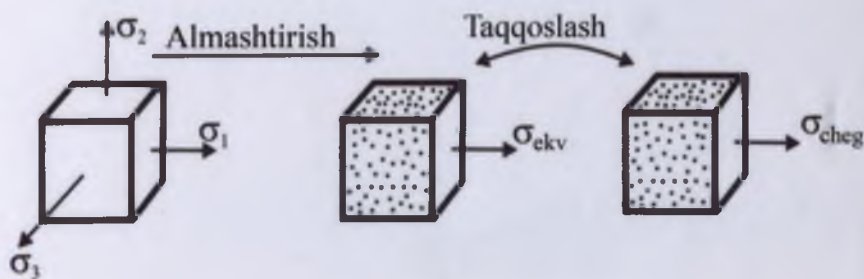


Abdimital Nabyev

MATERIALLAR QARSHILIGI

(nazariyalar va masalalar)



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

TOSHKENT KIMYO – TEXNOLOGIYA INSTITUTI

Abdimital Nabiyeu

MATERIALLAR QARSHILIGI

(nazariyalar va masalalar)

*O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus
ta‘lim vazirligi tomonidan oliy ta‘lim muassasalarining
5111000-Kasb ta‘limi (5340200 – Bino va inshootlar qurilishi),
5111000-Kasb ta‘limi (5340300 – Shahar qurilishi va xo‘jaligi),
5340200– Bino va inshootlar qurilishi (sanoat va fuqaro binolari),
5340300–Shahar qurilishi va xo‘jaligi, 5340500 –Qurilish materiallari,
buyumlari va konstruksialarini ishlab chiqarish singari bakalavriyat
ta‘lim yo‘nalishi talabalari uchun darslik sifatida tavsiya etilgan*

TOSHKENT – 2020

UO'K: 53(075.8)

БКБ: 22.3я73

A.Nabiyev, Materiallar qarshiligi (nazariyalar va masalalar). Darslik. Qayta ishlangan va to'ldirilgan 4-nashr. –T.: "IQTISODIYOT DUNYOSI", 2020. - 360 b.

Darslik «Materiallar qarshiligi» fani bo'yicha oliy texnika ta'lim muassasalar uchun tasdiqlagan amaldagi o'quv dasturlariga muvofiq yozilgan.

Darslikda materiallarning cho'zilish-siqilish, siljish, buralish, egilish va murakkab qarshilikka duch keluvchi konstruksiya qismlarida paydo bo'luvchi zo'riqish – ichki kuch, kuchlanish, ko'chish va deformatsiyalarni aniqlashga oid nazariy-amaliy hamda asosiy mexanik xossalarni tajribaviy o'rganishga doir ma'lumotlar tizimli bayon etilgan. SHuningdek, siqilgan sterjenlarning ustuvorligi, zarbali va davriy o'zgaruvchan yuklarda mustahkamlik, bruslarning elastiklik chegarasidan keyin deformatsiylanishini o'rganishga oid materiallar ham yoritilgan.

MathCAD dasturi yordamida ichki kuchlar va kuchlanishlarni aniqlash hamda ularning epyuralarini qurish hamda matritsalar metodini statik aniq va statik noaniq masalalar echishga joriy etishga alohida e'tibor qaratilgan.

Darslik texnika oliy ta'lim muassasalarida qurilish, shuningdek transport va sanoatning mashinasozlik, samolyotsozlik, avtomobilsozlik, metallurgiya, kimyo-texnologiya sohaları hamda to'qimachilik va engil sanoat sohaları bo'yicha ta'lim olayotgan talabalarga mo'ljallangan. Undan muhandislik konstruksiyalarini loyihalash va hisoblash bilan shug'ullanuvchi mutaxassislar, texnika oliy ta'lim muassasalari va kasb-hunar kollejlarning Texnika mexanikasi fani o'qituvchilari ham foydalanishlari ko'zda tutilgan.

Mas'ul muharrir: fizika-matematika fanlari doktori,
professor B.Mardonov

Taqrizchilar: texnika fanlari doktori, professor K.Abdurashidov,
texnika fanlari nomzodi, dotsent Z.SHodmonova,
texnika fanlari nomzodi, professor v.b. S.Hasanov,
texnika fanlari bo'yicha falsafa doktori (PhD) A.SHernaev,
katta o'qituvchi SH.Mo'minov

Ustozim – mashhur akademik Xalil Ahmedovich Raxmatulinning yorqin xotirasiga bag'ishlanadi

ISBN: 978-9943-5223-8-1

- © "Fan va texnologiya" nashriyoti, 2005.
- © "Yangi asr avlodi" nashriyoti, 2008.
- © "Navro'z" nashriyoti, 2019.
- © "IQTISODIYOT DUNYOSI", 2020.

Учебник написан в соответствии с действующей программой дисциплины «Сопротивление материалов» для высших технических вузов.

В учебнике содержится систематическое изложение теоретико-практических материалов по определению внутренних усилий, напряжений, перемещения и деформации при растяжении или сжатии, сдвига, кручении, изгибе, сложного сопротивления элементов конструкции, а также по опытному определению основных механических свойств материалов. Изложены материалы устойчивости сжатых стержней, прочности при ударных и циклически изменяющихся нагрузках, а также при упругопластической деформации.

Большое внимание в учебнике уделено истолкованию ряда практических примеров по определению и построению эпюры внутренних усилий с помощью программы MathCAD, а также применению матричного метода к решению статически определимых и неопределимых систем.

Учебник предназначен для студентов строительных и транспортных специальностях, а также студентов, обучающихся на специальностях машиностроительной, металлургической, самолётостроительной, автодорожной, химико-технологической, текстильной и легкой промышленности вузов. Может использоваться специалистами, сталкивающимися в практической деятельности с проектированием и расчетом инженерных конструкций, преподавателями технической механики вуза и профессионального колледжа.

The textbook "Strength of Materials" is written in accordance to the program discipline of technics higher educational establishment of Uzbekistan.

Afore-mentioned in this textbook is an account of Experimental Study of the Properties of Materials, Tensions and Compressions, Shear, Torsion, Bending, Complex Deformations, Buckling and Basic Definitions of Dynamic and of Fatigue Analyses Loads. As well as this, the course book will show Nominated External Forces and Deformations, Displacements, Internal Forces and Method of Sections.

Of particular note the book gives an account of Basic Concepts, Determinations and Construction Diagrams of Internal Forces and Stresses, Program MathCAD, Analyses of Method Matrix Theories of Simple Statically Indeterminate Systems, which are widely used in engineering today.

Aforesaid textbook is intended for students of technical higher educational establishments of mechanical engineering, motor-car construction, chemical industry, building, metallurgical science, heavy and light industry, and transport professions. Besides that, it can also be used by advantage advisability engineers and technicians in research institutes, teachers of "Technical Mechanics" in professional colleges and technical higher educational institutes.

TO'RTINCHI NASHRGA SO'Z BOSHI

Zamonaviy darslik axborot modelining asosini tashkil etib, DTS, o'quv dasturi, uslubiyoti va didaktik talablari asosida milliy istiqloq g'oyalari singdirilgan, muayyan o'quv fanining mavzulari to'liq yoritilgan, fanning asoslarini mukammal o'zlashtirilishiga qaratilgan davlat nashridir.

Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan mazkur darslik 2018 yil 27 martda 274-139 raqam bilan ro'yxatga olingan bo'lib, u modulli ta'lim texnologiyasi doirasida kompyuterlashtirilgan o'qitish texnologiyasini qo'llashga imkon beradi, qaysiki MathCAD dasturini qo'llanilishi talabalarni ijodiy, tahliliy, tanqidiy va izchil yondoshuvlarga o'rgatadi.

Modulli ta'limning asosiy maqsadlari ham DTSga mos bo'lib, darslik yaratishda kognitiv, psixomotor va affektiv o'rganish sohalari inobatga olingan. Xususan, talaba:

- kognitiv o'rganish sohasida konstruktiviyalarni fikran qismlarga ajratish va ularga qo'yiladigan konstruktiv-iqtisodiy talablar, fanning tadqiqot mavzui – predmeti va metodlari, hisoblash-loyihalash chizmasi, asosiy cheklanishlar, fanning tarixi va jamiyatdagi o'rni kabi muhim ma'lumotlarning mazmun-mohiyatini chuqurroq o'zlashtiradi;

- psixomotor o'rganish sohasida muammoga ko'ra brularni sterjen, val va to'sin shaklida tasvirlay olish, tashqi yuklarni va deformatsiyalarni turkumlay olisni uddalaydi;

- affektiv o'rganish sohasida esa asosiy maqsad iqtisodiyot talablarini qanoatlantiruvchi konstruktiv qismlarini mustahkamlik, birklik va ustuvorlikka hisoblash jarayonlari fanda talab etilayotgan kompetensiyalarni egallash zarur va etarli ekanligini chuqur his qiladi.

Mazkur darslik oliy texnika ta'lim muassasalarida qurilish sohasidan tashqari transport va sanoat (mashinasozlik, samolyotsozlik, avtomobilsozlik, metallurgiya) hamda kimyo-texnologiya, to'qimachilik va engil sanoat sohalari bo'yicha ta'lim olayotgan talabalarga ham mo'ljallangan. Undan tadqiqotchilar, Texnika mexanikasi fani o'qituvchilari, soha muhandislari ham foydalanishlari mumkin.

Qo'lyozmaning mazmuni va sifatini oshirish borasida bergan foydali maslahatlar uchun fizika-matematika fanlari doktori, professor B.Mardonov, dotsentlar A.Jalalov, A.Bayzakov, T.Safarov, SH.Xoliqulov, J.Jalolov va katta o'qituvchi E.Nematovlarga muallif samimiy minnatdorchilik bildiradi.

Darslikning mazmuni va sifatini boyitishga qaratilgan barcha tanqidiy fikr-mulohazalari uchun hurmatli kitobxonlarga oldindan minnatdorchilik bildirilgan holda, ularni ma'lum qilishingizi so'raladi.

Muallif.

I-MODUL. KIRISH

1.1-§. Materiallar qarshiligi fanining asosiy uchta masalasi

Modulning asosiy maqsadi: talabalarga iqtisodiy tomondan arzon va tejimli, texnologik jihatdan esa tayyorlanishi qulay va eng muhimi mustahkamlik, birklik hamda ustuvorlik kabi muhim konstruktiv talablarni qanoatlantirishga layoqatli konstruksiya qismlarini amaliy loyihalash-hisoblashga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Statikaning asosiy aksiomalari, bog'lanishlar va bog'lanish reaksiyalari, statikaning muvozanat tenglamalari
2	Matematika	Vektor tushunchasi, vektorning o'qdagi proeksiyasi, vektorlar ustida amallar. Funksiyaning hosilasi, aniq integral
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Konstruksion materiallar to'g'risida umumiy tushunchalar. Materiallarning tuzilishi, kristallanishi, temir-uglorod qotishmalarining holat diagrammasi.

Muhandislik konstruksiyalari va ularning qismlari o'zlariga qo'yilgan yuklar ta'siriga chidamli bo'lib, ishlatilish davrining boshidan oxirigacha xavf-xatarli holatlarni mutloq sodir etmasliklari uchun quyidagi uchta muhim konstruktiv talablarni qanoatlantirishi zarur.

Tashqi yuklar ta'siridagi konstruksiya yoki konstruksiya qismlarining:

- buzilmasdan (bo'laklarga ajralib ketmasdan) qarshilik ko'rsatib, bardosh bera olishi **mustahkamlik**;

- geometrik o'lchami va shakli o'zgarsa-da, ammo «haddan tashqari katta» deformatsiyalar hosil qilmasligi yoki boshqacha aytganda, deformatsiyalarga qarshilik ko'rsata olishi **birklik**;

- dastlabki (yuk qo'yilmagan paytdagi) elastik muvozanat holatni saqlay olishi esa **ustuvorlik** deyiladi.

Mazkur konstruktiv talablar ko'pincha Materiallar qarshiligining uchta asosiy masalasi ham deb yuritiladi.

Loyihalash paytida konstruksiya yoki konstruksiya qismlarining ko'ndalang kesim yuzasi kattalashtirilsa, ularning mustahkamligi, birkligi va ustuvorligi oshishi tabiiy. Ammo bunday yo'l bilan qo'yilgan muammoni hal etish iqtisodiy jihatdan samarasiz: material va mehnat juda ko'p sarflanadi. SHu bois, muhandislar loyihalashning boshqa usullarini izlashlari hamda ular orasidan iqtisodiy tomondan arzon, tejimli, texnologik jihatdan esa tayyorlanishi qulay va eng muhimi yuqorida qo'yilgan uchta talablarni iloji boricha bir vaqtda qanoatlantira oladigan loyihalardan birini tanlashlari, aniqrog'i, materiallar qarshiligi faniga murojaat qilishlari lozim.

Materiallar qarshiligi fanining ilmiy asoslanganligi nazariy jihatdan

matematika, qattiq jismlar fizikasi, eksperimental jihatdan esa materialshunoslik, informatika va axborot texnologiyalari kabi aniq fanlar bilan chambarchas bog'langan holda rivojlanayotganligida va muhandislik amaliyotida qo'llanilayotganligida namoyon bo'ladi.

Bu fan asosan og'ir sanoat (mashinasozlik, samolyotsozlik, asbobsozlik va metallurgiya), qurilish, transport, kimyo-texnologiya, to'qimachilik va engil sanoat sohalarining rivojlanishida muhim, etakchi o'rin egallaydi.

