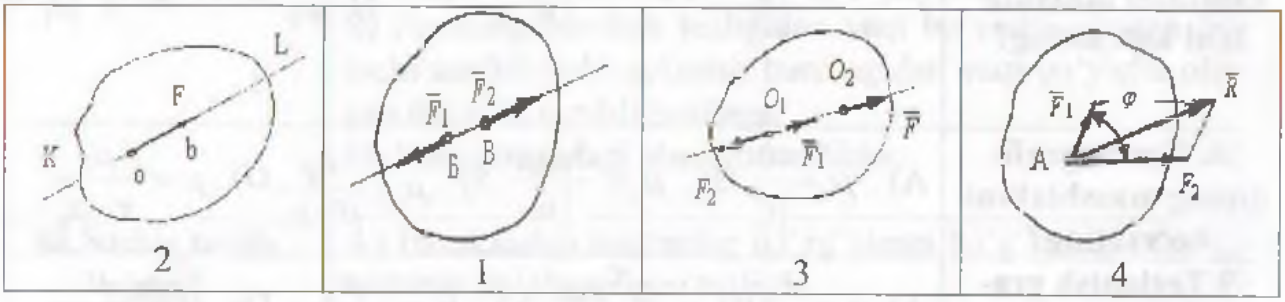
34. Nuqta harakatining tabiiy usuli nima?	A) Harakatlanayotgan nuqtaning har bir ondagi holatini uning radius vektori belgilaydi. B) Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning har bir vaqtdagi holatini uning uchta Dekart koordinatalari belgilaydi. S) Harakatlanayotgan guqtaning har bir ondagi holati berilgan traektoriyadagi qo‘zg‘almas sanoq boshi O nuqtadan hisoblangan koordinata bilan aniqlanadi. D) Formula bilan aniqlanadi
35. Tezlik nima?	A) Nuqtaning holatini yoki harakatining o‘zgarishini xarakterlovchi kinematik o‘lchov. B) Nuqta harakatining matematik ifodasi. S) Bosib o‘tilgan masofaning vaqtga ko‘paytmasi. D) Vaqtning bosib o‘tilgan masofaga bo‘linmasi.
36. Tezlanish nima?	A) Vaqtning bosib o‘tilgan masofaga bo‘linmasi. B) Vaqtning harakat tezligiga kupaytmasi. S) Nuqtaning tezlik vektori o‘zgarishini xarakterlovchi kinematik o‘lchov. D) Vaqtni bosib o‘tilgan masofaga ko‘paytmasi.
37. Nuqtani harakati qanday usulda berilgan? $\overline{V} = \frac{dr}{dt}$	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
38. Nuqtaning harakati qanday usulda berilgan? 	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
39. Nuqtaning harakati qanday usulda berilgan? 	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
40. Nuqtaning harakati qanday usulda berilgan? 	A) Vektor Б) Koordinata C) Tabiiy Д) Murakkab

41. Nuqtaning harakati qanday usulda berilgan? $\overline{V_x} = \frac{dr}{dt}; \overline{V_x} = \frac{dy}{dt}; \overline{V_z} = \frac{dz}{dt}$	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
42. Nuqtaning harakati qanday usulda berilgan? $V = \frac{dS}{dt}$	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
43. Nuqtaning tezlanishi qanday usulda topilgan? $a = \frac{d^2r}{dt^2}$	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
44. Nuqtaning tezlanishi qanday usulda topilgan? $a_x = \frac{d^2x}{dt^2}; a_y = \frac{d^2y}{dt^2}; a_z = \frac{d^2z}{dt^2}$	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
45. Nuqtaning tezlanishi qanday usulda topilgan? 	A) Vektor B) Koordinata S) Tabiiy D) Murakkab
46. Qachon jism ilgarilanma harakatda bo'ladi?	A) Jismda olingan har qanday kesma jism harakatlanganda hamma vaqt o'z-o'ziga parallel qolsa. B) Ilgarilanma harakatdagi jism berilsa. S) Jismdagi kesma harakatda qatnashsa. D) Qattiq jism nuqtalarining traektoriyalari istalgan ko'rinishda bo'lsa.
47. Qachon qattiq jism qo'zgalmas o'q atrofida aylanma harakatda bo'ladi?	A) Aylanish o'qidagi ixtieriy ikki nuqtasi hamma vaqt qo'zgalmasdan qolsa. B) Ixtiyoriy ikki nuqtasi qo'zgalmasdan qolsa. S) Ixtiyoriy ikki nuqtasi bir-biriga parallel bo'lsa . D) Ixtiyoriy ikki nuqtasi murakkab harakatda bo'lsa.
48. Burchak tezlik nimaga teng?	A) Jismning aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga? B) Bosib o'tilgan masofaning vaqtga bo'linmasi. S) Vaqtning aylanish burchaka nisbatiga. D) Vaqt bilan aylanish burchagining kupaytmasiga.

49. Burchak tezlanish nimaga teng?	A) Vaqtning burchak tezlikka nisbatiga. B) Vaqt bilan burchak tezlikning kupaytmasiga. S) Jismning burchak tezligidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli yoki aylanish burchagidan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilaga. D) Vaqt birligidagi absolyut tezlikka.
50.Nisbiy tezlik nima?	A) Harakatdagi nuqtaning qo'zg'almas bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi. B) Harakatdagi nuqtaning qo'zg'aluvchan bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi. S) $V = \frac{S}{t}$ - tezlikga D) $V = \frac{t}{S}$ - kattalikga
51. Absolyut tezlik nima?	A) Harakatdagi nuqtaning qo'zg'almas bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi. B) Harakatdagi nuqtaning qo'zg'aluvchan bo'g'indagi nuqtaga nisbatan aniqlanadigan tezligi. S) $V = \frac{S}{t}$ - tezlikga D) $V = \frac{t}{S}$ - kattalikga
52. Normal tezlanish qanday yo'nalgan?	A) Krivoshipni o'qi bo'ylab aylanish markaziga yo'nalgan. B) Krivoshipni o'qi bo'ylab aylanish markaziga teskari yo'nalgan. S) Burchak tezlanishining yo'nalishi bo'yicha. D) Burchak tezlanishning yo'nalishiga teskari.
53.Tangensial tezlanish qanday yo'nalgan?	A) Krivoship o'qi bo'ylab aylanish markaziga yo'nalgan. B) Krivoship o'qi bo'ylab aylanish markaziga teskari yo'nalgan. S) Burchak tezlanishining yo'nalishi bo'yicha. D) Burchak tezlanishning yo'nalishiga teskari.
54. Normal tezlanish qaysi formula bilan topiladi?	A) $a^n = \omega^2 \cdot \ell_{OA}$ S) $a^n = \varepsilon \cdot \ell_{OA}$ B) $a^n = \sqrt{a + a^\tau}$ D) $a = \frac{dV}{dt}$
55.Tangensial tezlanish qaysi formula bilan topiladi?	A) . $a_\tau = \omega^2 \cdot \ell_{OA}$ B) . $a_\tau = \varepsilon \cdot \ell_{OA}$ S) . $a_\tau = \sqrt{a + a^n}$ D) . $a = \frac{dV}{dt}$
56. Uzunlik masshtabi koeffitsientini ko'rsating	A) . $\mu = \frac{\ell}{\lvert\ell\rvert}$ B) . $\mu = \frac{S_{max}}{\lvert y\rvert}$ S) . $\mu = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_l}$ D) . $\mu = \frac{\mu_v}{\pi \cdot \mu_t}$

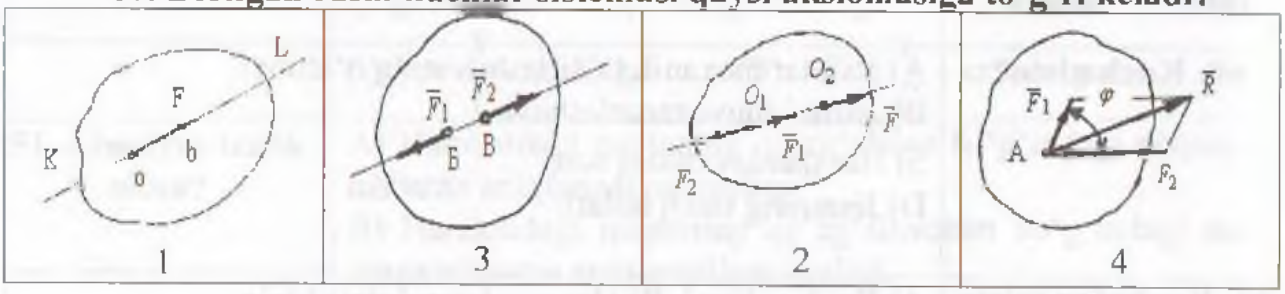
57. Siljish diagrammasi masshtabini ko‘rsating?	A) . $\mu = \frac{\ell}{\lvert\ell\rvert}$ B) . $\mu = \frac{S_{\max}}{\lvert y\rvert}$ S) $\mu = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_l}$ D) . $\mu = \frac{\mu_v}{\pi \cdot \mu_l}$
58. Tezlik grafigining masshtabini ko‘rsating?	A) . $\mu = \frac{\ell}{\lvert\ell\rvert}$ B) . $\mu = \frac{S_{\max}}{\lvert y\rvert}$ S) . $\mu = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_l}$ D) . $\mu = \frac{\mu_v}{\pi \cdot \mu_l}$
59.Tezlanish grafigining masshtabini ko‘rsating	A) $\mu = \frac{\ell}{\lvert\ell\rvert}$ B) $\mu = \frac{S_{\max}}{\lvert y\rvert}$ S) . $\mu = \frac{\mu_s}{H \cdot \mu_l}$ D) . $\mu = \frac{\mu_v}{\pi \cdot \mu_l}$
60. Kuch nima?	A) Jismlar mexanik ta’sirlashuvining o‘lchovi. B) Jismni muvozanatlashuvi. S) Har qanday butun son. D) Jismning tinch holati.
61. Kuchning ta’sir chiziqi nima?	A) Kuch vektori. B) Har qanday to‘g‘ri chiziq. S) Moddiy nuqtaning harakat yo‘nalishi. D) Kuch vektori yo‘nalgan to‘g‘ri chiziq.
62. Bog‘lanish nima?	A) Tinch holatdagi moddiy nuqta harakatini cheklaydi. B) Jismning harakat yoki tinch holatini cheklovchi sabab. S) Jismni harakatlantiradigan sabab. D) Jismga qo‘yilgan kuchlar majmuasi.
63. Reaksiya kuchi nima?	A) Jismni harakatlanishiga qarshilik ko‘rsatadigan bog‘lanish kuchi. B) Bog‘lanishni harakatlantiradigan kuch. S) Jismga qo‘yilgan kuchlar majmuasi. D) Juft kuch.
64. Aktiv kuch nima?	1. Bog‘lanish kuchi. 2. Jismni harakatlanishiga qarshilik ko‘rsatadigan kuch. 3. Jismni muvozanatlovchi kuch. 4. Jismni harakatlantiradigan kuch.
65. Muvozanat holati nima?	A) Jismning tinch holati yoki to‘g‘ri chiziqli harakati. B) Jismga qo‘yilgan kuchlarning yig‘indisi. S) Jismga qo‘yilgan kuchlar sistemasining bosh vektorining nolga tengligi. D) Jismga qo‘yilgan kuchlar sistemasi kuch momentlarining yig‘indisiga.

66. Berilgan rasm kuchlar sistemasining qaysi aksiomasiga to‘g‘ri keladi?



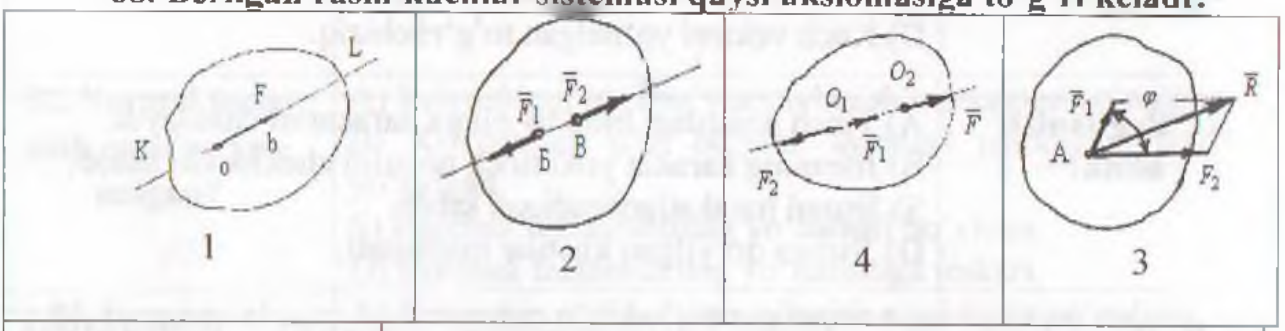
2 1 3 4

67. Berilgan rasm kuchlar sistemasi qaysi aksiomasiga to‘g‘ri keladi?

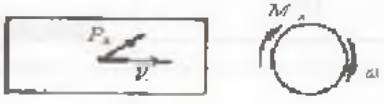


1 3 2 4

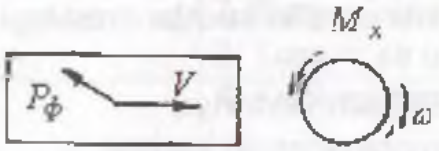
68. Berilgan rasm kuchlar sistemasi qaysi aksiomasiga to‘g‘ri keladi?



1 2 4 3

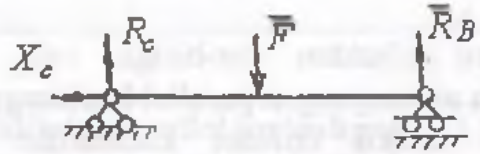
69. Kuch qanday elementlarga ega?	A) Son qiymati, yo‘nalishi va qo‘yilish nuqtasi. B) Son qiymati. S) Yo‘nalishi. D) Qo‘yilish nuqtasi.
70. Kuchlar sistemasi nima?	A) Jismga qo‘yilgan juft kuch. B) Bir qancha kuchlarning bosh vektori S) Jismga qo‘yilgan F_1, F_2, F_3 kuchlar to‘plami D) Kuchlarning teng ta’sir etuvchisi
71. Kuchlar sistemasining teng ta’sir etuvchisi nima?	A) Juft kuch. B) Kuchlar sistemasini jismga ta’sirini yolg‘iz bir o‘zi bergan kuch. S) Muvozanatlashgan kuch. D) Harakatlantiruvchi kuch.
72. Rasmda qanday kuch turi ko‘rsatilgan? 	A) Harakatlantiruvchi. B) Foydali qarshilik kuchi. S) Og‘irlik kuchi. D) Ishqalanish kuchi.

73. Rasmda qanday kuch turi ko‘rsatilgan?



A) Harakatlantiruvchi.
B) Foydali qarshilik kuchi.
S) Og‘irlik kuchi.
D) Ishqalanish kuchi.

74. Rasmda qanday kuch turi ko‘rsatilgan?

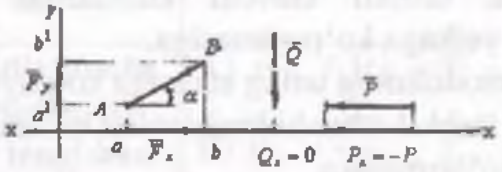


A) Harakatlantiruvchi.
B) Foydali qarshilik kuchi.
S) Og‘irlik kuchi.
D) Ishqalanish kuchi.

75. Kuchning o‘qdagi proeksiyasi deb nimaga aytiladi?

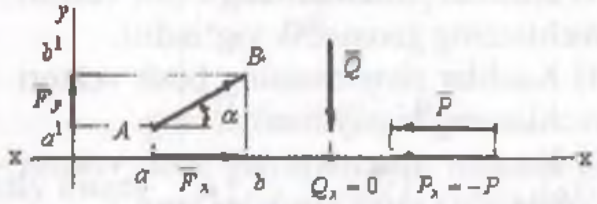
A) Juft kuchga.
B) Kuch vektorining boshi oxiridan o‘qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi o‘q kesmasiga.
S) Reaksiya kuchiga.
D) α burchak ostiga joylashgan kuchga.

76. F kuchning x-o‘qiga proeksiyasi nimaga teng?



A) $F_x = F \cdot \sin\alpha$;
B) $F_y = F \cdot \sin\alpha$;
S) $F_x = F \cdot \cos\alpha$;
D) $F_y = F \cdot \cos\alpha$;

77. F kuchning y-o‘qiga proeksiyasi nimaga teng?



A) $F_x = F \cdot \sin\alpha$;
B) $F_y = F \cdot \sin\alpha$;
S) $F_x = F \cdot \cos\alpha$;
D) $F_y = F \cdot \cos\alpha$;

78. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti deb nimaga aytiladi?

A) Kuch modulining uning yelkasiga ko‘paytmasiga.
B) Juft kuchga.
S) Kuch modulining uning yelkasiga bo‘linmasiga.
D) Kuchlar sistemasining bosh vektoriga.

79. Moment markazi deb nimaga ataladi?

A) Kuch momenti qaysi nuqtaga nisbatan olinsa.
B) Kuchlarning qo‘yilish nuqtasiga.
S) Bosh vektor qo‘yilgan nuqtaga.
D) Koordinata boshiga.

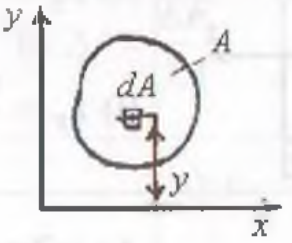
80. Kuchning nuqtaga nisbatan yelkasi deb nimaga aytiladi?

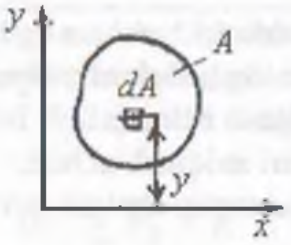
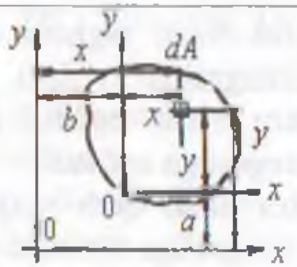
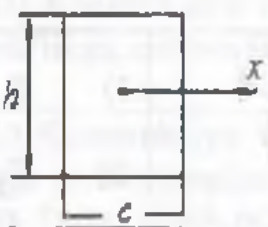
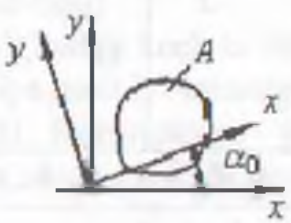
A) Kuchni ta’sir chiziqiga.
B) Har qanday koordinataga.
S) Moment markazidan kuchning ta’sir chizig‘i-

	gacha bo‘lgan eng qisqa masofaga. D) Ikkita parallel kuchlar orasidagi masofaga.
81. Juft kuch deb nimaga aytiladi?	1. Bosh kuch vektoriga. 2. Muvozanatlovchi kuchga. 3. Moduli jihatdan bir-biriga teng va bir yo‘nalishda aylanayotgan parallel kuchga. 4. Ta’sir chiziqlari kesishadigan ikkita kuchga.
82. Juft momenti deb nimaga aytiladi?	A) Moduli jihatdan bir-biriga teng va bir yo‘nalishda aylanayotgan parallel kuchlarga. B) Juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulining yelkaga ko‘paytmasiga. S) Kuch modulining uning yelkasiga ko‘paytmasiga. D) Juftni tashkil etuvchi kuchlardan biri modulining yelkaga bo‘linmasiga.
83. Kuchning o‘qqa nisbatan momenti deb nimaga aytiladi?	A) Kuchning o‘qqa perpendikulyar tekislikdagi proeksiyasidan o‘q bilan tekislikning kesishgan nuqtasiga nisbatan olingan momentga. B) Juftni tashkil etuvchi kuchlardan birining modulini yelkaga ko‘paytmasiga. S) Kuch modulining uning elkasiga ko‘paytmasiga. D) Juftni tashkil etuvchi kuchlardan biri modulining yelkaga bo‘linmasiga.
84. Kuchlar sistemasining bosh vektori nima?	A) Kuchlar sistemasining bosh vektori – mazkur kuchlarning geometrik yig‘indisi. B) Kuchlar sistemasining bosh vektori – mazkur kuchlarning kupaytmasiga teng. S) Kuchlar sistemasining bosh vektori – mazkur kuchlarning proeksiiyasiga teng. D) Kuchlar sistemasining bosh vektori – mazkur kuchlarning muvozanatiga teng.
85. Kuchlar sistemasining bosh momenti nima?	A) Kuchlar sistemasining biror markazga nisbatan bosh momenti tashkil etuvchi kuchlarning shu markazga nisbatan momentlarining geometrik yig‘indisi. B) Kuch modulining uning yelkasiga ko‘paytmasi. S) Juft momenti. D) Muvozanatlovchi moment.

86. Muvozanat sharti nima?	1. Tayanch iboralar lug'atidan. 2. Teng ta'sir qiluvchi kuch nolga teng. 3. Teng ta'sir qiluvchi kuch nolga teng emas. 4. Kuch momenti noldan farqli.
87. Bir nuqtaga qo'yilgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlarini ko'rsating?	1. $\sum F_{kx} = 0$ $\sum F_{ky} = 0$ 2. $\sum m(F) = 0$ 3. $\sum m(F_{kx}) = 0$ 4. $\sum m(F_{ky}) = 0$
88. Tekislikda parallel joylashgan kuchlarning muvozanat shartlari.	A) $\sum F_{kx} = 0$ $\sum F_{ky} = 0$ B) $\sum F_k = 0$ $\sum m_0(F_k) = 0$ S) $\sum m(F_{kx}) = 0$; D) $\sum F = 0$
89. Dinamika nimani o'rganadi?	A) Kuch ta'sirida sodir bo'lgan mexanik harakatni. B) Jismning og'irligi bilan massasi orasidagi bog'lanishni. S) Moddiy nuqtaning tezlanishini. D) Nyuton qonunlarini.
90. Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalarini ko'rsating?	A) $x = f_1(t)$ $y = f_2(t)$ $z = f_3(t)$ B) $V_x = \frac{dx}{dt}$ $V_y = \frac{dy}{dt}$ $V_z = \frac{dz}{dt}$ S) $m\frac{dV_x}{dt} = F_x$ $m\frac{dV_y}{dt} = F_y$ $m\frac{dV_z}{dt} = F_z$ D) $a_n = \omega^2 \cdot h$ $a_\tau = \varepsilon \cdot h$ $a_n = \frac{V^2}{\rho}$
91.Moddiy nuqta harakatining tabiiy koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalari?	A) . $x = f_1(t)$ $y = f_2(t)$ $z = f_3(t)$ B) . $V_x = \frac{dx}{dt}$ $V_y = \frac{dy}{dt}$ $V_z = \frac{dz}{dt}$ S) . $m\frac{dV_x}{dt} = F_x$ $m\frac{dV_y}{dt} = F_y$ $m\frac{dV_z}{dt} = F_z$ D) . $m\frac{dV}{dt} = F$ $\frac{mV^2}{\rho} = F$ $F_b = 0$
92. d'Alamber tenglamasini ko'rsating?	A) $\overline{F} + \overline{N} + \overline{F_u} = 0$ B) $\sum \overline{F} = 0$ S) $F_1 + F_2 = N$ D) $\sum M_0(F_k) = 0$

93. Sistemaga qo'yilgan tashqi kuchlar va uning barcha nuqtalaridagi inersiya kuchlari bosh vektrlarining geometrik yig'indisi har onda nolga teng bo'lishini ifodalovchi tenglamalarni ko'rsating?	
A) $\overline{F} + \overline{N} + \overline{F_u} = 0$ B) . $\sum \overline{F_k} + \overline{R}^{uu} = 0;\ \sum m_0(\overline{F_k}) + m_0^{uu} = 0$ S) $F_1 + F_2 = N$ D) . $\sum M_0(F_k) = 0$	
94. Materiallar qarshiligi fanining vazifalari nimadan iborat?	A) Konstruksiya va inshoot qismlarini mustahkamlikka hisoblash . B) Konstruksiya va inshoot qismlarini ustuvorlikga hisoblash S) Konstruksiya va inshoot qismlarini bikrlikga hisoblash . D) Konstruksiya va inshoot qismlarini musthamkamlikga, bikrlikga, ustuvorlikga hisoblash.
95.Mustahkamlik deb nimaga aytiladi?	A) Konstruksiya va inshoot qismlarini tashqi kuch ta'siriga yemirilmasdan qarshilik ko'rsata olish qobiliyati; B) Tashqi kuch ta'siridan inshoot qismining muvozanatda bo'lishi; S) Tashqi kuch ta'siridan inshoot qismida qoldiq deformatsiya hosil bo'lmasligi; D) Konstruksiya yoki inshoot qismining tashqi kuch ta'siriga qarshilik ko'rsata olmasligi;
96. Ustuvorlik deb nimaga aytiladi?	A) Sterjenlarni tashqi kuch ta'siridan to'g'ri chiziqli muvozanat holatini saqlab bilish qobiliyati; B) Tashqi kuch ta'siridan sterjen shaklining o'zgarishi; S) Tashqi kuch ta'siridan sterjen o'qining egrilanishi; D) Tashqi kuch ta'siridan sterjen o'qini to'g'rilanishi.
97. Kesish usuli nima uchun kerak?	A) Ichki kuchlarni ko'rish va aniqlash uchun; B) Tashqi va ichki kuchlarni muvozanatlashtirish uchun; S) Sterjen deformatsiyasini aniqlash uchun; D) Sterjen kesimidagi kuchlanishni aniqlash uchun.
98. Deformatsiya deb nimaga aytiladi?	A) Tashqi kuch ta'siridan sterjenni shakli yoki o'lchamini o'zgarishiga; B) Sterjen mustahkamligini yo'qolishiga; S) Sterjenni tashqi kuch ta'siridan muvozanatini buzilishiga; D) Sterjenning tashqi kuch ta'siridan muvozanat holatini saqlanishiga.

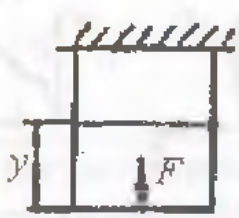
99. Tekis kesim yuzalarining geometrik tavsiflari nima uchun kerak?	A) Kesim yuzani aniqlash uchun B) Oddiy va murakkab deformatsiyalarda mustahkamlikga va bikrlikga hisoblash uchun; S) Kuch momentini aniqlash uchun. D) Kesimning o'lchamini tanlash uchun.
100. Kesimning statik momenti deb nimaga aytiladi?	A) Elementar yuza bilan tegishli o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integraliga aytiladi. B) Elementar yuza bilan tegishli o'q orasidagi masofa bo'linmasining integraliga aytiladi. S) Elementar yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa ko'paytmasining integraliga aytiladi. D) Elementar yuzaning yelkaga ko'paytmasiga aytiladi.
101. Kesimning X o'qiga nisbatan statik momenti formulasini ko'rsating? 	1) $S_X = \int_0^A y dA$ 2) $S_x = F \cdot A;$ 3) $S_x = F \cdot \ell;$ 4) $S_X = \int_0^A y^2 dA$
102. Murakkab kesim yuzalarining og'irlik markazi qaysi formula bilan aniqlanadi?	A) $X_c = \frac{x_1A_1 + x_2A_2 + x_3A_3 + \ldots}{A_1 + A_2 + A_3 + \ldots}$; $Y_c = \frac{y_1A_1 + y_2A_2 + y_3A_3 + \ldots}{A_1 + A_2 + A_3 + \ldots}$ B) Kesimning diagonallarini kesishtirish usuli bilan; S) - $X_c = \frac{S_x}{A}$; $Y_c = \frac{S_y}{A}$ D) - $\sum S_x = y_0 \cdot \sum A$ $\sum S_y = x_0 \cdot \sum A$
103. Kesim inersiya momenti deb nimaga aytiladi?	A) Elementar yuza bilan tegishli o'q orasidagi masofa kvadratiga ko'paytmasining integraliga aytiladi. B) Elementar yuza bilan tegishli o'q orasidagi masofa kvadratiga bo'linmasining integraliga aytiladi. S) Elementar yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa ko'paytmasining integraliga aytiladi. D) Elementar yuzani yelkaga ko'paytmasiga aytiladi.

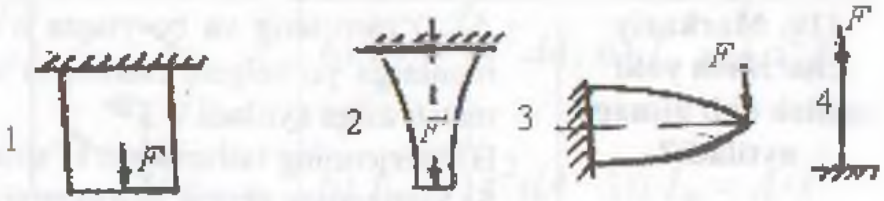
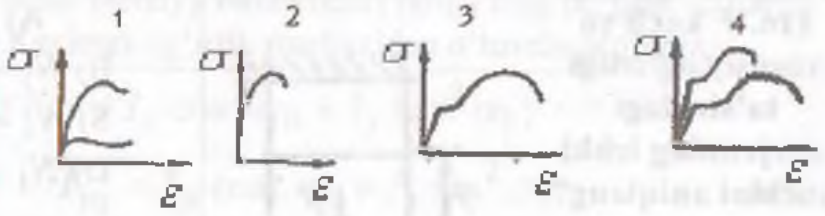
104. Kesimning x o‘qiga nisbatan inersiya momenti formulasini ko‘rsating?		A) $I_x = \int_0^A y^2 dA$; B) $I_x = \int_0^A \rho^2 dA$ S) $I_x = \int_0^A x^2 dA$ D) $I_x = A \cdot \ell^2$
105. Kesimning x_1 parallel o‘qiga nisbatan inersiya momenti formulasini ko‘rsating?		A) $I_{x_1} = I_y + b^2 \cdot A$; B) $I_{x_1} = I_x + a^2 \cdot A$ S) $I_{x_1} = I_{xy} + ab \cdot A$ D) $I_{x_1} = I_x + a \cdot A$
106. To‘g‘ri burchakli kesim yuzasining x- o‘qiga nisbatan inersiya momenti formulasini ko‘rsating?		A) $I_x = \frac{ch^3}{12}$ S) $I_x = \frac{hc^3}{12}$ B) $I_x = \frac{ch^3}{3}$ D) $I_x = \frac{c^2h^2}{4}$
107. Bosh inersiya o‘qlarining yo‘nalishi qaysi formula bilan aniqlanadi?		A) $tg2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$ B) $tg2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}$ S) $tg\alpha_0 = -\frac{\tau_{xy}}{\sigma_1 - \sigma_x}$ D) $tg2\alpha_0 = -\frac{I_x - I_y}{2I_{xy}}$
108. Bosh inersiya o‘qlari deb nimaga aytiladi?	A) Markazdan qochma inersiya momentlari nolga teng bo‘lgan holga to‘g‘ri keluvchi o‘qlarga. B) $\alpha = 0$, burchak ostida joylashgan o‘qga; S) Bosh inersiya momentlari nolga teng bo‘lgan o‘qlarga; D) Kesimni og‘irlik markazidan o‘tuvchi o‘qlarga.	
109. Kesimning bosh inersiya momentlari qaysi formula bilan aniqlanadi?	A) $I_{x_0} = I_x \cos^2\alpha_0 + I_y \sin^2\alpha_0$; $I_{y_0} = I_y \cos^2\alpha_0 + I_x \sin^2\alpha_0$ B) $I_{x_0y_0} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin^2\alpha_0 + I_{xy}\cos^2\alpha_0$ S) $I_{x_0} = I_x \cos^2\alpha_0 + I_{xy}\sin 2\alpha_0 + I_y \sin^2\alpha_0$ D) $I_{y_0} = I_y \cos^2\alpha_0 - I_{xy}\sin 2\alpha_0 + I_x \sin^2\alpha_0$	

110. Markaziy cho'zilish yoki siqilish deb nimaga aytiladi?	A) O'zaro teng va bo'ylama o'qida qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan kuchlar ta'siridagi sterjenni deformatsiyasiga aytiladi. B) Sterjenning tashqi kuch ta'siridan yemirilishiga; S) Sterjenning elastik deformatsiyasiga; D) Sterjenning bikrligini kichiklashishiga.