Aslida masalaning qo'yilishi nuqtai nazaridan qaralganda materiallar qarshiligi fani go'yoki ko'p jihatdan nazariy mexanikaga o'xshashdek tuyuladi. Darhaqiqat, ikkala fanda ham kuchlar yoki kuchlar tizimining jismlarga ko'rsatgan ta'siri va muvozanati o'rganiladi. Ammo bu fanlarda o'rganilayotgan ob'ekt – konstruksiya qismlariga o'ziga xos holda yondashiladi.

Muvozanat va harakatni o'rganadigan nazariy mexanikada jismlar mutlaq (absolyut) qattiq jism deb qaraladi. Boshqacha aytganda, bu fanda mutlaq qattiq jismga tashqi kuchlar ta'sir etganda uning zarrachalari orasidagi masofa o'zgarmaydi, deb hisoblanadi; bu esa mutlaq qattiq jismning shakl va o'lchamlari umuman o'zgarmaydi, degan ma'noni ham anglatadi.

Materiallar qarshiligida esa tashqi ta'sir tufayli barcha jismlarning geometrik shakli va o'lchamlari o'zgarishi oqibatida ular deformatsiyalanadi, deb qaraladi. Aniqrog'i, amalda konstruksiya qismlariga deformatsiyalanuvchi qattiq jism tarzida yondashiladi.

1.2-§. Konstruksiya va uning qismlarini modellashirish

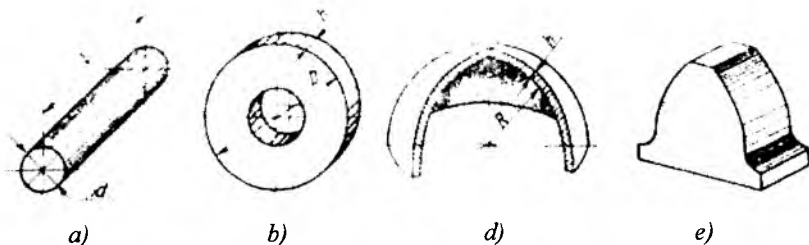
Barcha muhandislik konstruksiyalari yoki ularning qismlari shunday o'ziga xos xususiyatlarga egaki, birinchidan ular juda murakkab ko'rinishlarga ega bo'lsa, ikkinchidan esa ishlatilish davrida turlicha tashqi omillarga duch keladi. SHu sababli loyihalash-hisoblash jarayonlarida haqiqiy (real) ob'ektlarning barcha xususiyatlarini bir vaqtda e'tiborga olish juda qiyin. Hatto o'ta zamonaviy fan-texnika va texnologiya yutuqlaridan foydalangan taqdirda ham murakkab sharoitlarda qo'llanilayotgan ayrim konstruksiyalar yoki ularning qismlari uchun yuqoridagi muammolarni to'laqonli hal etish mushkuldir.

SHuning uchun mazkur fanni o'rganish barobarida hamda uning barcha echim va xulosalarini olishda qo'llaniladigan tadqiqot metod va usullari hayotda ro'y beradigan hodisalar va jarayon (fizik, mexanik, texnologik, kimyoviy va shu kabi)larni ixchamlashtirilgan va soddalashtirilgan ko'rinishlarda tasvirlash – modellashirishga ham asoslanadi. Garchi amaldagi modellashirish jarayoni ma'lum darajada shartli bo'lsa-da, biroq ixtiyoriy emas, ya'ni aniq qonuniyatga bo'ysunadi.

Material modeli. Muhandislik amaliyotida metall (po'lat, cho'yan, mis kabilar) va uning qotishmalari, metalmas (polimer, plastmassa kabilar) hamda yog'och, tosh, g'isht, shisha, qurilish ashyolari singari materiallar ko'p ishlatiladi. Ushbu materiallar qattiq jismlar fizikasida fizikaviy va muhandislik-fizikaviy modellar hamda deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar mexanikasida esa yaxlit jismlar – muxandislik modeli sifatida o'rganiladi.

SHakl modeli. Geometrik o'lchami va shakliga ko'ra, barcha deformatsiyalanuvchi qattiq jism (ob'ekt)lar uchta guruh: brus, plastinka yoki qobiq va vazmin jismlarga ajratiladi (I.1-shakl).

Ko'ndalang kesim yuza o'lchamlari uzunlik o'lchamiga nisbatan juda kichik bo'lgan jismlar **brus** deyiladi (I.1-shakl, a). Bruslar o'qlarining holatiga ko'ra to'g'ri yoki egri, ko'ndalang kesim yuzasiga ko'ra esa o'zgarmas yoki o'zgaruvchan kesim yuzali bo'lishi mumkin. Agar brus cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatsa **sterjen**, buralishga qarshilik ko'rsatsa **val** va egilishga qarshilik ko'rsatsa **to'sin** deb ataladi.



I.1-shakl

Bir qancha sterjenlarning sharnirlar vositasida tutashtirilishidan hosil bo'lgan geometrik o'zgarmas tuzilma **ferma** deyiladi. Bir qancha bruslarning o'zaro biki qilib tutashtirilishi natijasida hosil bo'lgan tuzilma **rama** deyiladi. Ramaning vertikal sterjenlari **ustun**, gorizontall sterjenlari esa **rigel** deyiladi.

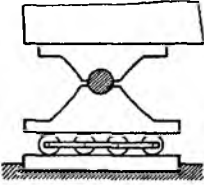
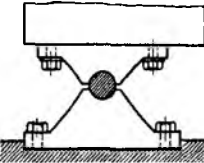
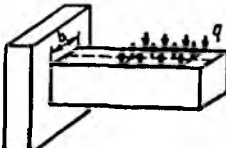
Uchala o'lchamlari mos ravishda bir-birlaridan taxminan 8+10 martagacha farq qiluvchi jismlarga yuqqa devorli sterjen deyiladi. YUqqa devorli sterjenlar garchi nisbatan engil bo'lsa-da, etarlicha mustahkamlik va bikiikka ega; shu sababli ular mashinasozlik, samolyotsozlik, kemasozlik va qurilish konstruksiyalarida keng ko'lamda ishlatiladi.

Qalinligiga nisbatan qolgan ikkita o'lchamlari katta bo'lgan va tekis parallel sirtlar bilan chegaralangan jismga **plastina** yoki **plita** deb ataladi (I.1-shakl, b); agar bu jismlar egri sirtlar bilan chegaralansa, ularga **qobiq** deyiladi (I.1-shakl, d).

Imorat qavatlarini orasini yopuvchi temir-beton plitalar hamda qobiqlarga misol bo'luvchi turli me'morchilik gumbazlari qurilishda juda ko'p uchraydi.

Uchala o'lchamlari ham bir xil tartibda bo'lgan jism **vazmin jism** deyiladi (I.1-shakl, e). Odatda, binolarning asosi, devor damba, ko'priklar tayanchi va shu kabilar vazmin jismlarga misol bo'ladi.

Tayanch modeli: To'sin misolida tayanch modelini ko'rib chiqamiz. Odatda, turli xil val, o'q, bolt va hatto tishli g'ildiraklarning tishlari kabilar ham mustahkamlik, bikiikka va ustuvorlikka oid loyihalash-hisoblash jarayonlarida to'sin sifatida qaraladi. To'sinlar konstruktiv shakllari turlicha bo'lgan sharnirli-qo'zg'aluvchan, sharnirli-qo'zg'almas va qistirib mahkamlangan tayanchlarga o'rnatiladi (I.2-shakl).

	1. S'Harnirli-qo'zg'aluvchan tayanch to'sin uchining gorizontaal ko'chishi va ko'ndalang kesimining aylanishiga qarshilik ko'rsatmaydi. Bunday tayanch chizmada tasvirlanganda tayanch reaksiyasi tayanch bog'lanishi bo'ylab yoki g'ildiraklarning tayanch tekisligiga tik yo'nalgan bo'ladi.	
	2. S'Harnirli-qo'zg'almas tayanch nuqtaga tegishli kesimning erkin aylanishiga imkon bersada, lekin to'sin uchining hech qanday chiziqli ko'chishiga yo'l qo'ymaydi. Bunday tayanch chizmada tasvirlanganda tayanch reaksiyasi gorizontaal va vertikal tashkil etuvchilarga ajraladi.	
	3. Qistirib mahkamlangan tayanch unga tutashtirilgan to'sin kesimining to'g'ri chiziqli va burchakli ko'chishlariga yo'l qo'ymaydi. Bunday tayanch chizmada tasvirlanganda tayanch reaksiyalari gorizontaal va vertikal kuchlardan hamda reaktiv momentdan iborat bo'ladi.	

1.2-shaki

YUKlanish modeli: Dastlab deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarga ta'sir etuvchi **tashqi kuch (yuk)**larning tasniflanishini ko'rib chiqamiz.

Tashqi kuchlar jismlarga qo'yilishiga qarab **hajmiy** va **sirtqi kuchlarga** ajratiladi.

Hajmiy kuchlar jismlarning har bir ichki tarkibiy qism (element)lari hajmiga ta'sir qilib, hajm birligiga to'g'ri keluvchi kuchning miqdori bilan tavsiflanadi. Odatda, og'irlik kuchlari va inersiya kuchlari hajmiy kuchlarga misol bo'ladi.

Sirtqi kuchlar tekshirilayotgan jismga qo'shni ikkinchi jismdan o'tadigan kuchlar natijasi sifatida namoyon bo'ladi.

Masalan, g'ildirak to'g'inining relsga bosimi to'plangan kuchga, suvning to'g'onga, sochiluvchan jismlarning idish tubi va devorlariga, qorning bino tomlarini yopuvchi materiallarga bosimi va shu kabilar yoyilgan kuchlarga hamda pressing dastasiga qo'yilgan kuchlar tizimi juft kuch – momentga misol bo'ladi.

Tashqi kuchlar jismlarga ta'sir etish turiga ko'ra statik va dinamik kuchlarga ham bo'linadi.

Noldan boshlab o'zining oxirgi qiymatigacha sekin, bir tekisda oshib boruvchi, keyin esa o'zgarmasdan qoluvchi kuchlarga **statik kuchlar** deyiladi.

Statik kuchlar ta'sir etganda konstruksiya va uning qismlarida hosil bo'luvchi kichik tezlanishlarni amaliy hisoblashlarda e'tiborga olmaslik mumkin, biroq inersiya kuchlarining qiymatini e'tiborga olish zarur va muhimdir.

Juda qisqa vaqt mobaynida o'z miqdori va qo'yilish nuqtalarini sezilarli darajada katta tezliklar bilan o'zgartiruvchi kuchlar **dinamik (zarbli) kuchlar** deb ataladi.

Dinamik kuchlar ta'siri natijasida konstruksiya yoki uning qismlarida katta tezlanishlar, shuningdek, ular tufayli esa inersiya kuchlari paydo bo'ladi.

Tashqi kuchlar ta'sir etish muddatiga ko'ra doimiy (xususiy og'irlik kuchlari) va **vaqtinchalik** (poezdning temir yo'lga ta'siri) kuchlarga bo'linadi.

Endi **deformatsiyalar** to'g'risida fikr-mulohazalar yuritamiz.

Tashqi kuchlar yoki haroratning o'zgarishi natijasida barcha mavjud jismlar, ya'ni konstruksiya qismlari deformatsiyalanadi, aniqrog'i, jismlarni tashkil etgan zarrachalarning o'zaro joylashuv vaziyati o'zgarib, ularning geometrik shakli, o'lchami va hajmi o'zgaradi (o'shadi yoki kamayadi). Ammo jismlarning tarkibidagi modda (zarracha)larning umumiy miqdori o'zgarmaganligi tufayli, ularning massasi ham o'zgarmasdan qoladi.

Jismlarning deformatsiyalarini bo'ylama yoki chiziqli hamda burchakli yoki siljish deformatsiyalariga ajratish mumkin. Bundan tashqari, barcha deformatsiyalar elastik va plastik (qoldiq) deformatsiyalarga ham ajratiladi.

Agar tashqi kuchlar ta'siri tufayli deformatsiyalangan jismdan mazkur kuchlar olinganda, deformatsiyalar ham butunlay yo'qolib, jism o'zining dastlabki geometrik shaklini egallasa, u holda bunday deformatsiyalar **elastik deformatsiyalar** deyiladi. Aksincha, jismdan tashqi kuchlar olingandan keyin ham u o'zining dastlabki geometrik shaklini egallay olmasa, bunday deformatsiyalar **plastik (qoldiq) deformatsiyalar** deyiladi.

Materiallar qarshiligi fanida deformatsiyalar **oddiy** (cho'zilish yoki siqilish, siljish, buralish, egilish) va **murakkab** (bir qancha oddiy deformatsiyalarning birgalikda paydo bo'lishi) deformatsiyalarga ajratilib, konstruksiya qismlarining bikrligiga oid muammolar hal etiladi.

Umuman olganda, muhandislik amaliyotida konstruksiya qismlarining deformatsiyalanish jarayonlarini puxta o'rganish g'oyat muhim ahamiyat kasb etadi. SHu bois, fanni o'rganish barobarida har bir deformatsiya holatiga alohida tahliliy yondoshilib, materiallar birmuncha kengroq bayon etilgan.

Hisob chizmasi modeli: haqiqiy konstruksiyalar va ularning qismlari uncha muhim bo'lmagan ikkinchi darajali konstruktiv xususiyatlar va tashqi omillardan xalos etilib, ular shartli ravishda soddalashtirilgan ko'rinishlarda tasvirlanadi. Odatda, bunday qulaylashtirilgan ixcham tasvir **hisob chizmasi** deyiladi.

Hisob chizmasini tuzayotganda avvalo shunga e'tibor berish muhimki, statikaning mutlaq qattiq jismlar uchun chiqarilgan ba'zi teorema yoki aksiomalarini (bog'lanishlardagi reaksiyalarni topishda muvozanat tenglamalaridan foydalanish bundan mustasno) ko'pincha materiallar qarshiligida qo'llab bo'lmaydi.