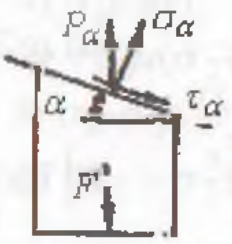
111. Cho'zilish va siqilishda sterjen kesim yuzasida qanday kuch hosil bo'ladi?

A) tashqi; B) ichki bo'ylama kuch; S) ko'ndalang kuch; D) moment

112. Cho'zilish va siqilishda Guk qonunini ko'rsating?	A) $\Delta\ell = \ell_1 - \ell_0$ S) $\Delta\ell = \dfrac{F\ell}{EA}$ B) $\Delta\ell = \dfrac{EF}{\ell A}$; D) $\Delta\ell = \dfrac{FA}{E\ell}$
113. Guk qonuning ikkinchi ko'rinishini ko'rsating?	A) $\varepsilon = \dfrac{\Delta\ell}{\ell}$ B) $\varepsilon = \dfrac{\sigma}{E}$ S) $\varepsilon = \ell_1 - \ell_0$ D) $\varepsilon = \dfrac{\sigma}{A}$
114. Puasson koeffitsienti qaysi formula bilan topiladi?	A) $\mu = 0{,}3$; B) $\mu = \dfrac{\varepsilon}{\varepsilon'}$; S) $\mu = \dfrac{\varepsilon'}{\varepsilon}$; D) $\mu = \dfrac{\Delta\ell}{\ell}$
115. Cho'zilish va siqilishda normal kuchlanish formulasini ko'rsating?	A) $\sigma = NA$; B) $\sigma = \dfrac{N}{A}$ S) $\sigma = \dfrac{A}{N}$ D) $\sigma = \sqrt{\rho^2 - \tau^2}$
116. F kuch va xususiy og'irligi ta'siridagi sterjenning ichki kuchini aniqlang?	 A) $N_1 = F + \gamma \cdot y$ B) $N_1 = F$ S) $N_1 = \gamma \cdot y$ D) $N_1 = F - \gamma \cdot y$
117.Teng qarshilik ko'rsatuvchi brus kesimining yuzasini aniqlang?	A) $A \geq \dfrac{F}{[\sigma]}$ S) $A = A_0 \ell^{\frac{\gamma}{[\sigma]}y}$ B) $A = F[\sigma]$ D) $A = h\ell$

118. Teng qarshilik ko'rsatuvchi brusni ko'rsating	
119.Temperaturali deformatsiyani aniqlang?	A) $\Delta\ell_t = \alpha \cdot \ell$ B) $\Delta\ell_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot \ell$ S) $\Delta\ell_t = \Delta t \cdot \ell$ D) $\Delta\ell_t = \frac{\Delta t \cdot \ell}{EA}$
120. Materiallarni cho'zilish yoki siqilishga sinashdan maqsad nima?	A) Namunani cho'zilishda uzish B) Materialni mexanik va plastiklik xossalarini aniqlash S) Namunalar shaklini o'zgartirish D) Guk qonunini tekshirish.
121. Yumshoq po'lat material uchun ruxsat etilgan kuchlanishni ko'rsating?	A) $[\sigma] = \frac{\sigma_{ok}}{n}$ B) $[\sigma] = \frac{\sigma_э}{n}$ S) $[\sigma] = \frac{\sigma_п}{n}$ D) $[\sigma] = \frac{\sigma_в}{n}$
122. Chuyan materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlang?	A) $[\sigma] = \frac{\sigma_э}{n}$ B) $[\sigma] = \frac{\sigma_{ok}}{n}$ S) $[\sigma] = \frac{\sigma_в}{n}$ D) $[\sigma] = \frac{\sigma_п}{n}$
123. Mo'rtlik deb nimaga aytiladi?	A) Katta deformatsiya hosil qilib yemirilish xususiyatiga ega bo'lgan material; B) Kichik deformatsiya hosil qilib yemiriladigan materialning xossasiga C) Kichik deformatsiya hosil qilib yemirilmaydigan materialning xossasiga D) Oquvchanlik chegarasi bor bo'lgan materialga.
124. Yumshoq po'latning cho'zilish diagrammasini ko'rsating?	
125.Materiallarning proporsionallik chegarasi, deb nimaga aytiladi	A) Materiallarning qoldik deformatsiyasi boshlanishiga . B) Guk qonuni ishlatiladigan chegaradagi kuchlanishga; S) Diagrammani egri chiziqli qismining boshlanishiga; D) Materialning plastiklik xossasiga.

126. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesim normal kuchlanishi qaysi formula bilan topiladi?



A) $\sigma_\alpha = P_\alpha \sin\alpha$;

B) $\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2\alpha$

S) $\sigma_\alpha = \dfrac{\sigma_0}{2}\sin 2\alpha$ D) $\sigma_\alpha = \dfrac{F}{A}$

127. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesim urinma kuchlanishi qaysi formula bilan topiladi?

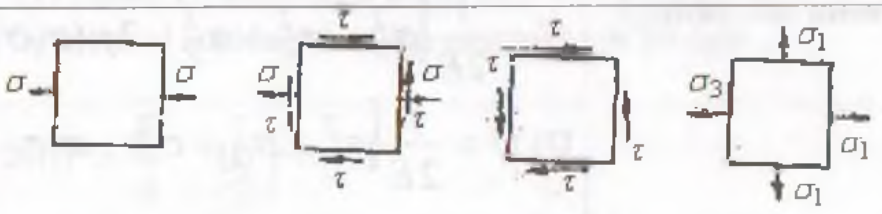
A) $\tau_\alpha = \dfrac{F}{A}$ B) $\tau_\alpha = P_\alpha \cos\alpha$;

S) $\tau_\alpha = \dfrac{\sigma_0}{2}\sin 2\alpha$ D) $\tau_\alpha = \sigma_0 \cos\alpha$

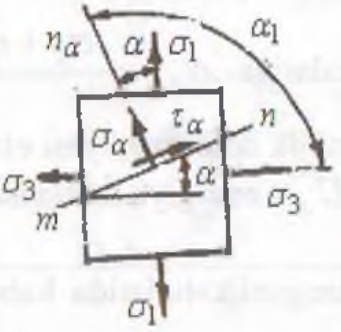
128. Bosh yuza deb nimaga aytiladi?

A) Faqat normal kuchlanish ta'sir qiladigan yuzalar
B) Urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzalar
S) Normal kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzalar
D) Faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qiladigan yuzalar.

129. Qaysi kubik chiziqli kuchlanganlik holatida?



130. Tekis kuchlanganlik holatida qiya kesimning normal kuchlanishini aniqlang?



A) $\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2\alpha$;

B)

$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2\alpha + \sigma_3 \cos^2\alpha_1$

S) $\sigma_\alpha = \dfrac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\sin^2\alpha$;

D) $\sigma_\alpha = \sigma_3 \cos^2\alpha$

131. Tekis kuchlanganlik holatida qiya kesimning urinma kuchlanishini aniqlang?

A) $\tau_\alpha = \dfrac{\sigma_1}{2}\sin 2\alpha$; B) $\tau_\alpha = \dfrac{\sigma_3}{2}\sin 2\alpha$

S) $\tau_\alpha = \dfrac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}\sin 2\alpha$ D) $\tau_\alpha = \dfrac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$

132. Urinma kuchlanishlarning juftlik alomati deb nimaga aytiladi?

A) O'zaro perpendikulyar joylashgan qiya kesimlardagi urinma kuchlanishlarning tengligiga
B) O'zaro perpendikulyar qiya kesimlardagi urinma kuchlanishlarning tengsizligiga
S) Urinma kuchlanishlar bosh kuchlanishlarga tengligiga
D) Urinma kuchlanishlarning maksimal qiymatiga

133. Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi qaysi formula bilan topiladi?	A) $tg2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}$; B) $tg2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$ S) $tg2\alpha_0 = -\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2I_{xy}}$ D) $tg\alpha_0 = -\frac{\tau_{xy}}{\sigma_1 - \sigma_3}$
134. Hajmiy deformatsiyada ε_1 ni aniqlaydigan formulani ko'rsating?	A) $\varepsilon_1 = 2E[\sigma_1 - \mu\sigma_3]$;B) $\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3]$ S) $\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E}$ D) $\varepsilon_1 = \sigma_1 - \frac{\mu}{E}(\sigma_2 + \sigma_3)$
135. Hajmiy deformatsiyaning to'liq potensiyal energiyasi formulasini ko'rsating?	A) $U = U_x - U_{ш}$ B) $U = \frac{1}{E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_3^2 - 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)\right]$ S) $U = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)\right]$ D) $U = \frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3\right]$
136. Qachon kubikda hajm o'zgarishi bo'ladi?	A) $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$ - bo'lsa B) barcha qirralariga $\sigma_{yp} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$ kuchlanish ta'sir qilsa; S) kubik deformatsiyasi elastik bo'lsa D) $U_{ш} = U - U_x$ - energiya sarflansa
137. Mustahkamlik nazariyalarining vazifalarini to'g'ri ta'riflang?	A) Turli kuchlanganlik holatida kubikning deformatsiyasini aniqlash B) Mor doirasini qurish S) Turli kuchlanganlik holatida kubikning mustahkamlik shartini tuzish D) Kesimni tanlash
138. Eng katta bosh normal kuchlanish nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini ko'rsating?	A) $\sigma_1 \le [\sigma]$; B) $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \le [\sigma]$ S) $\sigma_1 - \sigma_3 \le [\sigma]$ D) $\left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2\right] \le 2\sigma_0$

139. Eng katta nisbiy deformatsiya nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini ko'rsating?	A) $\sigma_1 \le [\sigma]$; B) $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \le [\sigma]$ S) $\sigma_1 - \sigma_3 \le [\sigma]$ D) $\left\|(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2\right\| \le 2\sigma_0$
140. Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini ko'rsating?	A) $\sigma_1 \le [\sigma]$; B) $\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \le [\sigma]$ S) $\sigma_1 - \sigma_3 \le [\sigma]$ D) $\left\|(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2\right\| \le 2\sigma_0$
141. Sof siljish deb nimaga aytiladi?	A) Faqat normal kuchlanish ta'siridagi kubikning deformatsiyasi B) Faqat urinma kuchlanish ta'siridagi kubikning deformatsiyasi S) Urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzaga D) Normal kuchlanish nolga teng bo'lgan yuzaga
142. Siljishda Guk qonunini ifodalovchi formulani ko'rsating?	A) $\tau = \frac{F}{A}$ B) $\tau = \gamma G$ S) $\tau = \frac{\gamma}{G}$ D) $\tau_\alpha = \sigma_1$
143. Siljish modulini ko'rsating?	A) $k = \frac{E}{2(1-\mu)}$ B) $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ S) $k = \frac{\sigma_{yp}}{\varepsilon_{yp}}$ D) $G = \frac{(\mu+1)2}{E}$
144. Bir qirqimli parchin mixli birikmani qirqilishga mustahkamlik shartini ko'rsating?	A) $\tau = \frac{F}{n\pi \cdot d^2} \le [\tau]$; B) $\tau = \frac{F}{nA} \le [\tau]$ S) $\tau = \frac{F2}{n\pi \cdot d^2} \le [\tau]$ D) $\tau = \frac{\pi d^2}{4Fn} \le [\tau]$
145. Bir qirqimli parchin mixli barikmada parchin mixlar sonini toping?	A) $n = n_1 + n_2 + n_3 + \ldots$. B) $n \succ \frac{4F}{\pi \cdot d^2 [\tau]}$ S) $n \ge \frac{F2}{\pi \cdot d^2 [\tau]}$ D) $n \ge \frac{F}{[\tau]\pi \cdot d^2}$

146. Parchin mixli birikmani ezilishga mustahkamlik shartini ko'rsating?	A) $\sigma_э = \frac{F}{tb} \le [\sigma]_э$ B) $\sigma_э = \frac{F}{ntd} \le [\sigma]_э$ S) $\sigma_э = \frac{F}{2tb} \le [\sigma]_э$ D) $\tau = \frac{F}{A}$
147. Parchin mixli birikmani ezilishda parchin mixlar sonini toping?	A) $n = 1,2,3...$ B) $n \ge \frac{F}{td[\sigma]_э}$; S) $n \ge \frac{F}{\pi d[\tau]}$ D) $n \ge \frac{4F}{\pi d[\tau]}$
148. Parchin mixli birikmani cho'zilish va siqilishga mustahkamlik sharti?	A) $\sigma = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2} \le [\sigma]$ B) $\sigma = \frac{F \cdot 4}{t(b - md)} \le [\sigma]$ S) $\tau = \frac{F}{A} \le [\tau]$ D) $\sigma = \frac{F}{td} \le [\sigma]$
149. Burovchi moment deb nimaga aytiladi?	A) Kuch momentiga B) Valni o'rganilayotgan qismidagi tashqi kuchlarni kesim markaziga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga; S) Valni o'rganilayotgan qismidagi tashqi momentlarni algebraik yig'indisiga; D) $M_I = TR_I - t_1R_I = t_1R_I$ – momenti

150. Doiraviy kesimli sterjenni buralishida kuchlanish formulasi?

$1)\tau = \frac{F}{A}$ $2)\tau = \frac{M_\delta}{I_\rho}\rho$ $3)\tau = \frac{QS_y^0}{I_y d}$ $4)\tau = \frac{M}{W}$

151. Buralish burchagi formulasini ko'rsating?

$1)\ \varphi = \frac{F\ell}{EA}$ $2)\varphi = \frac{M_\delta \ell}{GI_\rho}$ $3)\varphi = \frac{4FR^3n}{Gr^4}$ $4)\varphi = \frac{M_c}{EA}$

152. Buralishda mustahkamlik shartni ko'rsating?

$1)\tau = \frac{F}{A} \le [\tau]$ $2)\tau = \frac{M_k}{W_\rho} \le [\tau]$ $3)\tau = \frac{QS_y}{I_y d} \le [\tau]$ $4)\sigma = \frac{M}{W} \le [\sigma]$