Xususan, statikaning quyidagi 3 ta: kuchlarni o'zining ta'sir chizig'i bo'ylab bir nuqtadan boshqa nuqtaga keltirish, parallel kuchlar guruhini teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirish hamda juft kuchni o'z tekisligida bir joydan boshqa joyga ko'chirish mumkinligi haqidagi teoremlari deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarga tadbqiq etilganda masalaning asl mohiyati mutlaqo buziladi.

CHeklanishlar modeli: Materiallar qarshiligi fanida quyidagi asosiy cheklanish (gipoteza) larni o'zida mujassamlashtiruvchi ideal elastik jismlar xizmat qiladi:

- jism materiali yaxlit (**g'ovaksiz**) deb faraz qilinadi (jism deformatsiyagacha va deformatsiyadan keyin ham o'zi egallagan fazoda *«butunlay to'latilgan»* deb qaralib, uning atom tuzilishi e'tiborga olinmaydi);

- jism materiali **bir jinsli** deb faraz qilinadi (uning barcha nuqtalari atrofiga tashqi yuklar ta'siridan bir xil deformatsiya sodir bo'ladi);

- jism materiali **izotrop**, ya'ni u har bir nuqtada har tomonga qarab bir xil elastik xususiyatga ega deb faraz qilinadi;

- jism **to'la elastik**, ya'ni yuklar ta'siri olingandan keyin o'zining dastlabki «tabiiy» holatini tiklaydi deb faraz qilinadi;

- tashqi kuchlar ta'siridan ideal elastik jismda hosil bo'ladigan **kuchlanish va deformatsiyalar chiziqli bog'lanishda** deb faraz qilinadi;

- kuchlar ta'sirining bir-birlariga xalal bermaslik (mustaqillik) tamoyili. Bu tamoyilning mohiyatiga ko'ra, jism nuqtalarida hosil bo'ladigan **kuchlanish va deformatsiyalar tashqi kuch (yuk) larning ketma-ket yoki tartibsiz qo'yilishiga bog'liq bo'lmaydi**, balki ikkala holda ham kuchlanish va deformatsiyalar bir xil bo'ladi, deb qaraladi;

- Sen-Venan tamoyili – jismning birorta kichik bo'lagiga qo'yilgan muvozanatlashuvchi kuchlarning ta'siridan yuzaga keladigan kuchlanishlar **“mahalliy”** xususiyatga ega bo'lib, ular kuchlar qo'yilgan qismdan uzoqlashgan sari juda tez so'na boshlaydi.

1.3-§. Ichki kuchlar va kesish usuli

Tabiatdagi barcha deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarni o'zaro ta'sirlashib turuvchi zarrachalar yig'indisidan iborat deb qarash mumkin. Zarrachalarning o'zaro ta'sir kuchlari jismlarni bir butun holda tutib turib, ularning deformatsiyalanishiga qarshilik ko'rsatishi uchun xizmat qiladi.

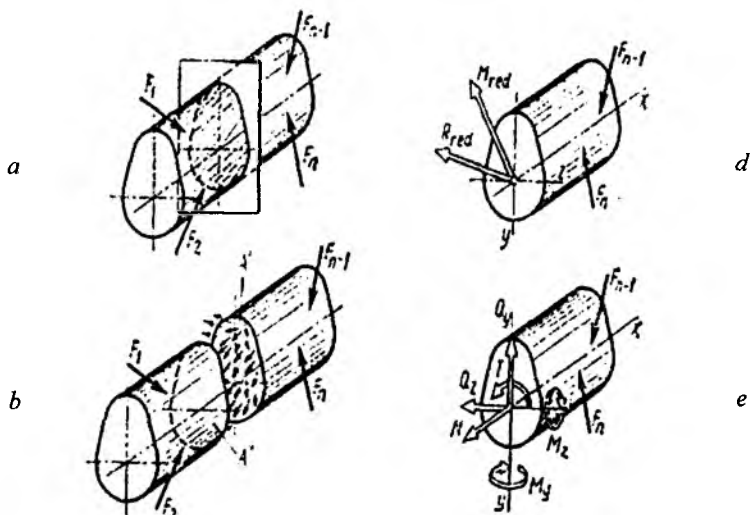
Umuman olganda, yuklangan va yuklanmagan jismlarning istalgan ikkita zarrachasi orasidagi o'zaro ta'sir kuchlari turlicha bo'ladi. Materiallar qarshiligida faqat yuklangan, ya'ni deformatsiyalangan jismlarning zarrachalari orasidagi o'zaro ta'sir kuchlari e'tiborga olinadi.

Jismlar deformatsiyalangan sari ularning kesimlaridagi zarrachalar bir-biridan uzoqlashish (*“qochish”*)ga yoki o'zaro yaqinlashishga intiladilar; deformatsiyalangan jism tarkibidagi zarrachalarning dastlabki muvozanatini saqlash yoki tiklashga intilgan kuchlar **ichki kuchlar** yoki **zo'riqish kuchlari**, qisqacha **zo'riqishlar** deyiladi.

Demak, deformatsiya va zo'riqlashlar uzviy bog'lanishda ekan.

Deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarning kesimlarida hosil bo'luvchi ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisini topish maqsadida **kesish usuli** qo'llaniladi.

Kesish usulining asl mohiyatini ochishda ixtiyoriy tayanchlarda (tayanchlar shaklda ko'rsatilmagan) yotuvchi birorta brusga statik tomondan yondoshib, uning muvozanatini tahlil qilamiz (I.3-shakl, a).



I.3-shakl

Brusga qo'yilgan tashqi kuchlar tizimi tayanchlarda reaksiya kuchlarini hosil qiladi; natijada brus muvozanat holatida bo'ladi.

Brusning biror kesimidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun quyidagi ishlarni navbat bilan bajaramiz:

1) *brusni ixtiyoriy tekislik bilan fikran **kesib**, uni ikki qism (tomon)ga ajratamiz;*
 2) *ixtiyoriy tomonni, masalan chap tomonni tashlab yuborib, o'ng tomonni alohida **ajratib** olamiz; albatta, bu holatda jismdan ajratilgan qismning muvozanati buzilishi tabiiy;*

3) *ajratilgan qismning dastlabki muvozanatini tiklash maqsadida tashlab yuborilgan tomonning ta'sirini kesim yuzi bo'yicha ixtiyoriy ravishda taqsimlanuvchi va kesimning har bir nuqtasiga qo'yilgan kuchlar bilan **almashtiramiz** (I.3-shakl, b).*

Kesimlardagi barcha ichki kuchlarni bitta bosh vektor $R = R_{red}$ (reduction – keltirilgan) va bosh moment $M = M_{red}$ bilan almashtirib, kesim og'irlik markaziga keltiramiz (I.3-shakl, d).

Bosh vektor va bosh momentlarni hamda tashqi kuchlarni x, y, z o'qlariga proektsiyalab, oltita ichki kuch omillariga ega bo'lamiz (I.3-shakl, e):

4) *ajratilgan qismning **muvozanatini** tekshiramiz:*

$$\left\{ \begin{array}{ll} Q_x(z) \pm \sum_{i=1}^n X_i = 0, & M_x(z) \pm \sum_{i=1}^n M_o(F_{ix}) = 0, \\ Q_y(z) \pm \sum_{i=1}^n Y_i = 0, & M_y(z) \pm \sum_{i=1}^n M_o(F_{iy}) = 0, \\ N(z) \pm \sum_{i=1}^n Z_i = 0, & T(z) \pm \sum_{i=1}^n M_o(F_{iz}) = 0. \end{array} \right. \quad (1.1)$$

Demak, ichki kuchlar uchta kuch va uchta momentlardan iborat ekan.

SHuningdek, ushbu usulni qisqacha “KAAM” (*kesish, ajratish, almashtirish, muvozanat*) deb nomlash maqsadga muvofiqdir.

Ichki kuchlarning mazmun-mohiyatidan kelib chiqib, ularni ta’riflaymiz:

- ajratilgan qismga qo’yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan ko’ndalang kesim normaliga mos keluvchi o’qqa nisbatan olingan proeksiyalarning algebraik yig’indisi **bo’ylama kuch** deyiladi;

- ajratilgan qismga qo’yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan markaziy bosh inersiya o’qlari ox va oy larga nisbatan olingan proeksiyalarning algebraik yig’indisi **ko’ndalang kuch** deyiladi;

- ajratilgan qismga qo’yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan ko’ndalang kesim og’irlik markaziga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig’indisi markaziy bosh inersiya o’qlariga nisbatan eguvchi moment yoki qisqacha, **eguvchi moment** deyiladi;

- ajratilgan qismga qo’yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan ko’ndalang kesim normaliga mos keluvchi o’qqa nisbatan olingan momentlarning algebraik yig’indisi **burovchi moment** deyiladi.

Kesimlarda hosil bo’luvchi ichki kuch omillari mazkur jismning deformatsiyalanish va kuchlanish holatlari bilan uzviy bog’liqdir.

1.4-§. Kuchlanishlar

Tekshirilayotgan jismlarning istalgan kesimida yotuvchi nuqtadagi ichki kuchlar intensivligining o’lchovini bilish maqsadida kuchlanish tushunchasi kiritilgan. Birlik yuzaga ta’sir etuvchi ichki kuchga mexanik kuchlanish yoki qisqacha **kuchlanish** deyiladi.

Faraz qilaylik, tekshirilayotgan kesimning biror nuqtasi atrofidan olingan ΔA elementar yuzachaga ichki kuchlarning teng ta’sir etuvchisi ΔR qo’yilgan bo’lsin (1.4-shakl, a).

Ichki kuchlar teng ta’sir etuvchisining elementar yuzacha yuzasiga nisbati **o’rtacha kuchlanish** deyilib, quyidagicha ifodalanadi:

$$\bar{p} = \frac{\Delta R}{\Delta A}$$

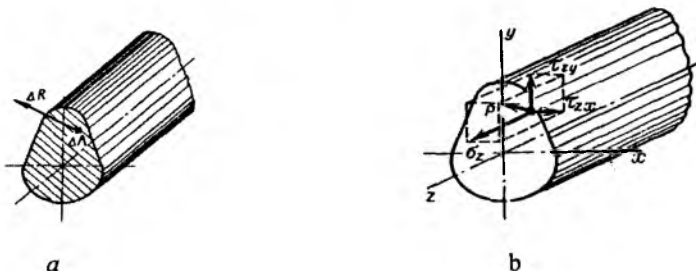
(1.2)

Kuchlanish kesim yuza birligiga to'g'ri keluvchi ichki kuch bo'lib, yo'nalishi $\Delta A \rightarrow 0$ dagi ΔR ning chekli yo'nalishiga mos keluvchi vektor kattalikdir.

To'la kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad (1.3)$$

Kuchlanishlar Pa , MPa kabilar bilan o'lchanadi.



1.4-shakl

Kesimda yotuvchi har bir nuqtadan fazoda turlicha yo'nalgan yuzachalar o'tkazish mumkin; bunday yuzachalarning kuchlanishlari turlichf bo'lishi tabiiy. Lekin biz keyinchalik faqat yo'nalishlari ma'lum yuzachalardagi kuchlanishlarni aniqlash bilan shug'ullanamiz, xolos.

To'la kuchlanish vektorini koordinata o'qlariga parallel bo'lgan uchta tuzuvchiga ajratamiz (1.4-shakl, b); bu tuzuvchilarning birinchisini σ **normal** va qolgan ikkitasini τ **urunma** kuchlanishlar deb ataymiz. Odatda, to'la kuchlanishning tashkil etuvchilari bir indeksli σ (bu erda, indeks yuzaga o'tkazilgan normalning yo'nalishini ko'rsatadi) va qo'sh indeksli τ (bu erda, birinchi indeks yuzaga o'tkazilgan normalning yo'nalishini, ikkinchisi esa urunma kuchlanish tashkil etuvchisining yo'nalishini ko'rsatadi) bilan belgilanadi.

Endi normal va urunma kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A}, \quad \tau_{xz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_x}{\Delta A}, \quad \sigma_{yz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_y}{\Delta A} \quad (1.4)$$

Normal kuchlanishlar bo'yлама (chiziqli) deformatsiyalarni, urunma kuchlanishlar esa siljish (burchakli) deformatsiyalarni yuzaga keltiradi.

To'la kuchlanish va uning tashkil etuvchilari orasida quyidagi munosabat mavjud:

$$p = \sqrt{\sigma_z^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2} \quad (1.5)$$

Quyidagi jadvalda ichki kuchlar va kuchlanishlar orasidagi bog'lanishlar keltirilgan.

I.1-jadval

Bo'yлама kuch	$N(z) = \int_A \sigma_z dA$	Burovchi moment	$T(z) = \int_A (\tau_{zy}x - \tau_{zx}y) dA$
Kesuvchi kuchlar	$Q_x(z) = \int_A \tau_{zx} dA$	Eguvchi momentlar	$M_x(z) = \int_A \sigma_z y dA$
	$Q_y(z) = \int_A \tau_{zy} dA$		$M_y(z) = \int_A \sigma_z x dA$

1.5-§. Fanning tadqiqot metodi va mavzui

Mazkur fanning tadqiqot mavzui asosan quyidagilardan iborat:

a) konstruksiya qismlarining o'ziga xos, ayniqsa xavfli kesimlarida paydo bo'luvchi ichki kuch, kuchlanish, deformatsiya va ko'chishlarni aniqlash;

b) konstruksiya qismlarining mustahkamlik, bikrlilik, ustuvorlik kabi talablarni qanoatlantiruvchi zaruriy, ishonchli va amalda foydalanishga qulayroq o'lchamlarini aniqlash;

c) berilgan o'lchamlar bo'yicha konstruksiya qismlarining xavf-xatarsiz ishlashini ta'minlovchi eng katta kuch (yuk)larni topish.

Loyihalash-hisoblash jarayonlarida abstraktsiya va analitik metodlar hamda fanning tadqiqot mavzuini yoritishda esa kesish usuli va izchil yondoshuv uslublari qo'llaniladi.

Odatda barcha statik aniq va statik aniqmas konstruksiyalar tegishlicha, statik aniq va statik aniqmas masalalar tarzida o'rganiladi.

Tekshirilayotgan ob'ektlarning tayanchlarida hosil bo'luvchi reaksiyalarini va ularning ixtiyoriy kesimlaridagi ichki kuchlarni faqat statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lgan masalalar **statik aniq masalalar** deyiladi. Aksincha, reaksiya kuchlari va ichki kuchlarni statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lmagan masalalar **statik aniqmas masalalar** deyiladi.

Barcha statik aniqmas konstruksiyalar "go'yoki ortiqcha" bog'lanishlarga, ya'ni noma'lum zo'riqish yoki tayanch reaksiyalariga ega bo'ladi. Garchi bu bog'lanishlar konstruksiyalarning geometrik o'zgarmasligi va muvozanatini ta'minlash uchun zarur bo'lmasada, ularning mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligini oshirish uchun xizmat qiladi. Ortiqcha bog'lanishlarni aniqlashda statika tenglamalaridan tashqari qo'shimcha tenglamalar ham tuzish zarur.

Masalaning statik aniqmaslik darajasi undagi ortiqcha noma'lumlarning soni bilan belgilanadi.

Masalan, ortiqcha noma'lumlar soni ikkita bo'lganda masala ikki marta statik aniqmas deb hisoblanadi. Bunday masalani echish uchun statikaning muvozanat tenglamalariga qo'shimcha ravishda yana ikkita tenglama tuzish kifoya.

Statik aniqmas masalalarni echishning umumiy rejasi – izchil yondoshuv uslubiga ko‘ra:

masalaning statik tahlili oldingi paragrafda ko‘rsatilgan ketma-ketlikda bajariladi va yakunida ajratilgan qism uchun muvozanat tenglamalari tuziladi;

masalaga geometrik nuqtai nazardan yondashish uchun konstruksiya qismlarining deformatsiyalari orasida bog‘lanishlar o‘rnatilib, deformatsiyaning uzluksizlik tenglamalari tuziladi;

masalaning fizik tomonini o‘rganish maqsadida Guk qonunini qo‘llab, konstruksiya qismlarining deformatsiyalari bilan ularni vujudga keltiruvchi ichki kuchlar orasidagi bog‘lanish tenglamalarini tuziladi;

sintez, ya‘ni masalani statik, geometrik va fizik nuqtai nazardan o‘rganish natijasida hosil qilingan barcha tenglamalar ichki zo‘riqish kuchlariga nisbatan echiladi.

Keyin esa masalaning qolgan qismini osongina hal qilish mumkin.

Ta‘kidlash o‘rinliki, ta‘lim jarayonida kafolatli natijalarga erishilganlik mustahkamlik, birklik va ustuvorlikka hisoblash-loyihalash jarayonlari yakunida namoyon bo‘ladi.

Materiallar qarshiligi fani ham mexanika fanining o‘zagini tashkil etganligini anglagan holda uning **tarixini** mexanikaning boy tarixi bilan chambarchas bog‘liq holda o‘rganish maqsadga muvofiqdir.

Ma‘lumki, mexanikaning rivojlanish tarixi uchta asosiy davrga bo‘lib o‘rganilgan:

qadimiy davr mexanikasi – Aristotel davridan XVI asrgacha, uyg‘onish davri mexanikasi – XVI asrdan XX asr boshigacha va hozirgi davr mexanikasi – XX asr boshidan shu kungacha bo‘lgan davrni o‘z ichiga oladi.

Birinchi davr boshida qadimgi yunonistonlik qomuschi olim Aristotel (eramizdan avvalgi 384-322-yillar) o‘zining “Mexanika” degan asarida mexanikani boshqa fanlardan ajratgan. YUnon olimi Arximed (eramizdan avvalgi 287-212-yillar) tashqi yuklar ta‘siridagi richagning muvozanati, jismlarning yuzasi, hajmi, og‘irlik markazini aniqlash usullari, jismlarning suzish shartlari va suyuqliklarning gidrostatik bosimi haqidagi ta‘limotlarni yaratgan.

SHarq allomalarining mexanika rivojiga qo‘shgan hissalar beqiyosdir. Hozirgi zamonda o‘rta asr sharq olimlarining birgina statikaga oid ellikdan ortiq asarlari to‘g‘risida ma‘lumotlar mavjud. O‘rta asr islom mamlakatlari olimlari mexanikani “Ilm al-xiyol” (“Ustalik bilan yasalgan moslamalar to‘g‘risidagi ilm”) deb yuritishib, unda o‘sha davrga mos mexanika masalalari ko‘rilgan. Mazmuniga mos bo‘lgan eng qadimiy asar – Abu Abdulloh al-Xorazmiyning (IX asr) “Fanlar kaliti” kitobi bo‘lib, uning alohida qismi mexanikaga bag‘ishlangan.

Abu Rayhon Beruniy, Abu Ali ibn Sino, Ulug‘bek Muhammad Tarag‘ay singari SHarq olimlari ham mexanikaning rivojlanishiga katta hissa qo‘shganlar.

Xususan, Beruniy va ibn Sino asarlarida harakat (shuningdek, mexanik harakat), planetalarning harakatiga oid fikrlar izchil bayon etilgan. Ulug‘bek va uning shogirdlari planetalar harakati, shuningdek Quyosh va Oyning harakatini katta aniqlikda hisoblay olgan.

Ikkinchi davrda polshalik astronom Nikolay Kopernik geotsentrik nazariya o'rniga yangi geliotsentrik nazariyani kashf qilib, unda olamning markazida Quyosh joylashgan, Er ham boshqa sayyoralar singari Quyosh atrofida va o'z o'qi atrofida aylanadi, degan fikrlarni ilmiy-nazariy jihatdan asoslagan.

Bu o'rinda shuni ta'kidlash muhimki, *Abu Rayhon Beruniy va Abu Ali ibn Sinolar ham Kopernikdan avvalroq geliotsentrik nazariyani sifat jihatidan tavsiflab, ular olamning markazida Er bo'lishi mumkin emas, chunki Erning massasi Quyoshning massasiga nisbatan ancha kichik, shu bois olamning markazida Quyosh turadi va Quyosh atrofida sayyoralar, shu jumladan Er ham aylanishi mumkin*, degan fikrlarni ilgari surganlar.

Kopernik ta'limotining davomchilaridan biri italiyalik olim Galileo Galiley turli xil jismlarning bo'shliq - havosiz fazoda erkin tushishini tajribalar yordamida o'rgangan, Erga nisbatan ixtiyoriy burchak hosil qilib otilgan jismlarning harakati haqidagi masalani tahlil etgan. Bundan tashqari, moddiy jismlar harakati ustida o'tkazilgan tajriba-kuzatishlarni umumlashtirib, inersiya qonunini kashf etgan.

Galileo Galiley birinchi bo'lib tashqi kuchlar ta'siriga bruslarning qarshilik ko'rsata olishini baholash maqsadida o'ziga xos hisoblashlarni bajargan. Xususan, ko'ndalang kesimi to'g'ri to'rtburchakli brusning egilishga qarshiligi kesim yuzasining balandligi kvadratiga to'g'ri mutanosib bog'lanishda ekanligini aniqlagan, ammo materiallarning fizik xossalarini e'tiborga olmaganligi bois, mutanosiblik koeffitsientining qiymatini aniqlashda birmuncha xatoliklarga yo'l qo'ygan. SHuning uchun adabiyotlarda 1638-yildan Materiallar qarshiligi alohida fan sifatida paydo bo'lganligi qayd etilgan.

Galileo Galiley va uning izdoshlari g'oyalarini ingliz olimi Isaak Nyuton rivojlantirib, tezlanish va kuchning mutanosibligi, ta'sir va aks ta'sir tengligi, butun olam tortilishi kabi mexanikaning eng muhim, asosiy qonunlarini kashf qilgan.

Bundan tashqari, mexanika fanining turli sohalarini rivojlanishiga R.Guk, T.YUng, J.D'alamber, M.SHal, L.Eyler, M.Lomonosov, M.Ostrogradskiy, P.CHebishev, F.YAsinskiy kabi olimlar ham muhim hissa qo'shganlar.

Uchinchi davr Eynshteynning maxsus (1905-yil) va umumiy (1916-yil) nisbiylik nazariyalari paydo bo'lishi bilan boshlanadi. Zamonaviy konstruksiyalar yaratishda, xususan Erning sun'iy yo'ldoshlarini, kosmik kemalarni uchirish, ularni Oy sirtiga qo'ndirish, Mars va Pluton sayyoralariga yaqinlashish, ularning fotosuratlarini olish, kosmik kemalar yordamida Erdagi foydali qazilma boyliklarning xaritalarini tuzish, kosmonavtika yutuqlarini xalq xo'jaligining turli sohalarida qo'llashda mexanika fanining qonun va qoidalari beqiyos ahamiyatga ega.

Tarixiy muhim kashfiyotlar: N.Jukovskiy (1847-1921)ning aerodinamika nazariyasi, K.Siolkovskiyning (1857-1935) raketa va suyuq yonilg'ida ishlaydigan raketa dvigateli nazariyalari, S.Korolyov rahbarligida yaratilgan ballistik va geofizik raketalar, Erning sun'iy yo'ldoshlari va turli kosmik kemalar, mashhur o'zbek olimi akademik X.Rahmatulinning kosmonavtika va harbiy-mudofaa sohalaridagi nazariy-amaliy tadqiqotlari, shuningdek dinamik yuklar ta'sirida

inshootlar zaminini loyihalash-hisoblash va kema zirhi mustahkamligini aniqlash kabilarda qo'llaniladigan "Rahmatulin to'liqlari" nazariyasi, I.Meshcherskiyning (1859-1935) o'zgaruvchan massali jismlarning harakati nazariyasi mexanika fanining rivojida alohida ahamiyat kasb etadi.

SHuningdek, mexanikaning turli sohalari rivojiga akademiklar M.O'rozboev, V.Qobulov (1921-2008), T.SHirinqulov (1937-2009), T.Rashidov, M.Mirsaidov hamda professorlar B.Mardonov, SH.Mamatqulov, G.Hojimetov, M.Ergashov singari taniqli olimlarimiz ham munosib hissa qo'shgan va qo'shmoqdalar.

Fan-texnika jadal sur'atlar bilan rivojlanayotgan hozirgi paytda mexanika nomi bilan bevosita bog'liq va uning asosiy tarkibiy qismi bo'lgan materiallar qarshiligi fanini puxta o'rganish muhim ahamiyat kasb etadi.

Materiallar qarshiligida mustaqil ta'lim doirasida echilishi ko'zda tutilgan masalalar to'plami ilovada keltirilgan.

Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar

1. Muhandislik konstruksiyasi va uning qismlari deganda nimani tushunasiz?
2. Materiallar qarshiligi fanining uchta asosiy masalasi deganda nimani tushunasiz? Konstruktiv talablarning har biriga ta'rif bering va ularni misollar orqali izohlang.
3. Deformatsiyanuvchi qattiq jismlar deganda nimalarni tushunasiz?
4. Materiallar qarshiligi va nazariy mexanika fanlarining o'xshashligi va farqini izohlang.
5. Fanning o'rganish ob'ektini modellashtirishni batafsil tushuntiring.
6. Tashqi kuchlar, deformatsiyalar va ko'chishlarni tasniflang.
7. Ichki kuchlarga ta'rif bering. Kesish usulining mazmun-mohiyatini izohlang.
8. Kuchlanish tushunchasi nima maqsadda kiritilgan? Uning o'lchamligi qanday?
9. Materiallar qarshiligi fanida hal etiladigan masalalarning mohiyatini ayting.
10. Mazkur fanda qo'llaniladigan asosiy cheklanishlarni bayon qiling.
11. Mashhur olimlarning faoliyati bilan bog'liq holda mexanika fani rivojlanishi tarixini hamda bu fanda erishilayotgan ilmiy-amaliy tadqiqot natijalarining ayni paytda iqtisodiyotning real tarmoqlari rivojidadagi o'rnini aniq misollar orqali izohlang.

II-MODUL. ICHKI KUHLARNING EPYURALARI

Modulning asosiy maqsadi: Bruslarni mustahkamlik va bikrikka hisoblashda zarur bo'lgan epyuralarni qurishga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir. Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi nazarda tutiladi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kesishuvchi kuchlar tizimi, tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar tizimi, muvozanat tenglamalari
2	Matematika	Funksiyalarning grafiklarini qurish, trigonometrik funksiyalar, aniq integral, uchburchaklarning o'xshashlik alomatleri
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallarning asosiy mexanik xossalari, cho'yan, po'lat, qotishmalar va metalmas materiallar to'g'risida tushunchalar
4	Materiallar qarshiligi	Bruslarning tasniflanishi, tashqi kuchlar va deformatsiyalar. Ichki kuchlar va ularni aniqlashning "KAAM" usuli

2.1-§. Epyura qurish qoidalari

Bruslarni mustahkamlik va bikrikka hisoblashda ularning qaysi kesimlarida ichki kuchlar ekstremal (eng katta yoki eng kichik) qiymatlarga erishishini, aniqroqi, ichki kuchlarning brus uzunligi bo'yicha o'zgarish qonuniyatlarini bilish muhimdir. Odatda, bu qonuniyatlar analitik bog'lanishlar va ular yordamida quriladigan epyuralar orqali ifodalanadi.