153. Buralishda mustahkamlik shartidan foydalanib valning diametrini aniqlang?

1) $d = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}$ 2) $d = \sqrt[3]{\frac{16M_k}{\pi[\tau]}}$ 3) $d = \sqrt[3]{\frac{32M}{\pi[\sigma]}}$ 4) $d = \sqrt[4]{\frac{32M_k\ell}{\pi[\varphi]G}}$

154. Eguvchi moment deb nimaga aytiladi?

A) Kuch momentiga;
B) Balkani o'rganilayotgan qismidagi tashqi kuchlarni kesim markaziga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga;
S) Kuchni elkaga bo'linmasiga;
D) Balkani o'rganilayotgan qismidagi tashqi va ichki kuchlarni muvozanatiga

155. Eguvchi moment va ko'ndalang kuch orasidagi differensial bog'lanishni ko'rsating?

A) $Q = \frac{dM}{dx}$ B) $Q = dM \cdot dX$ S) $Q = \int M_x dx$ D) $Q = \int M^2 dx$

156. Yoyilgan kuch intensivligi va ko'ndalang kuch orasidagi differensial bog'lanishni ko'rsating?

1) $q = Q \cdot dx$ 2) $q = \frac{dQ}{dx}$ 3) $q = \int Q \cdot dx$ 4) $q = \frac{dx}{dQ}$

157. Yoyilgan kuch intensivligi va eguvchi moment orasidagi differensial bog'lanishni ko'rsating?

$q = d^2M \cdot d^2x$ 2) $q = \frac{d^2M}{d^2x}$ 3) $q = \int M^2 dx$ 4) $q = \frac{dM}{dx}$

158. Sof egilish deb nimaga aytiladi

A) Faqat urinma kuchlanish ta'siridagi balkaning deformatsiyasiga
B) Urinma va normal kuchlanishlar ta'siridagi balkaning deformatsiyasiga
S) Faqat normal kuchlanish ta'siridagi balkaning deformatsiyasiga
D) Bosh kuchlanishlar ta'siridagi balkaning deformatsiyasiga

159. Egilishda normal kuchlanish formulasini ko'rsating?

A) $\sigma = \frac{F}{A}$ S) $\sigma = \frac{Mz}{I_x}$

B) $\sigma = \frac{Q \cdot S}{I \cdot b}$ D) $\sigma = \frac{Mz}{S\rho}$

160. Egilishda urinma kuchlanish formulasini ko‘rsating?

A) $\sigma = \frac{Mz}{I_x}$ B) $\tau = \frac{Mz}{I}$ S) $\tau = \frac{Q \cdot S_y}{I_y \cdot b}$ D) $\tau = \frac{F}{A}$

160. Egilishda normal kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shartini ko‘rsating?

A) $\sigma = \frac{F}{A} \le [\sigma]$; B) $\sigma = \frac{Mz_y}{S_y \rho} \le [\sigma]$;

S) $\sigma = \frac{M}{W_x} \le [\sigma]$ D) $\sigma = \frac{Q \cdot S_y}{I_y \cdot d} \le [\sigma]$

161. Egilishda normal kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shartidan ruxsat etilgan yukni aniqlang?

A) $F = W[\sigma]$; B) $M = W[\sigma]$; S) $F = W[\sigma]$ D) $Q = A[\tau]$

162. Egilishda normal kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shartidan foydalanib kesimni tanlang?

A) $W \ge \frac{F}{[\sigma]}$; B) $A \ge \frac{F}{[\sigma]}$; S) $W \ge \frac{M}{[\sigma]}$; D) $\frac{I_y}{S_y} \ge \frac{Q}{b[\tau]}$

163. Egilishda urinma kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shartini ko‘rsating?

A) $\tau = \frac{F}{A} \le [\tau]$ B) $\tau = \frac{Q \cdot S_y}{I_y \cdot d} \le [\tau]$ S) $\tau = \frac{M}{W_x} \le [\tau]$ D) $\tau = \frac{Q}{A} \le [\tau]$

164. Balka egilgan o‘qining taqribiy differensial tenglamasi qani?

A) $y = \frac{M_c}{EI}$; B) $EIy'' = M_x$: S) $\theta = \frac{Q_c}{EI}$ D) $y = \int \frac{\overline{M}\,\overline{M}_1 dx}{EI}$

165. Tekis egri sterjenlarda normal kuchlanishni aniqlang?

A) $\tau = \frac{QS_y^0}{I_y b}$ B) $\sigma = \frac{4F}{\pi d^2}$ S) $\sigma = \frac{N}{A} \pm \frac{M \cdot Z}{S_y^0 \cdot \rho}$ D) $\sigma = \frac{MZ}{I_y}$

166. Tekis egri sterjenlarda neytral o‘q tenglamasini ko‘rsating?

A) $\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}=1$ B) $r=\frac{A}{\int_0^A \frac{dA}{\rho}}$

S) $1+\frac{x_0 x_p}{i_y^2}+\frac{y_0 y_p}{i_x^2}=0$ D) $\frac{\cos\varphi\cdot Z_0}{I_y}+\frac{\sin\varphi\cdot y_0}{I_z}=0$

167. Egri sterjenlarda normal kuchlanishni $\sigma=\frac{M\cdot Z_{1,2}}{S_y\cdot R_{1,2}}$ **formuladan aniqlash uchun qanday egrilik bo‘lishi kerak?**

A) $\frac{R_0}{h}=0$ B) $R_0 \succ 5h$ S) $R_0 \prec 5h$ D) $R_0=5h$

168. Egilish bilan buralishni birgalikdagi ta’ sirida valni kesim yuzasida qanday kuchlanishlar hosil bo‘ladi?

A) normal kuchlanish $\sigma_э=\frac{M_э}{N}$

B) $\sigma=0$ va $\tau=0$

S) normal va urinma kuchlanishlar

D) urinma kuchlanish $\tau=\frac{M_\delta}{W_\rho}$

169. Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta’sirida val kesimining chetki nuqtasi qanday kuchlanganlik holatida bo‘ladi?

A) chizikli B) tekis S) hajmiy D) to‘g‘ri

170. Qiyshik egilishda normal kuchlanish formulasini ko‘rsating?

A) $\sigma=\frac{F}{A}\left(1+\frac{y_0 y_F}{i_x^2}+\frac{x_0 x_F}{i_y^2}\right)$; B) $\sigma=\pm M\left(\frac{\cos\varphi}{W_y}+\frac{\sin\varphi}{W_z}\right)$

S) $\sigma=\frac{M_y\cdot y_c}{I_y}+\frac{M_z\cdot z_c}{I_z}$ D) $\sigma=\frac{F_z}{A}+\frac{F_y}{A}$

171. Qiyshiq egilishda neytral o‘q tenglamasini ko‘rsating?

A) $\frac{x^2}{a^2}+\frac{y^2}{b^2}$ B) $1+\frac{y_0 y_F}{i_x^2}+\frac{x_0 x_F}{i_y^2}=0$;

S) $\frac{\cos\varphi\cdot z_0}{I_y}+\frac{\sin\varphi\cdot y_0}{I_z}=0$ D) $r=\frac{A}{\int_0^A \frac{dA}{\rho}}$

172. Qiyshiq egilishda mustahamlik shartini ko‘rsating?

A) $\sigma = \frac{M_y \cdot y_c}{I_y} + \frac{M_z \cdot y_z}{I_z} \le [\sigma]$ B) $\sigma = \frac{F_z}{A} + \frac{F_y}{A} \le [\sigma]$

S) $\sigma = \frac{M}{W_y}(\cos\varphi + \frac{W_z}{W_z}\sin\varphi) \le [\sigma]$ D) $\frac{F}{A}\left(1 + \frac{y_0 y_F}{i_x^2} + \frac{x_0 x_F}{i_y^2}\right) \le [\sigma]$

173. Markaziy bo‘lmagan cho‘zilish va siqilishda normal kuchlanish formulasini kursating?

A) $\sigma = \frac{F}{A}$ B) $\sigma = \frac{M_x y}{I_x}$

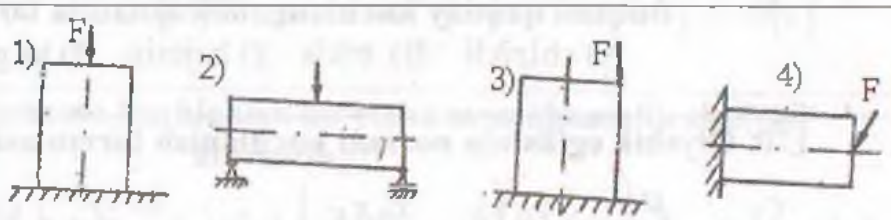
S) $\sigma = \pm\frac{F_z x \cdot z_c}{I_y} \pm \frac{F_y x \cdot y_c}{I_z};$ 4) $\sigma = \pm\frac{F}{A} + \frac{F \cdot y_F \cdot y}{I_x} \pm \frac{F \cdot x_F \cdot x}{I_y};$

174. Markaziy bo‘lmagan cho‘zilish va siqilishda neytral o‘q tenglamasi

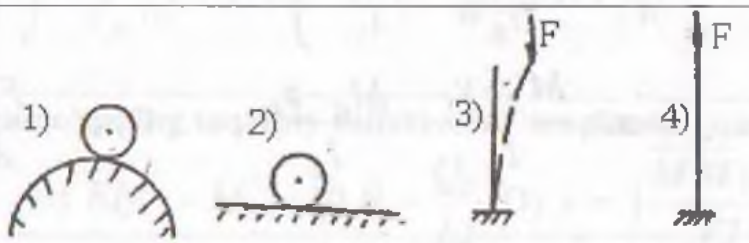
A) $\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1$ B) $1 \div \frac{y_0 y_F}{i_x^2} \div \frac{x_0 x_F}{i_y^2} = 0;$

S) $r = \frac{A}{\int_0^A \frac{dA}{\rho}}$ D) $tg\alpha = tg\varphi\frac{I_y}{I_z}$

175. Markaziy bo‘lmagan cho‘zilish va siqilish sxemasini ko‘rsating?



176. Sterjenning ustuvor holatini ko‘rsating?



177. Eyler formulasini ko‘rsating?

A) $F_k = [\sigma]A$ B) $F_k = [\tau]A$

S) $F_k = a - b\lambda$ D) $F_k = \frac{n^2\pi^2 EI_{\min}}{(\mu\ell)^2}$

178.Egiluvchanlik qaysi formula bilan topiladi?	A) $\lambda = \dfrac{4FR^3n}{Gr^4}$ S) $\lambda = \mu\dfrac{\ell}{i_{\min}}$ B) $\lambda = \dfrac{F\ell}{EI}$ D) $\lambda = \dfrac{M_c}{EI}$

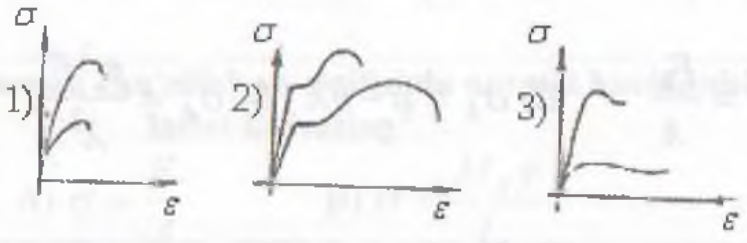
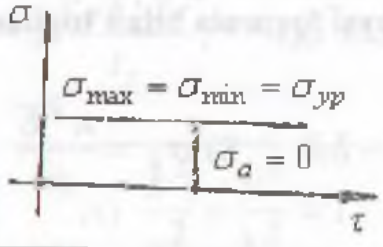
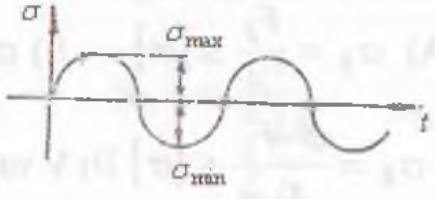
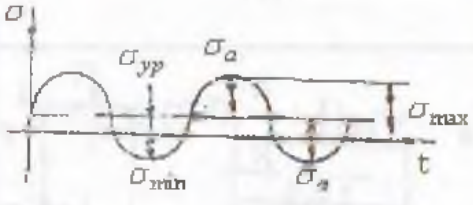
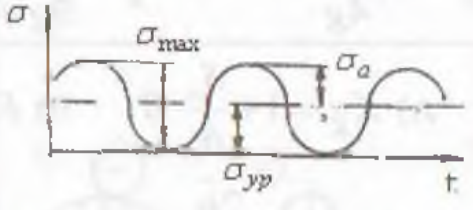
179. $\lambda \geq 100$ sterjenlarda kritik kuchlanish qaysi formula bilan topiladi?

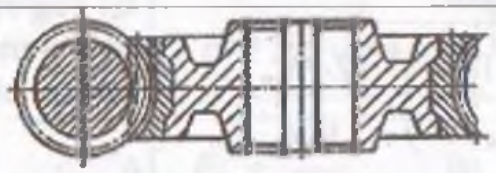
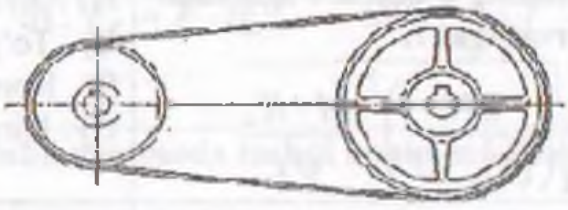
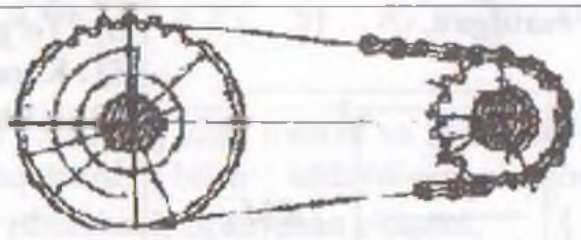
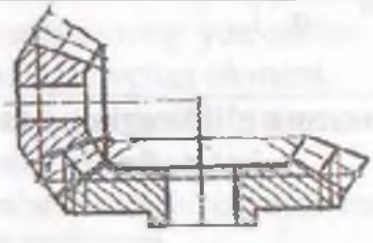
A) $\sigma = \dfrac{F_k}{A}$ B) $\sigma_k = a - b\lambda$ S) $\sigma_k = \dfrac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ D) $\sigma_k = \sigma_{ok}$

180. $40 \leq \lambda \leq 100$: sterjenlarda kritik kuchlanish qaysi formula bilan topiladi?