Ichki kuchlarning brus uzunligi bo'yicha o'zgarish qonuniyatlarini ko'rsatuvchi grafik yoki diagramma mazkur ichki kuchlarning epyurasi yoki qisqacha, **epyura** deyiladi.

Demak, epyuralarni to'g'ri qurish muhim ahamiyatga ega ekan, chunki ular yordamida brusning xavfli kesimi tanlanadi hamda ichki kuchlarning hisobiy qiymatlari aniqlanadi. Har bir ichki kuchning o'ziga aynan bitta tenglama mos keladi.

Epyuralarni qurishda quyidagi umumiy tartiblardan foydalanish tavsiya etiladi:

- 1) muvozanat tenglamalari yordamida tayanch reaksiya kuchlari aniqlanadi;
- 2) brus I, II, III, ... raqamlar bilan belgilangan «oraliq»larga ajratiladi;
- 3) kesish usulidan foydalanib, har bir oraliq uchun ichki kuchlarning analitik ifodalari yoziladi;
- 4) ifodalar tarkibidagi o'zgaruvchiga tegishli qiymatlar berib, har bir oraliqning o'ziga xos kesimlaridagi ichki kuchlarning miqdorlari - ordinatalari hisoblanadi;
- 5) ordinatalar aniq masshtab bilan brus o'qiga parallel qilib o'tkazilgan nol chizig'iga tik qilib joylashtiriladi va epyura chiziladi; epyurada musbat qiymatlar nol chizig'ining yuqori, manfiy qiymatlar esa pastki qismiga joylashtiriladi.
- 6) epyura nol chizig'iga tik bo'lgan chiziqlar bilan shtrixlanadi.

2.2-§. Bo'ylama kuch va taralgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar

Aytaylik, sterjenning uzunlikka ega bo'lgan i-chi oraliqi $q=q(z)$ qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi yoyilgan normal kuch ta'siri ostida bo'lsin (II.1-shakl, a).

Cheksiz kichik uzunlikdagi dz elementni ajratib olib, uning chap kesimiga $N(z)$ bo'ylama kuchni qo'yamiz (II.1-shakl, b). Elementning o'ng kesimidagi bo'ylama kuch $dN(z)$ orttirma oladi.

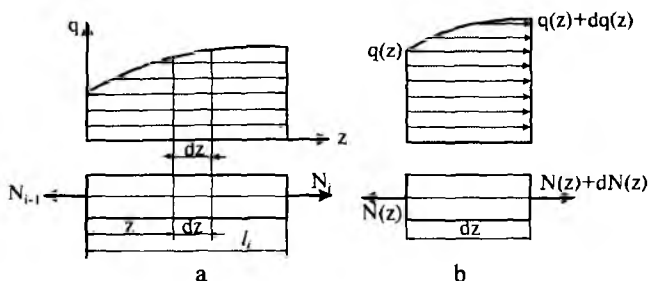
Elementning muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum Z_i = 0; \quad N(z) + dN(z) - N(z) + q(z)dz + \frac{dq(z)dz}{2} = 0 \quad (\text{II.1})$$

Ikkinchi tartibli cheksiz kichik miqdorni e'tiborga olmasdan

$$\boxed{\frac{dN(z)}{dz} = -q} \quad (\text{II.2})$$

ko'rinishdagi differensial munosabatni hosil qilamiz: bo'ylama kuchdan z abssissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila tekshirilayotgan oraliqqa ta'sir etayotgan yoyilgan kuch intensivligining teskari ishorasiga teng.



II.1-shakl

(II.2) ifodadan quyidagi integral munosabatni hosil qilamiz:

$$\boxed{N(z) = - \int_0^{t_i} q(z) dz + N_{i-1}} \quad (\text{II.3})$$

Bu erda N_{i-1} -tekshirilayotgan oraliqning chap kesimidagi bo'ylama kuch.

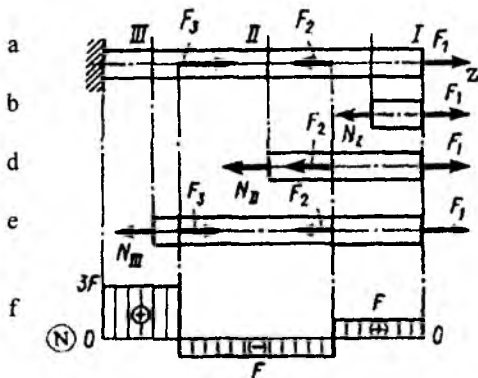
2.3-§. Bo'ylama kuchlarning epyuralari

Bo'ylama kuchlarning epyuralarini qurish jarayonini 2.1-§da ta'kidlangan umumiy tartib asosida bir necha aniq masalalar yordamida ko'rib chiqish maqsadga muvofiqdir.

II.1-masala. O'zgarmas kesimli brus $F_1 = F$, $F_2 = 2F$ va $F_3 = 4F$ kuchlar bilan yuklangan cho'zilish va siqilishga qarshilik ko'rsatmokda (II.2-shakl, a). Brusning oraliqlari tegishli: ℓ , 3ℓ , ℓ ga, oraliqlar soni 3 ga teng.

Quyidagilar talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini aniqlash;
- har bir oraliq uchun bo'ylama kuch $N(z)$ ning ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun normal kuchlanish $\sigma(z)$ ning ifodasini tuzish;
- bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralarini qurish.



II.2-shakl

Masalani echish uchun talabalarga quyidagilarni bilishlari va ularni amalda qo'llay olishlari hamda yodda saqlashlari tavsiya etiladi:

- statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini qo'llab, bo'ylama kuchning analitik ifodalarini tuzish.

Izoh: bo'ylama kuchlar qirqim tekisligining chap yoki o'ng tomonlariga ta'sir etayotgan barcha kuchlardan z o'qiga olingan proeksiyalar yig'indisidan iborat:

$$N(z) = \pm \sum_{i=1}^n Z_i \quad (II.4)$$

Odatda, bo'ylama kuchlarning ishoralari quyidagicha tanlanadi: agar bo'ylama kuchlar qirqilgan kesimdan bir tomonda yotgan sterjenning bo'lakchasini cho'zsa, ular musbat ishorali va aksincha, uni siqsa manfiy ishorali bo'ladi.

Masalaning echilishi: Sterjen chap tomondagi uchi bilan qistirib mahkamlanganligi sababli masalani o'ng tomondan boshlab echamiz; z o'qini sterjen o'qi bo'ylab yo'naltiramiz. Sterjen uchta oraliqdan iborat. Kesish usulidan foydalanamiz: har bir oraliqni mos ravishda tekisliklar bilan fikran qirqib, qirqilgan kesimlarga nisbatan bo'ylama kuchlarning tenglamalarini yozib olamiz (II.2-shakl, b, d, e).

Endi har bir qirqilgan kesimga nisbatan (II.4) ifodani tuzamiz:

I oraliq ($0 \leq z_1 \leq \ell$) o'ng tomon uchun: $N(z_1) = F_1 = F = \text{const}$

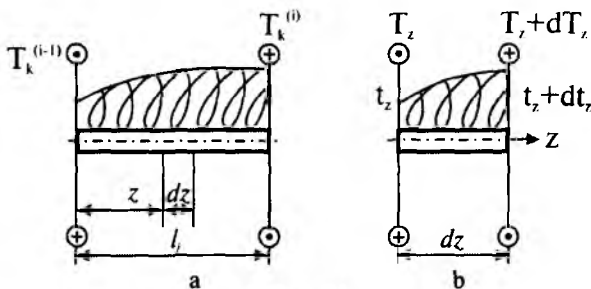
II oraliq ($0 \leq z_2 \leq 3\ell$) o'ng tomon uchun: $N(z_2) = F_1 - F_2 = -F = \text{const}$

III oraliq ($0 \leq z_3 \leq \ell$) o'ng tomon: $N(z_3) = F_1 - F_2 + F_3 = F - 2F + 4F = 3F = \text{const.}$

Bu qiymatlar asosida bo'ylama kuchning epyurasini quramiz (II.2-shakl, f).

2.4-§. Burovchi moment va taralgan moment intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar

Valning ℓ uzunlikka ega bo'lgan i -chi oraliq'iga intensivligi $t_z = t(z)$ bo'lgan yoyilgan tashqi moment ta'sir etmoqda (II.3-shakl, a).



II.3-shakl

Tekshirilayotgan oraliqning chap kesimidagi buruvchi moment $T_k^{(i-1)}$, o'ng kesimidagi esa T_k^i bilan chizmada tasvirlangan. Undan cheksiz kichik uzunlikdagi dz bo'lakchani ajratib olib (II.3-shakl, b), quyidagi muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_{zi} = 0; \quad T_z + dT_z - T_z - t(z) \cdot dz - \frac{dt(z) \cdot dz}{2} \approx 0$$

Bu tenglamani tuzishda ajratilgan bo'lakchanning uzunligi dz cheksiz kichik bo'lganligidan yoyilgan yuk chiziqli qonuniyat bo'yicha taqsimlangan deb qaralgan. Ikkinchi tartibli cheksiz kichik miqdor $\frac{dt(z) \cdot dz}{2}$ ni e'tiborga olmasdan, quyidagi differensial munosabatni hosil qilamiz:

$$\boxed{\frac{dT_z}{dz} = t(z)}$$

(II.5)

Demak, burovchi momentdan z absissa bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila valning tekshirilayotgan oralig'iga ta'sir ko'rsatayotgan yoyilgan moment intensivligiga teng ekan. (II.5) formuladan quyidagi integral munosabat kelib chiqadi:

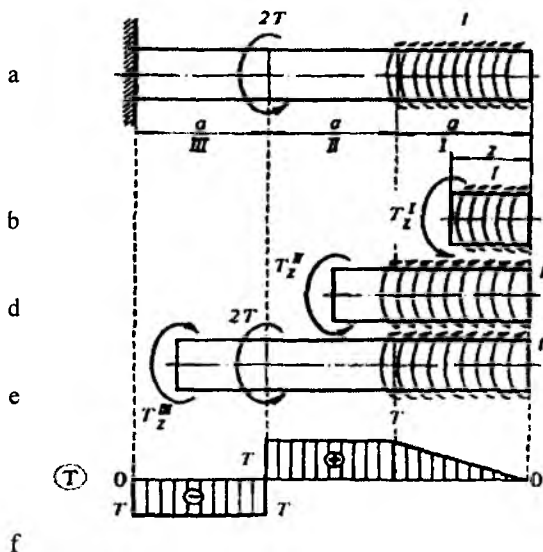
$$T_z = \int_0^{z_1} t(z) dz + T_z^{I-1} \quad (II.6)$$

2.5-§. Buruvchi momentlarning epyuralari

II.2-masala. Uzunligi $\ell = 3 \cdot a$ bo'lgan val to'plangan $T = t \cdot a$ va yoyilgan moment t lar bilan yuklangan bo'lib, buralishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.4 -shakl).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini;
- har bir oraliq uchun burovchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- burovchi momentning epyurasini qurish.



II.4-shakl

Quyidagilarni bilish va ularni amalda qo'llay olish hamda yodda saqlash tavsiya etiladi:

- statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini qo'llab, burovchi momentning ifodalarini tuzish.

Izoh: burovchi momentlar qirqim tekisligining chap yoki o'ng tomonlariga ta'sir etayotgan barcha momentlardan z o'qiga olingan proektsiyalar yig'indisidan iborat:

$$T(z) = \pm \sum_{i=1}^n T(z_i) \quad (II.7)$$

Ishoralar qoidasi: agar kesim tomondan qaraganda tashqi burovchi moment valni soat mili harakati yo'nalishiga qarshi aylantirsa uning ishorasi musbat, aksincha, soat milining harakati yo'nalishi bo'yicha aylantirsa manfiy ishorali qilib tanlanadi.

Masalaning echilishi: Valning o'qi bo'ylab z o'qini yo'naltirib, masalani echishni o'ng tomondan boshlaymiz. Val uchta oraliqdan iborat.

Kesish usulini qo'llab, valning uchala oraliqlarini ham fikran qirqamiz. (II.7) formula yordamida quyidagi ifodalarni tuzamiz (II.4-shakl, b, d, e):

I oraliq ($0 \leq z_1 \leq a$) o'ng tomon uchun: $T(z_1) = tz_1 = \text{const}$;

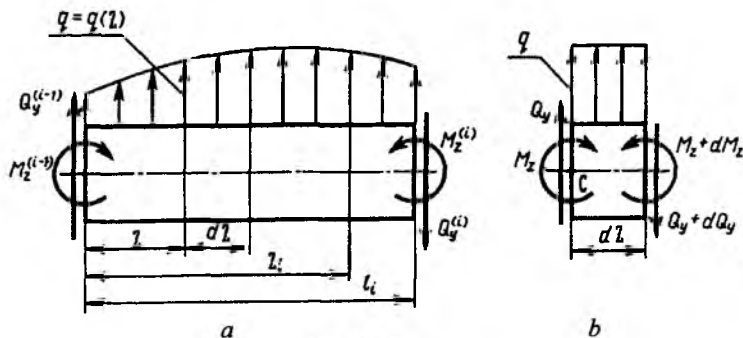
II oraliq ($a \leq z_2 \leq 2a$) chap tomon uchun: $T(z_2) = ta = T = \text{const}$;

III oraliq ($2a \leq z_3 \leq 3a$) chap tomon uchun: $T(z_3) = ta - 2T = -T = \text{const}$.

II.4-shakl, f da topilgan qiymatlar asosida aniq masshtab bilan qurilgan burovchi momentning epyurasi tasvirlangan.

2.6-§. Eguvchi moment, kesuvchi kuch va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar

To'sinning uzunligi l_i bo'lgan i -chi oraliqiga intensivligi $q = q(z)$ qonuniyat bilan o'zgaruvchi yoyilgan yuk qo'yilgan (II.10-shakl, a). CHeksiz kichik uzunlikdagi dz bo'lakchani alohida ajratib olib, unga tashlab yuborilgan qismlarning ta'sirini musbat ishorali ichki zo'riqishlar bilan almashtiramiz (II.5-shakl, b).



II.5-shakl

Ajratilgan bo'lakchalarning muvozanatini tekshiramiz:

a) bo'lakcha barcha ko'ndalang kuchlar ta'sirida muvozanatda turadi:

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0, \quad Q_y - (Q_y + dQ_y) - q dz = 0$$

Bundan

$$\frac{dQ_y}{dz} = -q(z) \quad (\text{II.8})$$

ko'rinishidagi differensial boqlanishga ega bo'lamiz.

Demak, ko'ndalang kuchdan abssissa z bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila yoyilgan yuk intensivligining teskari ishora bilan olingan qiymatiga tengdir.

b) bo'lakchanning o'ng kesimi og'irlik markazi hisoblangan C nuqtaga nisbatan barcha kuchlardan olingan momentlar yig'indisi nolga teng:

$$\sum_{i=1}^n M_{Ci} = 0, \quad M_z - (M_z + dM_z) + (Q_y + dQ_y) \cdot dz + q \cdot \frac{(dz)^2}{2} = 0.$$

Agar bu ifoda tarkibidagi ikkinchi darajali cheksiz miqdorlar e'tiborga olinmasa, quyidagi differensial bog'lanish hosil bo'ladi:

$$\frac{dM_z}{dz} = Q_y \quad (\text{II.9})$$

Demak, eguvchi momentdan z abssissa bo'yicha olingan hosila tekshirilayotgan kesimdagi ko'ndalang kuchga tengdir.

Natijada quyidagi differensial munosabat kelib chiqadi:

$$\frac{d^2 M_z}{dz^2} = \frac{dQ_y(z)}{dz} = -q \quad (\text{II.10})$$

Eguvchi momentdan z abssissa bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosila yoyilgan yuk intensivligining teskari ishora bilan olingan qiymatiga tengdir.

Yuqorida keltirilgan differensial bog'lanishlardan, birinchidan ko'ndalang kuch Q va eguvchi moment M larning epyuralarini qurishga, ikkinchidan esa qurilgan epyuralarning to'g'ri yoki noto'g'riligini tekshirib ko'rishga imkon beruvchi quyidagi muhim xulosalar kelib chiqadi:

1. Yoyilgan yuk intensivligi bo'lmagan oraliqlarda Q ning epyurasi to'sin o'qiga parallel yo'nalgan to'g'ri chiziq, M ning epyurasi esa to'sin o'qiga og'ma to'g'ri chiziq bilan chegaralangan bo'ladi.

2. Yoyilgan yuk intensivligi ta'sir etayotgan oraliqlarda esa Q ning epyurasi to'sin o'qiga og'ma to'g'ri chiziq, M ning epyurasi esa kvadratik parabola yoyi bilan chegaralangan bo'ladi.

3. Kesuvchi kuch nolga teng bo'lgan kesimda eguvchi moment ekstremal qiymatga erishadi.

4. $Q > 0$ bo'lgan oraliqlarda, chapdan o'ngga tomon M ning ordinatasi orta boshlaydi, ya'ni eguvchi momentning musbat qiymati oshadi, manfiy qiymati esa kamayadi.

Aksincha, $Q < 0$ bo'lgan oraliqlarda esa M ning ordinatasi kamaya boshlaydi.

5. To'plangan kuch qo'yilgan kesimlarda Q ning epyurasi shu kuch miqdori qadar sakraydi, M ning epyurasini chegaralovchi chiziq esa o'z yo'nalishini o'zgartiradi.

6. Juft kuch qo'yilgan kesimlarda Q ning epyurasida hech qanday o'zgarish sodir bo'lmaydi, M ning epyurasida esa shu juft kuch miqdori qadar sakrash sodir bo'ladi.

7. CHetki sharnirli tayanchlarda kesuvchi kuch tayanch reaksiyalariga, eguvchi moment esa nolga teng bo'ladi (agar shu kesimlarga juft kuch qo'yilmagan bo'lsa).

8. To'sin (konsol) ning erkin uchiga juft kuch qo'yilmagan bo'lsa, eguvchi moment shu kesimda nolga teng bo'ladi; agar konsol uchiga to'plangan kuch ham qo'yilmagan bo'lsa, mazkur kesimda kesuvchi kuch ham nolga teng bo'ladi.

9. Qistirib mahkamlangan tayanchda kesuvchi kuchning qiymati shu tayanchning reaksiya kuchiga, eguvchi momentning qiymati esa reaktiv momentga teng bo'ladi.

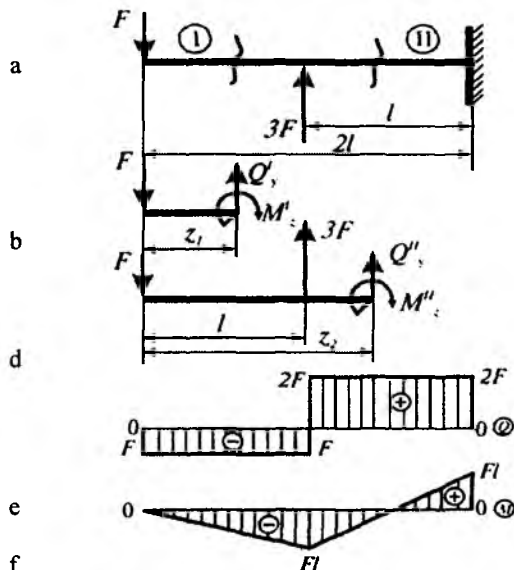
Endi tashqi kuchlar bilan yuklatilgan to'sinlar uchun ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish jarayonini quyidagi 2 ta masala yordamida ko'rib chiqamiz.

II.3-masala.

To'plangan kuchlar bilan yuklangan konsol egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.6-shakl).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- har bir oraliq uchun kesuvchi kuchning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun eguvchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- epyuralar qurish.



II.6-shakl

Masalaning echilishi

Quyidagilarni bilish, amalda qo'llay olish va yodda saqlash tavsiya etiladi:

- statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini qo'llab, quyidagi formula yordamida kesuvchi kuch ifodalarini tuzish:

$$Q_y(z) = \pm \sum_{i=1}^n Y_i \quad (\text{II.11})$$

- xuddi shunday eguvchi momentning ifodalarini tuzish:

$$M_x(z) = \pm \sum_{i=1}^n M_{oi} \quad (\text{II.12})$$

1-izoh: Q va M lar uchun ishoralar qoidasi shartli ravishda quyidagicha qabul qilingan:

- agar kuchlar (tashqi yuklar va tayanch reaksiyalari) vektori to'sindan ajratib olingan bo'lakchani qirqilgan kesim markaziga nisbatan soat mili harakati yo'nalishida aylantirsa, u holda **ko'ndalang kuch musbat** va aksincha, soat mili harakati yo'nalishiga teskari tomonga aylantirsa manfiy ishorali qilib olinadi;

- agar kuchlar (tashqi yuklar va tayanch reaksiyalari) vektoridan qirqilgan kesim markaziga nisbatan olingan momentlar to'sindan ajratib olingan bo'lakchanning pastki tolalarini siqsa, u holda **eguvchi moment musbat** va aksincha, pastki tolalarini cho'zsa manfiy ishorali qilib tanlanadi.

2-izoh: yuqorida keltirilgan 9 ta xulosa yordamida Q va M larning epyuralari to'g'ri qurilganligini tekshirib ko'rish zarur.

Kesish usuliga muvofiq har bir oraliqni z masofada fikran qirqib, konsoldan ajratilgan bo'lakchani alohida chizib olamiz (II.6-shakl, b, d).

Kesim og'irlik markaziga navbat bilan $Q_y^I(z_1)$, $Q_y^{II}(z_2)$ ko'ndalang kuchlarni va $M_x^I(z_1)$, $M_x^{II}(z_2)$ eguvchi momentlarni qo'yamiz va quyidagi ifodalarini tuzamiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq \ell$

$$Q_y^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -F = \text{const}$$

$$M_x^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{oi} = -F z_1$$

II oraliq: $\ell \leq z_2 \leq 2\ell$

$$Q_y^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = -F + 3F = 2F = \text{const}$$

$$M_x''(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{O2} = -F \cdot z_2 + 3 \cdot F(z_2 - \ell)$$

Har bir oraliq uchun aniqlangan qiymatlardan foydalanib, ichki kuchlarning miqdorlari – ordinatalarini aniq masshtab bilan konsol o'qiga parallel o'tkazilgan nol chizig'iga perpendikulyar qilib joylashtiramiz.

Natijada har bir oraliq uchun ko'ndalang kuch $Q(z)$ va eguvchi moment $M(z_1)$ larning epyuralari paydo bo'ladi (II.6 -shakl, e, f).

II.4-masala. Tekis taqsimlangan yoyilgan kuch bilan yuklangan oddiy to'sin egilishga qarshilik ko'rsatmokda (II.7–shakl, a).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchlarini topish;
- har bir oraliq uchun kesuvchi kuchning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun eguvchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish.

Masalaning echilishi: Masalani echishni tayanch reaksiyalarini aniqlashdan boshlaymiz (II.7-shakl, b). SHuni ta'kidlash zarurki, to'sin faqat o'ziga qo'yilgan tashqi kuchlar ta'siridagina emas, balki tayanch reaksiyalaridan ham egiladi. Biz faqat to'sinning geometrik o'qiga tik yo'nalgan tashqi kuchlar ta'siri ostidagi egilishni o'rganayotganligimiz sababli tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun statikaning tayanch kesimlarga nisbatan hamma kuchlardan olingan momentlar tenglamasidan

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_{Ai} &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_{Bi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

keyin esa tayanch reaksiyalarning qiymatlari

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0 \quad (b)$$

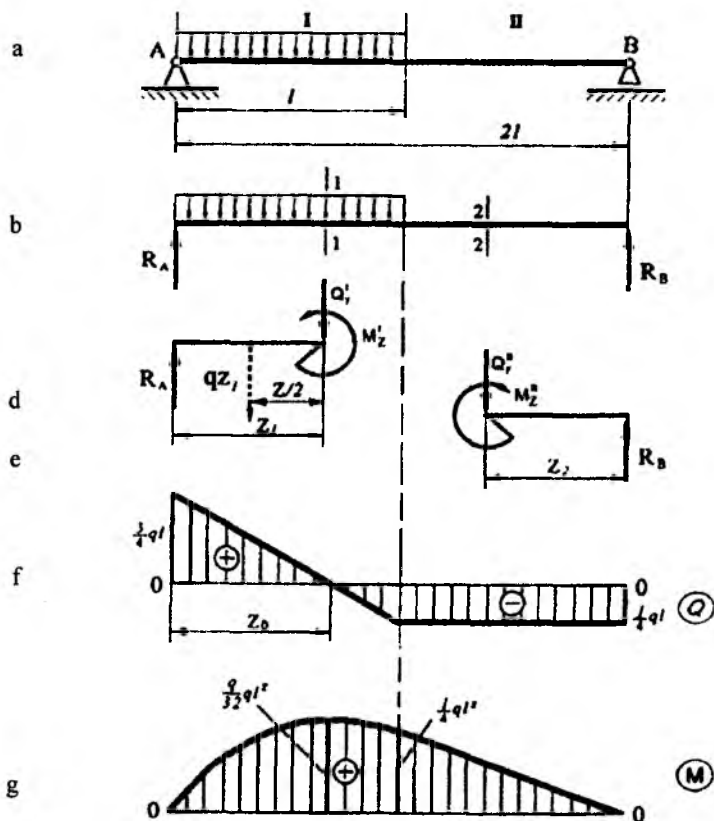
tenglama yordamida tekshirib ko'riladi.

Ushbu masala uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_A(F_i) &= 0, & q\ell \cdot \frac{1}{2}\ell - R_B \cdot 2\ell &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_B(F_i) &= 0, & -q\ell \cdot (\frac{1}{2}\ell + \ell) + R_A \cdot 2\ell &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Bulardan quyidagilar kelib chiqadi:

$$R_A = \frac{3}{4}q\ell, \quad R_B = \frac{1}{4}q\ell$$



II.7-shakl

Vertikal yo'nalishga kuchlarni proeksiyalab, tayanch reaksiyalarning qiymatlari to'g'ri aniqlanganligiga ishonch hosil qilamiz.

Kesish usulini qo'llab, II.7-shakl, d, e chizmalarni hosil qilamiz. Natijada Q va M larning analitik ifodalari quyidagi ko'rinishda yoziladi:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq l$

$$Q_y^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = R_A - qz_1 = \frac{3}{4}ql - qz_1$$

$$M_x^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{oi} = R_A z_1 - qz_1 \frac{z_1}{2} = \frac{3}{4}qlz_1 - \frac{1}{2}qz_1^2$$

II oraliq: (o'ng tomon) $0 \leq z_2 \leq l$

$$Q_y^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -R_B = -\frac{1}{4}ql = \text{const},$$

$$M_x^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{oi} = R_B z_2 = \frac{1}{4}qlz_2$$

I oraliq uchun tuzilgan ifodalarning birinchisi yordamida ko'ndalang kuch epyurasi quriladi:

$$z_1 = 0 : \quad Q_y^I(0) = \frac{3}{4}ql,$$

$$z_1 = l : \quad Q_y^I(l) = -\frac{1}{4}ql$$

Bundan chiqdi, I oraliqning boshlanishida ko'ndalang kuch musbat, oxirida esa manfiy qiymatga ega bo'lar ekan. Boshqacha aytganda $0 \leq z_1 \leq l$ oraliqda ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan kesim mavjud. Buni aniqlash uchun shu oraliqda ko'ndalang kuch tenglamasini nolga tenglab, $z_1 = z_0$ ni aniqlaymiz:

$$Q_y^I(z_1) = 0 \quad \text{yoki} \quad \frac{3}{4}ql - qz_0 = 0$$

Bundan $z_0 = \frac{3}{4}l$ ekanligi kelib chiqadi.