A) $\sigma = \dfrac{F_k}{A}$ B) $\sigma_k = a - b\lambda$ S) $\sigma_k = \dfrac{\pi^2 E}{\lambda^2}$ D) $\sigma_k = \sigma_{ok}$

181. Siqilgan sterjenlarning ustuvorlik shartini ko‘rsating?	A) $\sigma_k = \dfrac{F_k}{A} \leq [\sigma]$ B) $\sigma_k = \dfrac{F_k}{A\cdot\varphi} \leq [\sigma]$ S) $\sigma_k = \dfrac{\varphi\cdot F_k}{A\cdot\varphi} \leq [\sigma]$ D) V va S javoblari to‘g‘ri.
182. Tekis tezlanishli harakatda dinamik kuchlanish?	A) $\sigma_g = \sigma_{ct}(1+\dfrac{a}{g})$ B) $\sigma_g = K_g\dfrac{q\ell^2}{8W}$ S) $\sigma_g = \dfrac{\gamma\varpi^2D^2}{4g}$ D) $\sigma_g = \dfrac{\gamma F\varpi^2 r\ell^2}{9g\sqrt{3}\cdot W}$
183. Zarb ta’sirida dinamik koeffitsient formulasi?	A) $K_g = 1+\dfrac{\delta_н}{\delta_c}\beta$ B) $K_g = 1+\dfrac{\omega^2 r}{g}$ S) $K_g = 1+\sqrt{1+\dfrac{2h}{\delta_c}}$ D) $K_g = 1+\dfrac{a}{g}$
184. Tekis tezlanishli harakatda dinamik koeffitsient?	A) $K_g = 1+\sqrt{1+\dfrac{v^2}{g\delta_c}}$ B) $K_g = 1+\dfrac{\delta_н}{\delta_c}$ S) $K_g = 1+\dfrac{a}{g}$ D) $K_g = 1+\dfrac{\omega^2 r}{\delta}$

185. Zarb ta'sirida kuchlanish formulasi?	A) $\sigma_g = \frac{Q}{A} K_g$ B) $\sigma_g = \sigma_c \left(1 + \frac{A}{\delta_c}\right)$ S) $\sigma_g = \frac{Q}{A}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_c}}\right)$ D) $\sigma_g = K_g \frac{q\ell^2}{8W}$
186. Zarb ta'sirida cho'zilish diagrammasini ko'rsating?	
187. O'zgaruvchan kuchlanishning to'g'ri turini ko'rsating?	 A) simmetrik B) o'zgarmas S) nosimmetrik D) pulsatsiyali
188. O'zgaruvchan kuchlanishning to'g'ri turini ko'rsating?	 A) simmetrik B) o'zgarmas S) nosimmetrik D) pulsatsiyali
189. O'zgaruvchan kuchlanishning to'g'ri turini ko'rsating?	 A) simmetrik B) o'zgarmas S) nosimmetrik D) pulsatsiyali
190. O'zgaruvchan kuchlanishning to'g'ri turini ko'rsating?	 A) simmetrik B) o'zgarmas S) nosimmetrik D) pulsatsiyali
191. Uzatishlar soni nimani ifodalaydi?	A) Energiyaning miqdor jihatidan o'zgarishini B) Bosib o'tilgan masofani. S) Harakat tezligini D) Harakatni uzatish usulini
192. Uzatish nisbati nima?	A) Etakchi bo'g'in burchak tezligini yetakanuvchi bo'g'inning burchak tezligiga nisbatini. B) Bosib o'tilgan masofani. S) Harakat tezligini D) Harakatni uzatish usulini

193. Uzatma nima?	A) Aylantiruvchi momentlarni, tezliklarni ayrim hollarda harakat xarakterini o'zgartirib o'zatishga imkon beruvchi qurilma. B) Energiya ishlab chiqaruvchi qurilma. S) Boshqarish apparati. D) Energiya ishlab chiqaruvchi va boshqarish apparatidan tashkil topgan qurilma.	
194. Rasmda qanday uzatma ko'rsatilgan?		A) Tishli B) Kirmakli. S) Tasmali. D) Zanjirli
195. Rasmda qanday uzatma ko'rsatilgan?		A) Tishli B) Kirmakli. S) Tasmali. D) Zanjirli
196. Rasmda qanday uzatma ko'rsatilgan?		A) Tishli B) Kirmakli. S) Tasmali. D) Zanjirli
197. Rasmda qanday uzatma ko'rsatilgan?		A) Tishli B) Kirmakli. S) Tasmali. D) Zanjirli

198. Tishning moduli nima?

A) . Qadamidan - π marotaba kichik bo'lgan chiziqli kattalik.
B) . Buluvchi aylanani - π qiymatga bo'linmasi bilan topiladi.
S) .Silindrni teng – Z qismga bo'lishda hosil bo'lgan kattalik.
D) . $m = \frac{\pi}{t}$ - nisbatga

199. Bo'luvchi aylana nima?

A) . Qadamidan - π marotaba kichik bo'lgan chiziqli kattalik.
B) . Buluvchi aylanani - π qiymatga bo'linmasi bilan topiladi.
S) .Silindrni teng – Z qismga bo'lishda hosil bo'lgan aylana.
D) . $m = \frac{\pi}{t}$ - nisbatga

200. O‘qlararo masofa nima?

A) Ikita g‘ildirak bo‘luvchi aylanalari radiuslarining yig‘indisi.

B) Ikkita g‘ildirak bo‘luvchi aylanalari radiuslarining nisbati.

S) . $a_w = \frac{2}{d_1 + d_2} -$ D) . $a_w = \frac{2}{d(1+i)} -$

201. Qanday uzatmani o‘klararo masofasi ko‘rsatilgan?

$$a_w = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H \cdot U}\right)^2 \frac{M \cdot K_H}{\psi_b}}$$

A) Qiyshiq tishli silindrik
B) Tug‘ri tishli silindrik
S) Konussimon
D) kirmaksimon

202. Qanday uzatmaning o‘qlararo masofasi ko‘rsatilgan?.

$$a_w = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma]_H \cdot U}\right)^2 \frac{M \cdot K_H}{\psi_b}}$$

A) .Qiyshiq tishli silindrik
B) . To‘g‘ri teshli silindrik
S) . Konussimon
D) . Kirmaksimon

203. Qanday uzatmaning o‘qlararo masofasi ko‘rsatilgan.

$$a_w = \left(1 + \frac{Z_2}{q}\right)\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma]_H \cdot \frac{Z_2}{q}}\right)^2 \cdot KM_2}$$

A) .Qiyshiq tishli silindrik
B) . To‘g‘ri tishli silindrik
S) . Konussimon
D) . Kirmaksimon

204.Konussimon tishli uzatma g‘ildiragining tashqi bo‘luvchi diametrini ko‘rsating?

A) . $d = \frac{m_{_} \cdot Z}{\cos\beta}$ B) . $d_\ell = 2\cdot\sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{M \cdot K_{H\beta} \cdot i}{(1-0{,}5\psi_b)^2 \psi_b}}$

S) . $d_\ell = 0{,}5m\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$ D) . $d = d_1 + 2h_a$

205. Tish uchining balandligini toping?

A) . $h_a = m$ B) . $h_a = 1{,}25m$ S) . $h_a = 0{,}25m$ D) . $h_a = 2{,}25m$

206. Tish tubining balandligini toping?

A) . $h_f = m$ B) . $h_f = 1{,}25m$ S) . $h_f = 0{,}25m$ D) . $h_f = 2{,}25m$

207. Qiyshiq tishli silindrik va kirmaksimon uzatmalarning ilashmalaridagi bo‘ylama kuchni toping?

A) . $F_a = \frac{2M}{d}$ B) . $F_a = F \cdot tg\alpha$ S) . $F_a = F \cdot tg\beta$ D) . $F = F \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1$

208. Ilashmalar-dagi doiraviy kuchni toping?	A) . $F_a = \frac{2M}{d}$ B) $F = \frac{d}{2M}$ S) . $F = F_a \cdot tg\alpha$ D) . $F = 2M \cdot d$
209. Ilashmalar-dagi radial kuchni toping?	A) . $F_r = \frac{2M}{d}$ B) . $F_r = F \cdot tg\alpha$ S) . $F_r = F \cdot tg\beta$ D) . $F_r = F \cdot \sin\delta_1$

210. Konusimon tishli uzatmada tashqi konus masofasini toping?

A) . $R_\ell = \frac{D}{2}$ B) . $R_\ell = 0{,}5m\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$ S) . $R_\ell = \frac{M}{F}$ D) . $R_\ell = 2mZ$

211. Yassi tasmali uzatma nima?	A) . Sirtining ichki tomoni va shkivning tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydigan kesim yuzasi to‘g‘ri to‘rtburchakli egiluvchan element. B) . Foydali kuch trapetsiyasimon kesimning yon sirti va shkiv kanalchasining yon sirtlari orasida ishqalanish hosil bo‘ladigan egiluvchan element. S) . Tortish elementini maxsus profilli tishlari bo‘lgan egiluvchan element. D) . Ishqalanish kuchi ta’sirida harakatlanuvchi g‘ildiraklar majmuasi.
212. Ponasimon tasmali uzatma nima?	A) . Sirtining ichki tomoni va shkivning tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydigan kesim yuzasi to‘g‘ri to‘rtburchakli egiluvchan element. B) . Foydali kuch trapetsiyasimon kesimning yon sirti va shkiv kanalchasining yon sirtlari orasida ishqalanish hosil bo‘ladigan egiluvchan element. S) . Tortish elementini maxsus profili tishlari bo‘lgan egiluvchan element. D) . Ishqalanish kuchi ta’sirida harakatlanuvchi g‘ildiraklar majmuasi.

213. Zanjirli uzatma nima?	A) . Sirtining ichki tomoni va shkivning tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydigan kesim yuzasi to‘g‘ri to‘rtburchakli egiluvchan element. B) . Foydali kuch trapetsiyasimon kesimning yon sirti va shkiv kanalchasining yon sirtlari orasida ishqalanish hosil bo‘ladigan egiluvchan element. S) . Tortish elementining maxsus profilli tishlari bo‘lgan egiluvchan element. D) . Ishqalanish kuchi ta’sirida harakatlanuvchi g‘ildiraklar majmuasi.	
214. Friksion uzatma nima?	A) . Sirtining ichki tomoni va shkivning tashqi sirti orasida ishqalanish bilan ishlaydigan kesim yuzasi to‘g‘ri to‘rtburchakli egiluvchan element. B) . Foydali kuch trapetsiyasimon kesimning yon sirti va shkiv kanalchasining yon sirtlari orasida ishqalanish hosil bo‘ladigan egiluvchan element. S) . Tortish elementining maxsus profilli tishlari bo‘lgan egiluvchan element. D) . Ishqalanish kuchi ta’sirida harakatlanuvchi g‘ildiraklar majmuasi.	
215. Rasmda qanday uzatma ko‘rsatilgan?		A) Yassi tasmali B) .Ponasimon tasmali. S) . Zanjirli. D) . Friksion
216. Rasmda qanday uzatma ko‘rsatilgan?		A) Yassi tasmali B) .Ponasimon tasmali. S) . Zanjirli. D) . Friksion
217. Rasmda qanday uzatma ko‘rsatilgan?		A) Yassi tasmali B) .Ponasimon tasmali. S) . Zanjirli. D) . Friksion

218.To‘g‘ri tishli silindrik uzatmadagi yetaklovchi g‘ildirak aylanasining bo‘luvchi diametrini ko‘rsating?

A) . $d = m \cdot z$ B) . $d_a = m(Z+2)$

S) $d_f = m(Z-2{,}5)$ D) . $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$

219. To'g'ri tishli silindrik uzatmadagi yetaklovchi g'ildirak uchining diametrini ko'rsating

A) . $d = m \cdot z$ B) . $d_a = m(Z+2)$

S) $d_f = m(Z-2{,}5)$ D) . $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$

220. To'g'ri tishli silindrik uzatmadagi yetaklovchi g'ildirak tubining diametrini ko'rsating

A) . $d = m \cdot z$ B) . $d_a = m(Z+2)$

S) $d_f = m(Z-2{,}5)$ D) . $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$

221. Konussimon shesternya bo'luvchi diametrini ko'rsating?

A) $d_\ell = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{M \cdot K_{H\beta} \cdot i}{(1-0{,}5\psi_b)^2 \psi_b}}$ B) . $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$

S) . $d_{a1} = d_1 + 2m\cos\delta_1$ D) . $d_{a2} = d_e + 2m\cos\delta_2$

222. Konussimon shesternya tashqi diametrini ko'rsating?

A) $d_\ell = 2 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{335}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{M \cdot K_{H\beta} \cdot i}{(1-0{,}5\psi_b)^2 \psi_b}}$ B) . $d_1 = 2(R_\ell - 0{,}5b)\sin\delta_1$

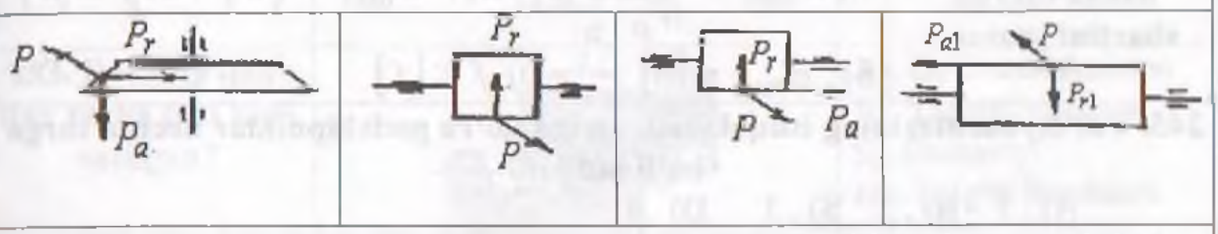
S) . $d_{a1} = d_1 + 2m\cos\delta_1$ D) . $d_{a2} = d_e + 2m\cos\delta_2$

223. Kirmak o'ramlari uchining diametrini toping?	A) $d_{a1} = m(q+2)$ B) . $d_{f1} = m(q-2{,}4)$ S) $d_{a2} = m(2+z_2)$ D) . $d_{am} = d_{a2} + \frac{Gm}{z_1+z}$
224. Kirmak o'ramlari tubining diametrini toping?	A) $d_{a1} = m(q+2)$ B) . $d_{f1} = m(q-2{,}4)$ S) $d_{a2} = m(2+z_2)$ D) . $d_{am} = d_{a2} + \frac{Gm}{z_1+z}$
225. Kirmak g'ildiragi tishlarining uchlari diametrini toping?	A) $d_{a1} = m(q+2)$ B) . $d_{f1} = m(q-2{,}4)$ S) $d_{a2} = m(2+z_2)$ D) . $d_{am} = d_{a2} + \frac{Gm}{z_1+z}$
226. Kirmak g'ildiragining tashqi diametrini toping?	A) $d_{a1} = m(q+2)$ B) . $d_{f1} = m(q-2{,}4)$ S) $d_{a2} = m(2+z_2)$ D) . $d_{am} = d_{a2} + \frac{Gm}{z_1+z}$