$M_x^I(z_1)$ eguvchi momentning tenglamasi ikkinchi tartibli egri chiziq tenglamasidan iborat; shu sababli epyura qurish uchun eng kamida yana bitta nuqtadagi eguvchi moment qiymatini bilish shart.

$z_0 = \frac{3}{4}l$ bo'lgan «o'ziga xos» kesimda eguvchi momentning qiymatini topamiz:

$$M_0 = \frac{3}{4}ql \cdot z_0 - 0.5qz_0^2 = \frac{3}{4}ql \cdot \frac{3}{4}l - 0.5q \cdot \left(\frac{3}{4}l\right)^2 = \frac{9}{32}ql^2$$

Demak, ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan kesimda eguvchi moment ekstremal (max yoki min) qiymatga erishar ekan. SHu bois, biz tekshirayotgan hol uchun esa $M_0 = \frac{9}{32}ql^2$ bo'ladi.

Topilgan qiymatlar yordamida ma'lum masshtabda ko'ndalang kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini quramiz (II.7-shakl, f, g).

2.7-§. Ichki kuchlarning epyuralarini qurishga MathCAD dasturining tadbiqu bo'yicha umumiy mulohazalar

Ichki kuchlarning epyuralarini qurishga yoki qurilgan epyuralardan foydalanib, xavfli kesimga mos keluvchi ekstremal ichki kuchlarni aniqlashga oid yuqorida ko'rib chiqilgan 4 ta masalalarni echish jarayonida tabiiyki, quyidagi xulosalar kelib chiqadi.

Birinchidan, tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash va epyuralarni qurishda foydalaniladigan ichki kuchlarning qiymatlarini aniqlash uchun zarur bo'lgan arifmetik hisoblashlar juda ko'p vaqtni talab etadi.

Ikkinchidan, aniq masshtab bilan epyuralarni qo'lda chizish ancha murakkab bo'lib, juda ko'p vaqtni sarflashni taqozo etadi.

Uchinchidan, uchta yoki undan ortiq oraliqlardan iborat, ko'ndalang kesimi o'zgarmas va o'zgaruvchan statik aniq yoki statik aniqlas bruslar uchun qo'lda ichki zo'riqlarning epyuralarini qurish ancha «mushkul», hatto tayanchlardagi reaksiya kuchlarini aniqlashga ham juda ko'p vaqt sarflash zarur. Qolaversa bruslarga ta'sir ko'rsatuvchi yoyilgan kuchlar chiziqli va chiziqli bo'lmagan qonuniyatlar bilan o'zgargan hollarda ichki kuchlarni qo'lda aniqlash orqali bruslarni mustahkamlik va bikrikka hisoblash ishlari ancha qiyin kechadi, ba'zan talabalarda psixologik noqulayliklar uyg'otadi va hakoza.

Yuqoridagilardan kelib chiqib, tayanch reaksiya kuchlarini va ichki kuchlarni aniqlash, tegishli epyuralarni qurish hamda ulardan amalda samarali foydalanishda eski yondoshuvlardan - avtoritar o'qitish texnologiyalaridan xoli bo'lgan va o'qitishning shaxsga yo'naltirilgan zamonaviy pedagogik texnologiyalaridan biri hisoblangan kompyuterlashtirilgan o'qitish texnologiyasini qo'llashga imkon beradigan, masala yoki hisob-grafik ishlarini echish jarayonlarida pedagog va talabalarda psixologik noqulaylik uyg'otmaydigan zamonaviy MathCAD dasturini tadbiqu etishni maqsadga muvofiq deb hisoblaymiz.

Kompyuter yordamida MathCAD dasturida masalalar echishning afzallik tomonlari shundaki, **birinchidan**, talabalar kam vaqt sarflagan holda masalalarni juda tez echa oladi, **ikkinchidan**, juda katta aniqliklarda to'g'ri va xatosiz natijalar olinadi, **uchinchidan**, masalalarni echish jarayonida talabalarining nazariy bilimi va amaliy ko'nikmasi uyg'unlashib boradi. Foydalanuvchidan kompyuterda dasturlash uchun maxsus bilimlar talab etilmaydi, eng muhimi talabalar mustaqil holda ikki yoki undan ortiq oraliqlarga ega bo'lgan hamda murakkab yuklanishlarga (bir vaqtning o'zida to'plangan kuch, yoyilgan kuch va juft kuchlar ta'siridagi) qarshilik ko'rsatuvchi konstruksiya qismlarini hisoblay oladi.

MathCAD dasturining o'ziga xos tomoni yana shundaki, materiallar qarshiligi fani masalalarni echishda, ayniqsa ichki kuchlar, kuchlanishlar va deformatsiya yoki ko'chishlarning epyuralarini qurishda maxsus standart dasturlardan foydalanish imkoniyati mavjudligi sababli talabalarning vaqti behuda arifmetik hisoblashlarga yoki grafik qurish ishlariga sarflanmaydi, balki ularning vaqtlari va imkoniyatlarini fanning mazmun-mohiyatini yanada chuqurroq o'rganish barobarida bevosita ijodiy, tahliliy-tanqidiy va izchil yondoshuvlarga yo'naltiriladi.

Endi MathCAD dasturi to'g'risida asosiy tushunchalarni bayon qilamiz.

Ichki kuch (kuchlanish, deformatsiya)larni aniqlash va ularning epyuralarini qurishni talabalar tomonidan tez va qulay o'zlashtirishlarini ta'minlash uchun o'quv dasturida belgilangan tegishli misol-masalalarni murakkablik darajasi bo'yicha guruhlariga ajratib, MathCAD dasturi yordamida ishlash maqsadga muvofiqdir. Buning uchun, avvalo kompyuterga MathCAD dasturi o'rnatilishi lozim. SHuningdek, talabalardan kompyuter va MS Office (Word, Excel, PowerPoint) dasturlaridan foydalanish bo'yicha boshlang'ich bilim va ko'nikmalarga ega bo'lishlari talab qilinadi.

MathCAD dasturining asosiy menyusi kompyuter dasturlari singari standart menyudan iborat bo'lib, u «YAngi fayl yaratish», «Fayllarni ochish», «Fayllarni saqlash» hamda «Faylni chop etish va boshqalar»lardan tashkil topgan. SHuningdek, asosiy menyu orqali masalalar echishda qo'shimcha menyularni ham faollashtirish mumkin: Kalkulyator (Calculator), Grafiklar yasash (Graph), Vektor va matritsalar ustidagi amallar (Vektor and Matrix), Tenglik (Evaluation), Differensial va integral hisob (Calculus), SHartli belgilar (Boolean), Dastur tuzish (Programming), Eski lotin belgilari (Greek), Tenglamalar ustida amallar (Symbolic).

Ishchi oynadagi qo'shimcha menyularni qisqacha tavsiflaymiz.

Kalkulyator (Calculator) menyusi orqali foydalanuvchi oddiy va turli o'zgarmas kattaliklar bo'yicha matematik amallarni kiritish va hisob-kitob ishlarini bajarishlari mumkin.

Masalalarni echish davomida olingan natijalar asosida ichki kuch (kuchlanish)larning epyuralarini qurish talab qilinadigan bo'lsa, talabalar **Grafiklar yasash (Graph)** menyusi yordamida foydalanuvchi ekranda 2D va 3D o'lchamli grafiklarni qurish, ular ustida xulosalar qilish imkoniyatiga ega.

Tenglamalar yoki tenglamalar (shu jumladan chiziqli bo'lmagan) tizimini echishda **Given/Find** yoki ("**Berilgan/Aniqlash**") maxsus hisoblash bloki qo'llaniladi. SHuningdek, **Given** operatori yoki bog'lovchi so'zini kompyuterga kiritish bilanoq "probel" qo'ymasdan kursorni ikki-uch qator pastga tushirib, tegishli tenglama yoziladi. Bunda "Ko'paytirish" va "Bulevo tengligi" belgilaridan foydalanish lozim. Bundan tashqari "**root**" funksiya yordamida ham tenglamalarni echish mumkin.

Vektor va matritsalar ustidagi amallar (Vektor and Matrix) menyusi yordamida bir qancha matematik amallarni bajarish mumkin. SHuningdek, o'zgaruvchilar va kerakli oraliqlar (m..n, m dan n gacha)ni kiritish mumkin. Vektor va matritsalarini indeksatsiyalashtirishda ORIGIN := 1 operatori ishlatiladi.

SHartli belgilar (Boolean) menyusi orqali foydalanuvchi katta, kichik, teng, katta yoki teng, kichik yoki teng kabi belgilarni ishlatish imkoniyatiga ega.

Dastur tuzish (Programming) menyusi asosan MathCAD muhitida dastur tuzish, turli shartlar bilan echiladigan masalalarni hisoblashda keng qo'llaniladi.

Eski lotin alifbosi belgilarini ishlatishda **Eski lotin harflari (Greek)** menyusi ishlatiladi.

MathCAD dasturidan foydalanib cho'zilish (siqilish), egilish va buralish deformatsiyalari hamda ustuvorlikka oid masalalarni echilishini navbat bilan

talabalarga havola etishdan avval quyidagilarni alohida ta'kidlash o'rindir:

1. MathCAD dasturida masalalar echishni boshlashdan oldin albatta masalalarning shartida quyidagi "O'lcham birliklari orasidagi munosabatlar"ni kompyuterga kiritish kerak:

ORIGIN := 1	m := m	cm := 0.01·m	mm := 0.001·m
	Hm := N·m		H := N
	kH := 1000·N		kHm := 1000·N·m

Izoh: MathCAD dasturining o'ziga xosligi shundaki, "SI" - Xalqaro birliklar tizimidan foydalanilganda sonlardan keyin m, kN, kN/m kabi birliklar yozilmasa masalani echish osonlashadi va natijalar ham mazkur birliklar tizimida kelib chiqadi. SHuning uchun Dasturda faqat Xalqaro birliklar tizimidan foydalanish tavsiya etiladi.

2. Xavfli kesimlarga ta'sir ko'rsatuvchi bo'ylama kuch, burovchi moment, kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning ekstremal qiymatlarini aniqlashda quyidagi "maxsus dastur"lardan foydalanish zarur.

Kesuvchi kuchning eng katta qiymatini aniqlash dasturi:

$$F_{\max}(F, L_w, L_f, N1) := \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L_w \\ A1 \leftarrow |F(L)| \\ \text{while } L < L_f \\ \quad \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L + \frac{L_f - L_w}{N1} \\ A2 \leftarrow |F(L)| \\ \text{if } A2 > A1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} A1 \leftarrow A2 \\ L2 \leftarrow L \end{array} \right. \end{array} \right. \\ \left(A1 \quad L2 \cdot \frac{N}{m} \right)^T \end{array} \right|$$

$$Q_{\max} := F_{\max}(Q, L_w, L_f, N1)_1$$

$$z_{Q\max} := \frac{F_{\max}(Q, L_w, L_f, N1)_2 \cdot m}{N}$$

Eguvchi momentning eng katta qiymatini aniqlash dasturi:

$$F_{\max}(F, L_w, L_f, N1) := \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L_w \\ A1 \leftarrow |F(L)| \\ \text{while } L < L_f \\ \quad \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L + \frac{L_f - L_w}{N1} \\ A2 \leftarrow |F(L)| \\ \text{if } A2 > A1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} A1 \leftarrow A2 \\ L2 \leftarrow L \end{array} \right. \end{array} \right. \\ (A1 \quad L2 \cdot N)^T \end{array} \right|$$

$$M_{\max} := F_{\max}(M, L_w, L_f, N1)_1$$

$$z_{M\max} := \frac{F_{\max}(M, L_w, L_f, N1)_2}{N}$$

2.8-§. CHo'zilish yoki siqilishga oid masalalar echishda MathCAD dasturini qo'llash

H.5-masala. Sterjenga to'plangan va chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchi yoyilgan kuchlar ta'sir ko'rsatmoqda (II.8-shakl).

Berilgan kattaliklar:

$$L_0 := 1.0 \cdot \text{m} \quad F := 250 \text{ kN} \quad q := 200 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad d := 3 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m}$$

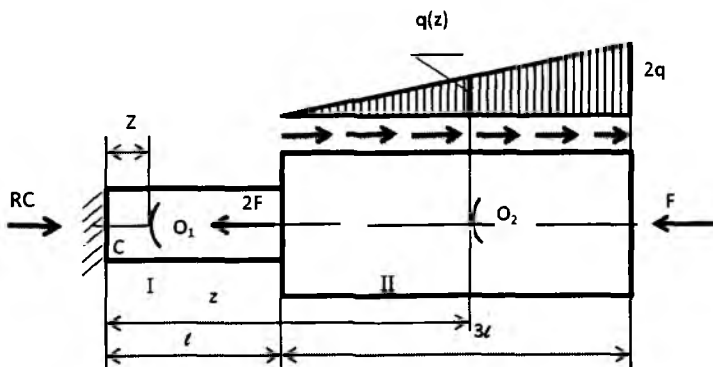
$$A := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini aniqlash;
- har bir oraliq uchun bo'ylama kuch $N(z)$ ning analitik ifodasini tuzish;
- oraliqlar uchun normal kuchlanish $\sigma(z)$ ning analitik ifodasini tuzish;
- bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralarini qurish;
- xavfli kesimga mos keluvchi bo'ylama kuchning qiymatini aniqlash.