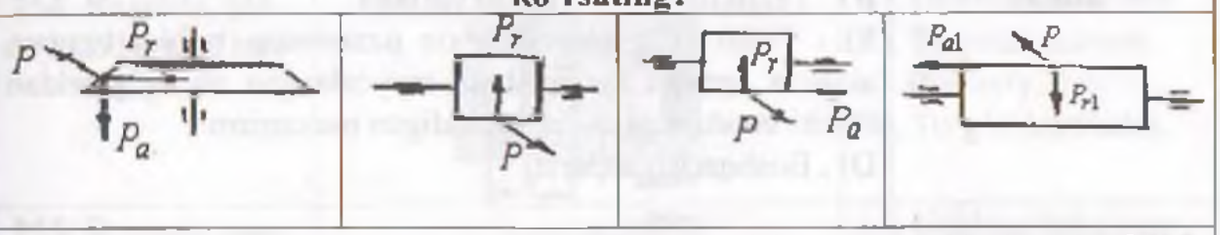
227. Yassi tasmali uzatma o‘qlararo masofasini taqriban toping?	A) $a = 0{,}5(D_1 + D_2)$ B) $a = 0{,}55(D_1 + D_2) + h$ S) $a = (30...50)t$ D) $a = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{0{,}418}{[\sigma]_H}\cdot\frac{E_{np}KM_1}{f\cdot\psi_a\cdot u}}$
228. Ponasimon tasmali uzatma uchun o‘qlararo masofani ko‘rsating?	A) $a = 0{,}5(D_1 + D_2)$ B) $a = 0{,}55(D_1 + D_2) + h$ S) $a = (30...50)t$ D) . $a = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{0{,}418}{[\sigma]_H}\cdot\frac{E_{np}KM_1}{f\cdot\psi_a\cdot u}}$
229. Zarjirli uzatma uchun o‘qlararo masofani ko‘rsating?	A) $a = 0{,}5(D_1 + D_2)$ B) $a = 0{,}55(D_1 + D_2) + h$ S) $a = (30...50)t$ D) . $a = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{0{,}418}{[\sigma]_H}\cdot\frac{E_{np}KM_1}{f\cdot\psi_a\cdot u}}$
230. Silindrik friksion uzatma uchun o‘qlararo masofan toping?	A) $a = 0{,}5(D_1 + D_2)$ B) $a = 0{,}55(D_1 + D_2) + h$ S) $a = (30...50)t$ D) . $a = (u+1)\cdot\sqrt[3]{\frac{0{,}418}{[\sigma]_H}\cdot\frac{E_{np}KM_1}{f\cdot\psi_a\cdot u}}$
231.Yassi tasmali uzatma kichik shkivining diametrini toping?	A) $D_1 = (0{,}052...0{,}064)\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ B) $D_2 = u[D_1(1-\varepsilon)]$ S) $d = \frac{t}{\sin\frac{180^o}{Z}}$ D) . $d_1 = \frac{2a}{u+1}$
232.Yassi tasmali uzatma katta shkivining diametrini toping?	A) $D_1 = (0{,}052...0{,}064)\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ B) $D_2 = u[D_1(1-\varepsilon)]$ S) $d = \frac{t}{\sin\frac{180^o}{Z}}$ D) . $d_1 = \frac{2a}{u+1}$
233.Zanjirli uzatma yulduzcha bo‘luvchi aylanasining diametrini toping?	A) $D_1 = (0{,}052...0{,}064)\sqrt[3]{\frac{N}{n}}$ B) $D_2 = u[D_1(1-\varepsilon)]$ S) $d = \frac{t}{\sin\frac{180^o}{Z}}$ D) . $d_1 = \frac{2a}{u+1}$

234. Silindrik friksion uzatma kichik g'ildiragining diametrini toping?	A) $D_1 = (0{,}052...0{,}0643)\sqrt{\frac{N}{n}}$ B) $D_2 = u[D_1(1-\varepsilon)]$ S) $d = \frac{t}{\sin\frac{180^o}{Z}}$ D) $d_1 = \frac{2a}{u+1}$
235. Val nima?	A) Ingichka brus. B) Uzunligi boshqa o'lchamlaridan katta bo'lgan brus. S) Burovchi momentni uzatadigan, buralish va egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus. D) Ikkita tayanchga tiraluvchi va egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus.

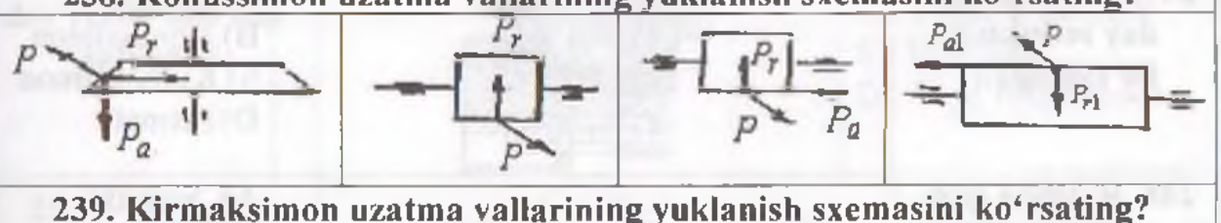
236. To'g'ri tishli silindrik uzatma vallarining yuklanish sxemasini ko'rsating?



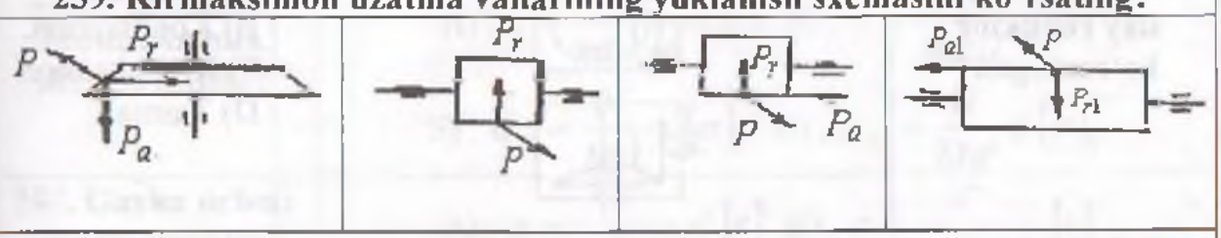
237. Qiyshiq tishli silindrik uzatma vallarining yuklanish sxemasini ko'rsating?



238. Konussimon uzatma vallarining yuklanish sxemasini ko'rsating?



239. Kirmaksimon uzatma vallarining yuklanish sxemasini ko'rsating?



240. Tasmali uzatmaning vallariga tushadigan yuk formulasini ko'rsating?

A) . $F = \frac{2M}{d}$ B) . $Q = 2S_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}$ S) . $3Q = P + 19{,}62K_f qa$ D) $P = \frac{N}{V}$

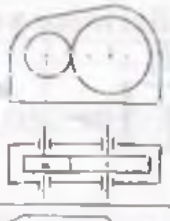
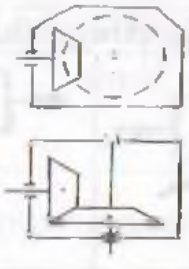
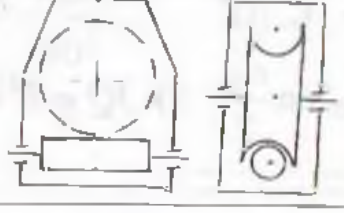
241. Zanjirli uzatmaning vallariga tushadigan yuk formulasini ko‘rsating?

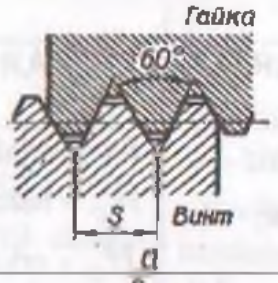
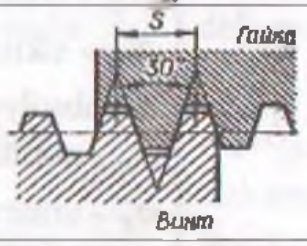
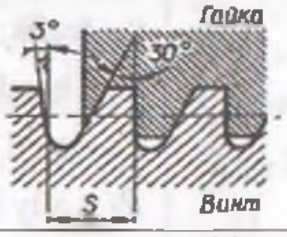
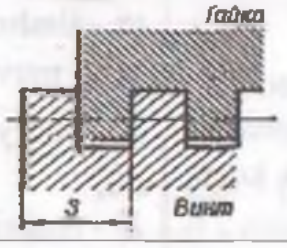
A) . $F = \frac{2M}{d}$ B) . $Q = 2S_0 \sin\frac{\alpha_1}{2}$ S) . $3Q = P + 19{,}62K_f qa$ D) $P = \frac{N}{V}$

242. Valning buralishga mustahamlik shartini yozing?	A) . $\tau_{max} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \le [\tau]$ B) . $\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_э^2 + 3\tau_\delta^2} \le [\sigma]$ S) . $\varphi_{max} \le [\varphi]$ D) $f \le [f]$
243.Valning statik yuklanishga mustahkamlik shartini yozing?	A) . $\tau_{max} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \le [\tau]$ B) . $\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_э^2 + 3\tau_\delta^2} \le [\sigma]$ S) . $\varphi_{max} \le [\varphi]$ D) $f \le [f]$
244. Valning buralishga bikrlik shartini yozing?	A) . $\tau_{max} = \frac{M_\delta}{W_\rho} \le [\tau]$ B) . $\cdot\sigma_{max} = \sqrt{\sigma_э^2 + 3\tau_\delta^2} \le [\sigma]$ S) . $\varphi_{max} \le [\varphi]$ D) $f \le [f]$

245. Val tayanchlarining ishqalanish turiga ko‘ra podshipniklar nechta turga bo‘linadilar?

A) . 1 B) . 2 S) . 3 D) . 4

246. Reduktor nima?	A) . Energiya ishlab chiquvchi qurilma. B) . Tezlikni o‘zgartiruvchi variator. S) . Tishli yoki karmaksimon uzatmadan tashkil topgan, alohida agregat ko‘rinishida tayyorlangan va dvigateldan ishchi mashinaga quvat uzatadigan mexanizm. D) . Boshqarish apparati
247. Rasmda qanday reduktor ko‘rsatilgan?	 A) Silindrik B) Konussimon. S) Kirmaksimon D)Tasmali
248. Rasmda qanday reduktor ko‘rsatilgan?	 A) Silindrik B) Konussimon. S) Kirmaksimon D) Tasmali
249. Rasmda qanday reduktor ko‘rsatilgan?	 A) Silindrik B) Konussimon. S) kirmaksimon D)Tasmali

250. Reduktorning komponovkasi nima uchun kerak?	A) . Reduktorning tuzilishini o'rganish uchun. B) . Reduktorning ishlash jarayonini o'rganish uchun. S) .Reduktorni moylash uchun. D) . Shesternya va g'ildirak, podshipniklar o'rnini va tayanch kuchlarni aniqlash, barcha detallarni konstruktiv jihozlash uchun.	
251. Birikma nima?	A) . Detallarni (yig'ish) biriktirish vositasi. B) . Mexanizmni jihozlash vositasi. S) . Kinematik juft D) . Turli materiallarni qorishmasi.	
252. Rasmda qanday rezba turi kursatilgan?	 a	A). Uchburchaksimon B). Trapetsiyasimon S). Doiraviy. D). To'g'ri burchakli
253. Rasmda qanday rezba turi kursatilgan?		A). Uchburchaksimon B). Trapetsiyasimon S). Doiraviy. D). To'g'ri burchakli
254. Rasmda qanday rezba turi kursatilgan?		A). Uchburchaksimon B). Trapetsiyasimon S). Doiraviy. D). To'g'ri burchakli
255. Rasmda qanday rezba turi kursatilgan?		A). Uchburchaksimon B). Trapetsiyasimon S). Doiraviy. D). To'g'ri burchakli
256. Vint uchun mustahkamlik shartni toping?	A) . $\tau = \frac{F}{\pi d_1 kH} \le [\tau]$ B) . $\tau = \frac{F}{\pi dkH} \le [\tau]$ S) . $\sigma_c = \frac{2T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$ D) . $\sigma_c = \frac{4T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$	
257. Gayka uchun mustahkamlik shartni toping?	A) . $\tau = \frac{F}{\pi d_1 kH} \le [\tau]$ B) . $\tau = \frac{F}{\pi dkH} \le [\tau]$ S) . $\sigma_c = \frac{2T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$ D) . $\sigma_c = \frac{4T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$	

264. Segmentsimon shponka uchun mustahkamlik shartni toping?	A) . $\tau = \frac{F}{\pi d_1 kH} \le [\tau]$ B) . $\tau = \frac{F}{\pi dkH} \le [\tau]$ S) . $\sigma_c = \frac{2T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$ D) . $\sigma_c = \frac{4T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$
258. Silindrik shponka uchun mustahkamlik shartni toping?	A) . $\tau = \frac{F}{\pi d_1 kH} \le [\tau]$ B) . $\tau = \frac{F}{\pi dkH} \le [\tau]$ S) . $\sigma_c = \frac{2T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$ D) . $\sigma_c = \frac{4T}{b\ell d} \le [\sigma]_c$

ShARTLI BELGILAR.

F - kuch; F_u - inersiya kuchi;	i - uzatish nisbati;
N - bo‘ylama kuch; N_k - quvvat;	W_c - harakatchanlik daraja;
Q - ko‘ndalang kuch;	H_c - erkinlik daraja
$M_э$ - eguvchi moment;	$N_ц$ - sikllar soni;
T - burovchi moment;	a - absolyut tezlanish;
M - aylantiruvchi moment;	a_n - normal tezlanish;
M_{kel} - keltirilgan moment;	a_τ - urinma tezlanish;
σ - normal kuchlanish;	v - tezlik; ε_a - burchak tezlanish;
τ - urinma kuchlanish;	$n_б$ - harakatlanuvchi bo‘g‘inlar soni;
l - uzunlik; $B, в$ - kenglik;	P_5 - quyi kinematik juftlar soni;
H, h - balandlik; t - vaqt, davr;	P_4 - oliy kinematik juftlar soni;
$\frac{1}{\rho}$ - egrilik radiusi;	m - ilashma moduli;
I - o‘qqa nisbatan inerciya momenti;	m_c - muvozanat tenglamalari;
W - o‘qqa nisbatan qarshilik momenti;	F_a - bo‘ylama kuch; F_r - radial kuchi;
n_0 - mustahkamlikning ehtiyotlik koeffitsienti;	R - reaksiya kuchi;
n - aylanish chastotasi;	R_e - konus masofasi;
φ - buralish burchagi;	$\psi_в$ - tish enining koeffitsienti;
φ_0 - bo‘ylama egilish koefficienti;	d_1 - bo‘luvchi diametr;
μ - Puasson koeffitsienti;	d_a - tish uchining diametri;
μ_0 - uzunlikni keltirish koeffitsienti; λ - egiluvchanlik;	d_f - tish tubining diametri;
E, G - elastiklik va siljish modullari; ε - nisbiy deformatsiya;	h_a - tish uchining diametri;
Δl - bo‘ylama deformatsiya;	u - potensial energiya;
D, d - diametr;	T_k - kinetik energiya;
	θ - kesimni aylanish burchagi;

ψ - torayish; S - yoyning uzunligi;	y - salqilik; H_B - qattiqlik;
S^0 - aniqmaslik daraja;	γ - solishtirma og'irlik;
P - bosim; R, r - radius;	G - xususiy og'irlik;
ω - burchak tezlik; z - tishlar soni;	Δt - temperaturalar farqi;
σ_t - temperaturali kuchlanish;	a_w - o'qlararo masofa;
$[\sigma]_H$ - ruxsat etilgan kontaktli kuchlanish;	$[\sigma]$ - ruxsat etilgan kuchlanish;
σ_H - kontaktli kuchlanish;	$[\sigma]_y$ - ustuvorlikka ruxsat etilgan kuchlanish;
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - bosh normal kuchlanishlar;	$d_к$ - tishli g'ildirak o'rni diametri;
I_ρ - qutb enersiya momenti;	d_{cm} - stupitsaning diametri;
W_ρ - qutb qarshilik momenti;	l_{cm} - stupitsaning uzunligi;
σ_{ok} - oquvchanlik chegaradagi kuchlanish; σ_n - proporsionallik chegaradagi kuchlanish; σ_y - elas-tiklik chegaradagi kuchlanish;	K - koeffitsient;
	q - kirmak diametrining koefficienti;
	- dastlabki etaklovchi va etaklanuvchi tasmalarni taranglik kuchl δ - qoldiq deformatsiya, qalinlik;
$\sigma_в$ - mustahkamlik chegaradagi kuchlanish;	S_0, S_1, S_2 ari,
x_o, y_o - bosh inersiya o'qlari;	S_x, S_y - tegishlicha, x va u – o'qlariga nisbatan kesimni statik momenti;
η - foydali ish koeffitsienti;	x_c, y_c - kesim og'irlik markazining koordinatalari.
$d_в$ - val kirish qismining diametri;	l_ρ - tasmaning hisoblangan uzunligi;
$d_п$ - podshipnik o'rni diametri;	δ_0 - obodning qalinligi;
	$D_{отв}$ - markaziy aylana diametri;

INDEKSLAR

x - x o'qiga nisbatan;	mp - ishqalanish;
y - u o'qiga nisbatan;	Cm - po'lat;
z - z o'qiga nisbatan;	∂ - dinamik;
max - maksimal;	1 - yetakchi bo'g'in indeksi;
min - minimal;	2 - yetaklanuvchi bo'g'in indeksi;
ном - nominal;	n - proporsional;
$ц$ - sikllar soni;	cm - statik
$кр$ - kritik	$ок$ - oquvchanlik;

UMUMIY MA'LUMOTLAR

Po'latning elastiklik moduli	$E = 2 \cdot 10^5$ $мPa$
Alyuminiyning elastiklik moduli	$E = 0{,}7 \cdot 10^5$ $мPa$
Cho'yanning elastiklik moduli	$E = 1{,}2 \cdot 10^5$ $мPa$

Misning elastiklik moduli	$E = 1 \cdot 10^5$ *MPa*
Yog'ochning tolalari bo'ylab elastiklik moduli	$E = 1 \cdot 10^4$ *MPa*
Po'latning siljishdagi elastiklik moduli	$G = 8 \cdot 10^4$ *MPa*
Po'latning hajmiy og'irligi	$\gamma = 7{,}8 \cdot 10^4$ N/m^3
Po'latning chiziqli kengayish temperatura koeffitsienti	$\alpha = 125 \cdot 10^{-7}$
Misning chiziqli kengayish temperatura koef.	$\alpha = 165 \cdot 10^{-7}$

AOP2 seriyali elektrodvigatellar jadval - 11

AOP2 turi	N_{HOM}, *kVt*	n, *ayl/min*	$\frac{M_{pusk}}{M_{HOM}}$ AOP2
41-4	4	1440	1,8
42-4	5,5		
51-4	7,5		
52-4	10		
61-4	13		
62-4	17		
71-4	22	1450	
72-4	30		
81-4	40	1470	
82-4	55		
91-4	75	1480	
92-4	100		
41-6	3	955	
42-6	4		
51-6	5,5		
52-6	7,5		
61-6	10	970	
62-6	13		
71-6	17	970	1,8
72-6	22		
81-6	30		
82-6	40		
91-6	55	980	
92-6	75		
41-8	2,2	710	1,7
42-8	3		
51-8	4		
52-8	5,5		
61-8	7,5	720	
62-8	10		
71-8	13	730	
72-8	17		
81-8	22	735	
82-8	30		
91-8	40	740	
92-8	55		

Bir qatorli radial sharikli podshipniklar jadval - 12

Podshipnikni belgisi	d	D	B	r	Dinamik yuklanish S, *kN*	Statik yuklanish S_0, *kN*
Engil seriya						
200	10	30	9	1	4,6	2,61
201	12	32	10	1	4,7	2,65
202	15	35	11	1	5,85	3,47
203	17	40	12	1	3,37	4,38
204	20	47	14	1,5	9,81	6,18
205	25	52	15	1,5	10,8	6,95

206	30	62	16	1,5	15,0	10,0
207	35	72	17	2	19,7	13,6
208	40	80	18	2	25,1	17,8
209	45	85	19	2	25,2	17,8
210	50	90	20	2	27,0	19,7
211	55	100	21	2,5	33,3	25,0
212	60	110	22	2,5	40,3	30,9
213	65	120	23	2,5	44,0	34,0
214	70	125	24	2,5	47,9	37,4
215	75	130	25	2,5	50,9	41,1
216	80	140	26	3	55,9	44,5
217	85	150	28	3	64,1	53,1
218	90	160	30	3	73,8	60,5
219	95	170	32	3,5	83,7	69,5
220	100	180	34	3,5	93,9	79,0
O‘rta seriya						
300	10	35	11	1,0	6,24	3,76
301	12	37	12	1,5	7,48	4,64
302	15	42	13	1,5	8,73	5,4
303	17	47	14	1,5	10,7	6,67
304	20	52	15	2,0	12,3	7,79
305	25	62	17	2,0	17,3	11,4
306	30	72	19	2,0	21,6	14,8
307	35	80	21	2,5	25,7	17,6
308	40	90	23	2,5	31,3	22,3
309	45	100	25	2,5	37,1	26,2
310	50	110	27	3,0	47,6	35,6
311	55	120	29	3,0	54,9	41,8
312	60	120	31	3,5	62,9	48,4
313	65	140	33	3,5	71,3	55,6
314	70	150	35	3,5	80,1	63,3
315	75	160	37	3,5	87,3	71,4
316	80	170	39	3,5	94,6	80,1
317	85	180	41	4,0	102	89,2
318	90	190	43	4,0	110	99,0
319	95	200	45	4,0	118	109
320	100	215	47	4,0	133	130
Og‘ir seriya						
403	17	62	17	2,0	17,5	11,9
405	25	80	21	2,5	28,6	20,4
406	30	90	23	2,5	36,5	26,7
407	35	100	25	2,5	42,8	31,3
408	40	110	27	3,0	49,3	36,3

409	45	120	29	3,0	59,2	45,5
410	50	130	31	3,5	67,2	53,0
411	55	140	33	3,5	77,2	62,5
412	60	150	35	3,5	83,9	70,0
413	65	160	37	3,5	90,8	78,1
414	70	180	42	4,0	111	105
415	75	190	45	4,0	117	115
416	80	200	48	4,0	126	125
417	85	210	52	5,0	133	135

Radial – tayanchli bir qatorli sharikli podshipnik jadval – 13

Podshipnikni turi	*d*	*D*	b	*r*	r_1	Dinamik yuklanish qobiliyati *S, kN*	Statik yuklanish qobiliyati S_o, *kN*
46202	15	35	11	1	0,3	5,95	3,51
46203	17	40	12	1	0,3	8,83	5,62
46204	20	47	14	1.5	0,5	11,4	7,64
46205	25	52	15	1,5	0,5	12,2	8,34
46206	30	62	16	1,5	0,5	16,9	12,0
46207	35	72	17	2,0	1,0	22,3	16,3
46208	40	80	18	2,0	1,0	28,3	21,3
46209	45	85	19	2,0	1,0	29,8	23,1
46210	50	90	20	2,0	1,0	31,2	24,3
46211	55	100	21	2,5	1,2	38,6	31,5
46212	60	110	22	2,5	1,2	44,5	36,1
46213	65	120	23	2,5	1,2	53,3	46,0
46214	70	125	24	2,5	1,2	58,0	50,4
46215	75	130	25	2,5	1,2	60,3	53,7
46216	80	140	26	3,0	1,5	67,6	60,0
46303	17	47	14	1,5	0,5	12,4	7,99
46304	20	52	15	2,0	1,0	13,7	8,99
46305	25	62	17	2,0	1,0	20,7	14,6
46306	30	72	19	2,0	1,0	25,1	18,3
46307	35	80	21	2,5	1,2	32,8	24,7
46308	40	90	23	2,5	1,2	38,4	30,1
46309	45	100	25	2,5	1,2	47,2	37,0
46310	50	110	27	3,0	1,5	55,2	43,9
46311	55	120	29	3,0	1,5	67,6	56,3
46312	60	130	31	3,5	2,0	77,3	65,3
46313	65	140	33	3,5	2,0	87,3	74,9
46314	70	150	35	3,5	2,0	98,1	85,3

2. Bir qatorli konussimon rolikli podshipnik

Jadval – I4

Podship-niklarning turi	d	D	T		B	C_1	r	r_1	Dinamik yuklanish, S,kN	Y	e	Statik yuklanshp, C_0, kN	Y_0
			max	*min*									
Yengil seriya													
7202	15	35	12,0	11,5	11	9	1,0	0,3	8,61	1,329	0,451	6,02	0,731
7203	17	40	13,5	13,0	12	11	1,5	0,5	13,5	1,909	0,314	9,12	1,050
7204	20	41	15,5	15,0	14	12	1,5	0,5	18,7	1,666	0,360	13,0	0,916
7205	25	52	16,5	16,0	15	13	1,5	0,5	23,4	1,666	0,360	17,6	0,916
7206	30	62	17,5	17,0	16	14	1,5	0,5	29,2	1,645	0,365	21,9	0,905
7207	35	72	18,5	18,0	17	15	2,0	0,5	34,5	1,624	0,369	25,8	0,893
7208	40	80	20,0	19,0	20	16	2,0	0,8	41,6	1,565	0,383	32,1	0,861
7209	45	85	20,5	20,0	19	16	2,0	1,2	41,9	1,450	0,414	32,8	0,798
7210	50	90	22,0	21,5	21	17	2,0	0,8	51,9	1,604	0,374	39,8	0,882
7211	55	100	23,0	22,5	21	18	2,5	0,8	56,8	1,459	0,411	45,2	0,802
7212	60	110	24,0	23,5	23	19	2,5	0,8	70,8	1,710	0,351	82,4	0,940
7214	70	125	26,0	26,0	26	21	2,5	0,8	94,0	1,124	0,369	80,5	0,893
					Yengil kengaytirilgan seriya								
7506	30	62	21,5	21,0	20,5	17	1,5	05	34,2	1,645	0,365	27,0	0,905
7507	35	72	24,5	24,0	23,0	20	2,0	0.8	49,2	1,733	0,346	39,5	0,953
7508	40	80	25,0	25,0	23,5	20	2,0	0,8	52,9	1,575	0,381	43,9	0,866

7509	45	85	25,0	25,0	23,5	20	2,0	0,8	50,6	1,442	0,416	41,8	0,793
7510	50	90	25,0	25,0	23,5	20	2,0	0.8	58,6	1,426	0,421	50,4	0,784
7511	55	100	27,0	27,0	25,0	21	2,5	0.8	70,8	1,666	0,360	604	0,916
7512	65	110	30,0	30,0	28,0	24	2,5	0,8	82,4	1,528	0,392	74,1	0,840
7513	65	120	33,0	33,0	31,0	27	2,5	0,8	107	1,624	0,369	97,0	0,893
7514	70	125	33,5	33,0	31,0	27	2,5	0,8	108	1,547	0,388	99,0	0,851
7515	75	130	33,5	33,0	31,0	27	2,5	0,8	113	1,476	0,407	106	0,812
7516	80	140	33,5	33,0	33,0	28	3,0	1,0	130	1,493	0,402	124	0,821
O‘rta seriya													
7304	20	52	16,5	16,0	16	13	2,0	0,8	24,5	2,026	0,296	17,4	1,114
7305	25	62	18,5	18,0	17	15	2,0	0,8	29,0	1,666	0,360	20,5	0,916
7306	30	72	21,0	20,5	19	17	2,0	0,8	39,2	1,780	0,337	29,3	0,979
7307	35	80	23,0	22,5	21	18	2,5	0,8	47,2	1,881	0,319	34,6	1,035
7308	40	90	25,5	25,0	23	20	2,5	0,8	59,8	2,158	0,278	45,1	1,187
7309	45	100	27,5	27,0	26	22	2,5	0,8	74,6	2,090	0,287	58,2	1,150
7310	50	110	29,5	29,0	29	23	3,0	1,0	94,7	1,937	0,310	74,4	1,065
7311	55	120	32,0	31,0	29	25	3,0	1,0	10	1,804	0,332	79,9	0,92
7312	60	130	34,0	33,0	31	27	3,5	1,2	116	1,966	0,305	94,4	1,081
7313	65	140	36,5	35,0	33	28	3,5	1,2	131	1,966	0,305	109	1,081
7314	70	150	38,5	37,0	37	30	3,5	1,2	165	1,937	0,310	134	1,065
O‘rta kengaytirilgan seriya													
7604	20	52	22,5	22,0	21,0	18,5	2,0	0,8	28,9	2,011	0,298	21,6	1,106
7605	25	62	25,5	25,0	24,0	21,0	2,0	0,8	44,6	1,149	0,273	35,9	1,206

7606	30	72	29,0	28,5	29,0	23,0	2,0	0,8	60,1	1,882	0,319	50,0	1,035
7607	35	80	33,0	32,5	31,0	27,0	2,5	0,8	70,2	2,026	0,296	60,3	1,114
7609	45	100	38,5	38,0	36,0	31,0	2,5	0,8	102	2,058	0,291	88,8	1,131
7610	50	110	42,5	42,0	40,0	34,0	3,0	1,0	120	2,026	0,296	106	1,114
7611	55	120	46,0	45,0	44,5	36,5	3,0	1,0	145	1,855	0,323	137	1,020
7612	60	130	49,0	48,0	47,5	39,0	3,5	1,2	168	1,966	0,305	154	1,081
7613	65	140	51,5	50,0	48,0	41,0	3,5	1,2	175	1,829	0,328	165	1,006
7614	70	150	54,5	53,0	51,0	43,0	3,5	1,2	200	1,711	0,351	182	0,940

Izoh: bunda $\frac{F_a}{F_r} \le e$; $X = 1, U = 0$; bunda $\frac{F_a}{F_r} \le e$; $X = 0{,}4$, U jadval-39 dan; $X_0 = 0{,}65$; Y_0 - jadval-39 dan

Ko‘shtavr balkalar GOST-8239-72

jadval – I5

Prof. nomeri	O‘lchamlari				F,m^2	I_x, sm^4	W_x, sm^4	i_x, sm	S_x, sm^2	I_u, sm^4	W_y, sm^3	i_y,sm	Massa lp.m.kg
	h	b	d	t									
10	100	55	4,5	7,2	12,0	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22	9,46
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38	11,5
14	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55	13,7
16	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70	15,9
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88	18,4
18a	18,	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12	19,9
20	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07	21,0
20a	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32	22,7

22	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27	24,0
22a	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,50	25,8
24	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37	27,3
24a	240	125	5,6	9,8	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63	29,4
27	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54	31,5
27a	270	135	6,0	10,2	43,2	5500	407	11,3	229	337	50,0	2,80	33,9
30	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69	36,5
30a	300	145	6,5	10,7	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95	39,2
33	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79	42,2
36	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89	48,6
40	400	155	8,3	13,0	72,6	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03	57,0
45	450	160	9	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09	66,5
50	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23	78,5
55	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39	92,6
60	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54	108

Shvellerlar GOST 8240-72

jadval - 16

Prof. nomeri	O'lchamlari				F,m^2	I_x, sm^4	W_x, sm^4	i_x, sm	S_x, sm^2	I_y, sm^4	W_y, sm^3	i_y,s m	z_0,s m	Massa 1p.m.kg
	h	b	d	t										
5	50	32	4,4	7,0	6,19	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,954	1,16	4,84
6,5	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15,0	2,54	9,0	8,7	3,68	1,08	1,24	5,90
8	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31	7,05
10	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44	8,59
14	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,67	12,3

14a	140	62	4,9	8,7	17,0	545	77,8	5,66	45,1	57,5	13,3	1,84	1,87	13,3
16	160	64	5,0	8,4	18,1	747	93,4	6,42	54,1	63,6	13,8	1,87	1,80	14,2
16a	160	68	5,0	9,0	19,5	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2,00	15,3
18	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86	17,0	2,04	1,94	16,3
18a	180	74	5,1	9,3	22,2	1190	132	7,32	76,1	105	20,0	2,18	2,13	17,4
20	200	76	5,2	9,0	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07	18,4
20a	200	80	5,2	9,7	25,2	1670	167	8,15	95,9	139	24,2	2,35	2,28	19,8
22	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21	21,0
22a	220	87	5,4	10,2	28,8	2330	212	8,99	121	187	30,0	2,55	2,46	22,6
24	240	90	5,6	10,0	30,6	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42	24,0
24a	240	95	5,6	10,7	32,9	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78	2,67	25,8
27	270	96	6,0	10,5	35,2	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47	27,7
30	300	100	6,5	11,0	40,5	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52	31,8
33	330	105	7,0	11,7	46,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59	36,5
36	360	110	7,5	12,6	53,4	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68	41,9
40	400	115	8,0	13,5	16,5	15220	761	15,7	444	642	73,2	3,23	2,75	48,3

ADABIYoTLAR:

1	O‘zbekiston Respublikasi ensiklopediyasi. Qomuslar Bosh tahririyati. Toshkent, 1997 yil	
2	Ilmiy referativ jurnal «Mexanika muammolari», №2, 1994 y. , № 3 – 1993 y. , № 2 – 3 2002 y. va № 5-6 2004 y.	
3	Materiali mejdunarodnoy nauchno-texnicheskoy konferensii posvyaschennie 100 – letiyu M. T. Urazbaeva. Sovremennie problemi i perspektivi mexaniki. Tashkent, 2006 g.	
4	A. A. Kosmodemyanskiy	Ocherki po istorii mexaniki, M.
5	V. S. Verginskiy	Ocherki istorii nauki i texniki, M.
6	V. P. Lishevskiy	Oxotniki za istinoy. Rasskazi o tvorsax nauki, Moskva, «Nauka», 1990
7	N. N. Ivanov	Soprotivlenie materialov, M.
8	R. Tojiboev, A. Jo‘raev	Mashina detallari, Toshkent. «O‘qituvchi», 2002 .
9	K. I. Zablonskiy i drugie.	Prikladnaya mexanika. Moskva, «Visshaya shkola», i drugie, 1979 g.
10	A. A. Erdedi va boshqalar	Texnik mexanika. Toshkent, «O‘qituvchi», 1987 y.
11	M. Murodov, va bosh-qalar	Nazariy mexanika, Toshkent, «Istiqlol» 2004 y.
12	P. Sh. Shoxaydarova va boshqalar	Nazariy mexanika, Toshkent, «O‘qituvchi», 1998 y.
13	R. Karimov, A. Soliev	Amaliy mexanika, Toshkent, «Fan va texnologiyalar» 2005 y.
14	V. I. Kovalevskiy, U. X. Qo‘chqorov	Amaliy mexanika. Ruscha-o‘zbekcha atamalar lug‘ati. Qomuslar Bosh tahririyati. Toshkent, 1995 y.
15	A. Jo‘raev va boshqalar	Mexanizm va mashinalar nazariyasi. Toshkent, «O‘qituvchi» 2004 y.
16	H. H. Usmonxo‘jaev	Mexanizm va mashinalar nazariyasi. Toshkent. «O‘qituvchi», 1981 y.
17	N. S. Bibutov	Materiallar qarshiligi asoslari. Toshkent, «Minhoj»2003 y.
18	V. K. Kachurin va boshqalar	Materiallar qarshiligidan masalalar to‘plami. Toshkent «O‘qituvchi», 1998 y.
19	M. Ergashov	Materiallar qarshiligidan hisoblash loyihalash ishlari. Toshkent, Moliya, 2004 y.
20	I. Sulaymonov	Mashina detallari. Toshkent. «O‘qituvchi» 1987 y.
21	G. M. Ickovich i drugie	Kursovoe proektirovanie detaley mashin. Moskva. «Mashinostroenie» 1983 y.
22	N. S Bibutov, M. M. Murodov	Amaliy mexanika, Kasb-hunar kollejlari uchun darslik. Toshkent. «Uzinkomsentr», 2003 y.
23	N. S. Bibutov	Texnik mexanikadan amaliy mashg‘ulotlar. Toshkent, Ilm-ziyo. 2006 y
24	F. G. Zuev va boshqalar	Mexanizatsiya pogruzochno-razgruzochnix, transportnix i skladskix rabot. Moskva, 1988 g.
25	V. I. Feodosev	Soprotivlenie materialov, Moskva, Nauka, 1986 g.
26	G. B. Iosilevich i drugie	Prikladnaya mexanika, Moskva, «Visshaya shkola», 1989 g.
27	M. I. Rubinin	Rukovodstvo k prakticheskim zanyatiyam po soprotivlengiyu materialov, Moskva, «Mashgiz», 1957 g.

MUNDARIJA

	KIRISh	5
	Mexanika tarixidan qisqacha ma'lumot	6
	Mashina va inshoot elementlari haqida tushuncha	73
	Mashina va inshoot qismiga qo'yiladigan talablar	78
	Mexanizm va mashina detallarini tayorlashda ishlatiladigan materiallar to'g'risida qisqacha ma'lumot	79
	O'zaroalmashinish, turlari, cheklama va o'tqazmalar tizimi	81
	1-bo'lim. MEXANIKA ASOSLARI	
	Harakatlanuvchanlik va bog'lanishlar	94
	Mexanizmlarning turlari, tuzilishi va ishlatilishi	96
1.1	Mexanizmni strukturaviy tahlil qilish	97
	Tekis mexanizmlarni Asur – Artobolevskiy tasnifi	98
	Mexanizmlarning racional klassifikatsiyasiga nisbatan qo'yilgan talablar	100
1.2	Kinematika	104
1.2.1	Nuqta kinematikasi:	
	Nuqta harakatining berilish usullari	105
	Nuqtaning tezligi	106
	Nuqtaning tezlanishi	107
	Misol	108
1.2.2	Qattiq jism kinematikasi. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati	112
	Qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi qattiq jismning tezlik va tezlanishi	113
	Tekis parallel harakat haqida tushuncha	116
	Tezliklarning oniy markazi	116
	Tekis parallel harakatni ilgarilanma va aylanma harakatlarga ajratish	119
	Misollar	120
1.2.3	Richagli mexanizmlarni kinematikasi:	123
	Elementar richagli mexanizmlarning turlari	124
	Mexanizmlarning kinematik tahlili usullari	125
	Mexanizmning kinematik sxemasini chizish	125
	Mexanizm kinematikasini diagramma usulda tekshirish	126
	Mexanizm kinematikasini tezlik va tezlanish planlari yordamida tekshirish	126
	Misollar	127
1.3.	Mexanizm va inshootlarga ta'sir qiluvchi kuchlar	143
1.3.1	Kuch haqida aksiomalar	144
1.3.2.	Kuch turlari	145
1.3.3	Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari	147

1.3.4	Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasi.....	148
1.3.5.	Kuchning o'qdagi proeksiyasi.....	149
	Teng ta'sir etuvchini analitik usulda aniqlash. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning muvozanati.....	150
1.3.6	Kuchning nuqtaga nisbatan momenti.....	151
1.3.7	Kuchning o'qqa nisbatan momenti.....	152
1.3.8.	Juft kuchlar. Juft kuch va juft kuchning momenti.....	153
	Juft kuch momentiga oid teorema.....	154
	Juft kuchlar sistemasining muvozanati.....	155
1.3.9	Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi. Kuchni o'ziga parallel ravishda ko'chirishga oid lemma.....	155
	Kuchlar sistemasining bosh vektori va bosh momenti.....	156
	Kuch sistemasining bosh vektorini va bosh momentini hisoblash.....	157
1.3.10	Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari.....	158
	Tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari. Bir nuqtaga qo'yilgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari.	158
	Tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining analitik muvozanat shartlari.....	159
	Tekislikdagi parallel kuchlarning muvozanat shartlari.....	160
	Ishqalanish.....	160
	Misollar.....	165
1.4	Parallel kuchlar markazi va og'irlik markazi. Bir tomonga yo'ralgan kuchlarni qo'shish.....	172
	Parallel kuchlar markazi.....	173
	Qattiq jism og'irlik markazining koordinatalari.....	174
1.5	Tekis kesim yuzalarining geometrik tavsiflari. Statik moment va inersiya momentlari.....	176
	Parallel o'qlarga nisbatan inersiya momentlari.....	178
	Koordinata o'qlarini aylantirganda inersiya momentlarini o'zgarishi	178
	Misollar.....	180
1.6	Dinamikaning asosiy tushunchalari	185
1.6.1	Moddiy nuqta harakatining differensial tenglamalari.....	186
1.6.2	Dinamikaning masalalari.....	186
1.6.3.	Mexanik sistema. Mexanik sistemaga ta'sir etuvchi kuchlar.....	187
	Mexanik sistema harakatining differensial tenglamalari.....	189
	Bog'lanishdagi mexanik sistema harakatining differensial tenglamalari.....	190
1.6.4	Sistemaning massalar markazi va uning koordinatalari.....	190
	Sistemaning inersiya momentlari.....	191
1.6.5	Dalamber prinsipi.....	192
	Misollar.....	194
1.7	Mexanizm bo'g'inlaridagi inersiya kuchlarini aniqlash.....	196

1.7.1	Mexanizmlarni kuchlar ta'sirida hisoblash	194
	Jukovskiy teoremasi	203
1.8.	Ish va quvvat	205
1.9.	Kulachokli mexanizmlar	208
2.1	Kesish usuli	214
	Kuchlanish va deformatsiya	216
	Kuchlanishlar konsentratsiyasi	217
	Kontakt kuchlanishlar. Qattiqlik	218
2.2.	Cho'zilish va siqilish	219
	Kuchlanish va deformatsiya	220
	Harorat ta'sirida kuchlanish va deformatsiya	222
	Xususiy og'irlik ta'sirida kuchlanish va deformatsiya	223
	Cho'zilish va siqilishda statik noaniq masalalar	224
	Materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash	225
	Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash	231
	Misol	232
2.3	Kuchlanganlik holatlari va mustahkamlik nazariyalari	237
	Chiziqli kuchlanganlik holati	237
	Tekis kuchlanganlik holati	238
	Hajmiy kuchlanganlik holati	240
	Deformatsiyaning potensial energiyasi	241
	Mustahkamlik nazariyalari	242
2.4	Siljish	246
	Sof siljishda kuchlanish va deformatsiya	247
	Siljishda mustahkamlik shart	248
2.5	Buralish	249
	Burovchi moment haqida tushuncha	249
	Doiraviy kesim yuzali bruslarning buralishida kuchlanish va deformatsiya	250
	Buralishda mustahkamlik va bikrlik shart	252
	Vintsimon silindrik prujinalarni hisoblash	253
	Misollar	255
2.6	Egilish	262
	Ichki kuch faktorlarini aniqlash	263
	M, Q va *q* orasidagi differensial bog'lanishlar	265
	Misol	266
	Egilishda normal kuchlanishni aniqlash	273
	Egilishda urinma kuchlanishni aniqlash	278
	Egilishda kuchishni aniqlash	279
	Misollar	283
2.7	Murakkab qarshiliklar	288
	Egilish bilan buralishni birgalikdagi ta'siri	288
	Qiyshiq egilish	290
	Markazlashmagan siqilish yoki cho'zilish	292
	Misol	294
2.8	Siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka hisoblash	305
	Kritik kuchni aniqlash	305

	Eyler formulasini ishlatish chegarasini aniqlash	306
	Ustuvorlik shart	308
	Misol	309
2.9	Dinamik va o`zgaruvchan kuchlanishlar	311
	Tekis tezlanishli harakatda kuchlanishni aniqlash	311
	Zarb ta`sirida kuchlanish. Zarbga sinash	312
	O`zgaruvchan kuchlanishlar	313
2.10	Egri sterjenlar	317
	M. Q va N – larni aniqlash	317
	Kuchlanish	318
	Normal kuchlanish formulasini tahlili	319
2.11.	Yupqa devorli idishlarni hisoblash	321
	III bo'lim. Mashina detallari	
	Yuritma. Elektrodvigatelni tanlash	326
	Yuritmada kinematik va kuch munosabatlari	327
3.1	Mexanik uzatmalar	329
3.1.1	Tishli uzatmalar	330
	Ilashma nazariyasining asoslari	331
3.1.2	To`g`ri tishli silindrik uzatma	333
3.1.3	Qiyshiq tishli silindrik uzatma	334
	O`qlararo masofa va ilashma moduli	336
3.1.4	Konussimon tishli uzatma	338
3.2.	Kirmaksimon uzatma	340
	Kirmakni geometriyasi	341
	Kuch munosabatlari	343
3.3	Tasmali uzatmalar	344
	Yassi tasmali uzatmalar	345
	Ponasimon tasmali uzatmalar	346
	Misol	348
3.4	Zanjirli uzatmalar	350
	Zanjirli uzatmalar detallari	350
	Uzatmaning asosiy parametrlari	351
	Misol	352
3.5	Friksion uzatmalar	353
	Silindrik friksion uzatmani hisoblash	354
3.6	O`qlar va vallar	355
	Vallar	355
	Vallarning yuklanishi	356
	Val va o`qlarni hisoblash	357
3.7	Podshipniklar	360
	Sirpanish podshipniklari	360
	Dumalash podshipniklari	362
3.8	Reduktorlar	367
	Bir pog`onali silindrik reduktor va zanjirli uzatmali yuritmani loyihalash	368
	Bir pog`onali konussimon reduktor va zanjirli uzatmadan tashkil topgan yuritma loyihalash	368

	Bir pog‘onali kirmakli reduktorni loyihalash	371
3.9	Detallarning birikmalari	377
	Parchin mixli birikmalar	377
	Payvand birikmalar	378
	Misollar	381
	Rezbali birikmalar	383
	Shponkali birikmalar	385
	Shlitsali birikmalar	386
	IV bo‘lim. Yuk ko‘tarish-tashish mashinalari	
	Ko‘tarish va tashish mashinalarining turlari	442
4.1	Ko‘tarish va tashish mashinalarini takomillashtirish yo‘nalishlari	444
4.2	Tashish ishlarini turi va xarakteristikalari	444
4.3	Tortish elementli uzlusiz harakatlanuvchi mashinalar	444
	Misol	446
4.4	Elevatorlar	450
4.5	Pnevmatik transportlar	451
4.6	Gidravlik transport qurilmalari	452
4.7	Yuk ko‘taradigan mashinalar	452
4.8	Yuk ko‘tarish organlarini hisoblash	454
4.9	Sirtmoqlar, stroplar va greyferlar	456
4.10	Egiluvchan organlar	457
4.11	Polispastlar	457
	YuKTM - tortish jihozlari	459
	Yuklash-tushirish mashinalari va qurilmalari	462
	Robotlar to‘g‘risida ma’lumot	466
	Amaliy mexanika fanini o‘qitish uslubiyotiga doir	469
	Amaliy mexanikada tayanch iboralarning lug‘aviy ma’nosi	476
	«Amaliy mexanika» fanidan testlar	491
	Ilova	530
	Adabiyotlar	538

Bibutov Narzulla

AMALIY MEXANIKA

Oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun o‘quv qo‘llanma

Toshkent – «Yangiyul poligraph service» – 2008

Muharrir A. Zolotaryova.
Texnik muharrir A. Kaybisheva.
Kompyuterda sahifalovchi B. Azimov.

Original-maketdan bosishga ruxsat etildi 26.08.08.
Bichimi 60x90 1/16. «Times» garniturasi.
Ofset usulida bosildi. Shartli b. t. 34,0.
Nusxasi 2000. Buyurtma № 42.

«Yangiyul poligraph service» MCHJ bosmaxonasida bosildi.
Yangiyo‘l sh., Samarqand ko‘chasi, 44.

Bahosi shartnoma asosida.

22. 2
B66

Bibutov N. S.
Amaliy mexanika: Oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun o‘quv qo‘l. // N. S. Bibituv; O‘zR oliy va o‘rta-maxsus ta‘lim vazirligi. – Toshkent: Yangiyul poligraph service, 2008. – 544 b.

BBK 22. 2ya73

POLIGRAPH SERVICE

ISBN 978-9943-309-42-5