CHo'zilish yoki siqilishga doir masalalarni echish uchun talabalar quyidagilarni bilishlari va amalda qo'llay olishlari tavsiya etiladi:

- tayanch reaksiyalarni aniqlashda statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini amalda qo'llab, bo'ylama kuchning analitik ifodalarini tuzish;
- MathCAD dasturini qo'llay olish: ma'lumotlarni kiritish, tenglamalarni echish, "Graf" menyusidan foydalana olish va hokozalar.



II.8-shakl

Izoh: MathCAD dasturini tadbqiq etishda eng avvalo

ORIGIN := 1

operatorini, berilgan kattaliklar orasidagi munosabatlarni hamda ularning qiymatlarini quyidagicha yozib olish shart, aks holda natijalar noto'g'ri bo'ladi (yozuvlarni soddalashtirish maqsadida keyingi barcha masalalarda faqat berilgan kattaliklarning qiymatlari ko'rsatilgan, xolos):

$$\begin{array}{llll} \text{m} := \text{m} & \text{cm} := 0.01 \cdot \text{m} & \text{mm} := 0.001 \cdot \text{m} & \text{Hm} := \text{N} \cdot \text{m} \\ \text{kH} := 1000 \cdot \text{N} & \text{kHm} := 1000 \cdot \text{N} \cdot \text{m} & & \text{H} := \text{N} \end{array}$$

Masalaning echilishi

1. Dastlab statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanib, C tayanchdagi reaksiya kuchini 2 ta usulda aniqlaymiz.

1-usul: **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanamiz.

Faraz qilaylik, birinchi
galdagi yaqinlashuvda
reaksiya kuchi 6 N ga teng
bo'lsin:

$$\text{Given} \quad \text{RC} := 6 \cdot \text{N}$$

Statika tenglamasi:

$$-F + 0.5 \cdot 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 - 2F + \text{RC} = 0$$

Tenglamani echish:

$$\text{RC} := \text{Find}(\text{RC})$$

Javob:

$$\text{RC} = 1.5 \times 10^5 \text{ N}$$

2-usul:

Birinchi yaqinlashuvda
reaksiya kuchi 6 N ga teng
bo'lsin:

$$\text{Given} \quad \text{RC} := 6 \cdot \text{N}$$

Tenglamani echish:

$$\text{RC} := \text{root}(F - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 - F + q \cdot 2 \cdot L0 - \text{RC}, \text{RC})$$

Javob:

$$\text{RC} = 1.5 \times 10^5 \text{ N}$$

Ikkala usulda ham bir xil natija oldik. Endi ularning to'g'ri yoki noto'g'ri ekanligini quyidagi ifoda yordamida tekshirib ko'ramiz:

z o'qiga
nisbatan
proeksiya
tenglamasi

$$\begin{array}{l} \delta_{\text{y}} := -F + 0.5 \cdot 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 - 2F + \text{RC} \\ \text{yoki} \\ \delta = 0 \text{ N} \end{array}$$

Xulosa:

tayanch reaksiya
kuchi to'g'ri
topilgan

2.

Oraliqlar

Bo'ylama kuchlarning ifodasi

I $N1(z) \approx -RC$

II $N2(z) \approx -RC + 2 \cdot F - 0.5 \cdot 2 \cdot q \cdot \frac{(z - L0)^2}{3 \cdot L0}$

Oraliqlar

Normal kuchlanishlarning ifodasi

I $\sigma 1(z) \approx -RC \div A$

II $\sigma 2(z) \approx \left[-RC + 2 \cdot F - 0.5 \cdot 2 \cdot q \cdot \frac{(z - L0)^2}{3 \cdot L0} \right] \div (2 \cdot A)$

3. Masshtab tanlash

$$z := 0,4 \frac{L0}{8} \dots 4L0$$

Bo'ylama kuchlar:

Normal kuchlanishlar:

$$N(z) := \begin{cases} N1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ N2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

$$\sigma(z) := \begin{cases} \sigma 1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ \sigma 2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

$z =$

0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
3.5
4

m

$N(z) =$

$-1.5 \cdot 10^5$
$-1.5 \cdot 10^5$
$3.5 \cdot 10^5$
$3.333 \cdot 10^5$
$2.833 \cdot 10^5$
$2 \cdot 10^5$
$8.333 \cdot 10^4$
$-6.667 \cdot 10^4$
$-2.5 \cdot 10^5$

N

$\sigma(z) =$

$-2.122 \cdot 10^8$
$-2.122 \cdot 10^8$
$2.476 \cdot 10^8$
$2.358 \cdot 10^8$
$2.004 \cdot 10^8$
$1.415 \cdot 10^8$
$5.895 \cdot 10^7$
$-4.716 \cdot 10^7$
$-1.768 \cdot 10^8$

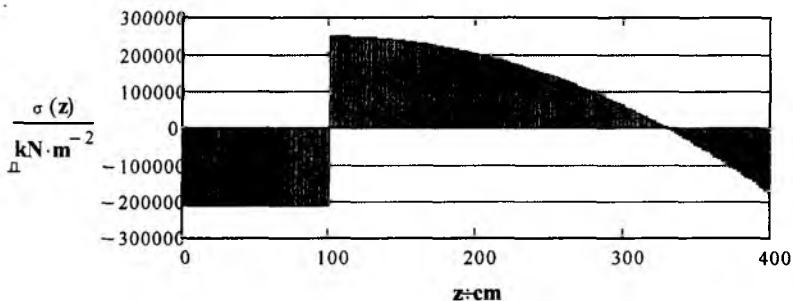
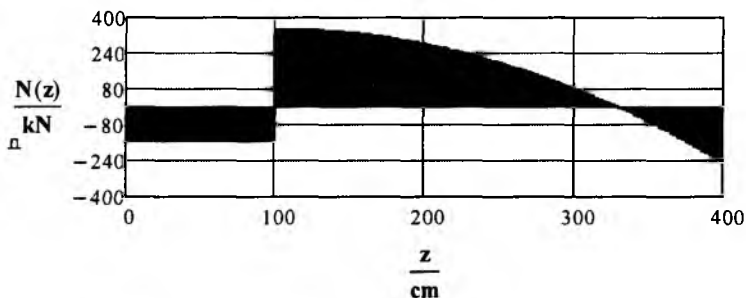
Pa

$$z := 0,4 \frac{L0}{150} \dots 4L0$$

Quyidagi "Bo'ylama kuchning maksimal qiymatini aniqlash dasturi" yordamida xavfli kesimga to'g'ri keluvchi eng katta bo'ylama kuchni topamiz.

$$F1_{\max}(F, L_s, L_v, N1) := \begin{cases} L \leftarrow L_s \\ A1 \leftarrow |F(L)| \\ \text{while } L < L_v \\ \quad L \leftarrow L + \frac{L_v - L_s}{N1} \\ \quad A2 \leftarrow |F(L)| \\ \quad \text{if } A2 > A1 \\ \quad \quad A1 \leftarrow A2 \\ \quad \quad L2 \leftarrow L \\ \quad \left(A1 \quad L2 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}} \right)^T \end{cases} \quad \begin{aligned} L_s &:= 4L0 & L_v &:= 0 \cdot \text{m} \\ L_v &:= L & N1 &:= 8 \\ zN_{\max} &:= \frac{F1_{\max}(N, L_s, L_v, N1)_2 \cdot \text{m}}{\text{kN}} \\ N_{\max} &:= F1_{\max}(N, L_s, L_v, N1)_1 \\ zN_{\max} &:= 1 \cdot \text{m} \\ N_{\max} &:= 350 \cdot \text{kN} \end{aligned}$$

Endi "Grapf" menyusi yordamida aniq mashtab asosida epyuralar quramiz.

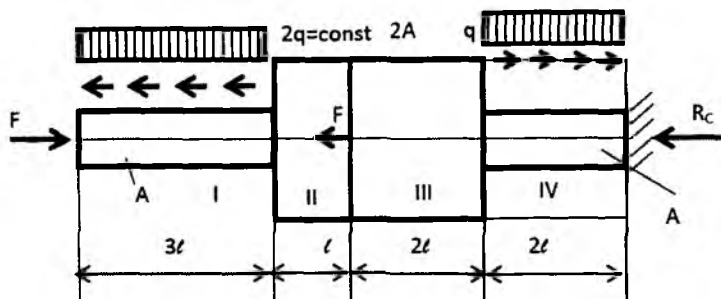


Xulosa: tayanch kesimdan 1 m masofada xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 350 kN bo'ylama kuch ta'sir ko'rsatar ekan.

II.6-masala. Sterjenga to'plangan va yoyilgan kuchlar ta'sir ko'rsatmoqda (II.9-shakl).

Quyidagilar talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini;
- har bir oraliq uchun bo'ylama kuch $N(z)$ ning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun normal kuchlanish $\sigma(z)$ ning analitik ifodasini tuzish;
- bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralarini qurish;
- xavfli kesimga mos keluvchi bo'ylama kuchning qiymatini aniqlash.



II.9-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$L_0 := 1.0 \cdot \text{m} \quad F := 0.5 \text{ kN} \quad q := 0.40 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad d := 2.5 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m} \quad A := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Masalaning echilishi:

1. Har galgidek, statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanib, C tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Aytaylik, birinchi tayanchdagi reaksiya kuchi 6 N ga teng bo'lsin:
Tenglamani echish:

Given $RC := 5 \cdot \text{kN}$

$$RC := \text{root}(F - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L_0 - F + q \cdot 2 \cdot L_0 - RC, RC)$$

Javob:

$$RC = -1.6 \times 10^3 \text{ N}$$

z o'qiga nisbatan
proeksiya
tenglamasi:

$$\delta := F - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 - F + q \cdot 2 \cdot L0 - RC$$

yoki

$$\delta = 0 \text{ N}$$

Xulosa: tayanch
reaksiya kuchi
to'g'ri topilgan.

2.

№ Bo'ylama kuchlar

Normal kuchlanishlar

I $N1(z) := 2 \cdot q \cdot z - F$

$\sigma 1(z) := (2 \cdot q \cdot z - F) \div A$

II $N2(z) := 2 \cdot q \cdot 3L0 - F$

$\sigma 2(z) := (2 \cdot q \cdot 3L0 - F) \div (2 \cdot A)$

III $N3(z) := -F + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 + F$

$\sigma 3(z) := (-F + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 + F) \div (2 \cdot A)$

IV $N4(z) := -F + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 + F - q \cdot (z - 6 \cdot L0)$

$\sigma 4(z) := [(-F + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 + F - q \cdot (z - 6 \cdot L0))] \div (A)$

3. Masshtab tanlash

$z := 0, 4 \frac{L0}{8} \dots 8L0$

Bo'ylama kuchlar:

Normal kuchlanishlar:

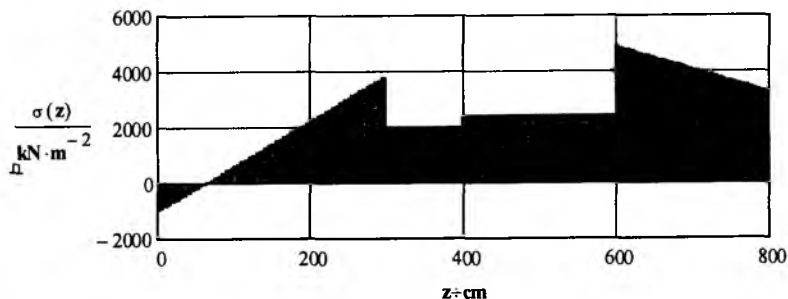
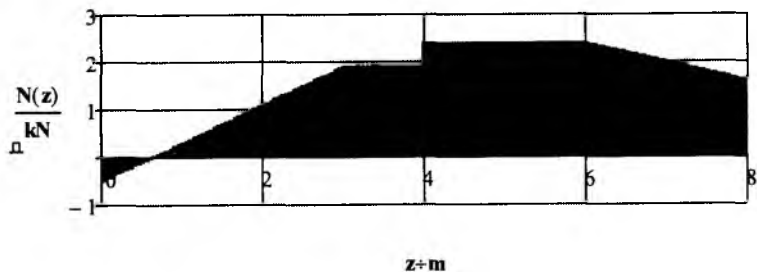
$$N(z) := \begin{cases} N1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ N2(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ N3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ N4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

$$\sigma(z) := \begin{cases} \sigma 1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ \sigma 2(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ \sigma 3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ \sigma 4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

$z =$	$N(z) =$	$\sigma(z) =$
0 m	-500 N	$-1.019 \cdot 10^6$ Pa
0.5	-100	$-2.037 \cdot 10^5$
1	300	$6.112 \cdot 10^5$
1.5	700	$1.426 \cdot 10^6$
2	$1.1 \cdot 10^3$	$2.241 \cdot 10^6$
2.5	$1.5 \cdot 10^3$	$3.056 \cdot 10^6$
3	$1.9 \cdot 10^3$	$1.935 \cdot 10^6$
3.5	$1.9 \cdot 10^3$	$1.935 \cdot 10^6$
4	$2.4 \cdot 10^3$	$2.445 \cdot 10^6$
4.5	$2.4 \cdot 10^3$	$2.445 \cdot 10^6$
5	$2.4 \cdot 10^3$	$2.445 \cdot 10^6$
5.5	$2.4 \cdot 10^3$	$2.445 \cdot 10^6$
6	$2.4 \cdot 10^3$	$4.889 \cdot 10^6$
6.5	$2.2 \cdot 10^3$	$4.482 \cdot 10^6$
7	$2 \cdot 10^3$	$4.074 \cdot 10^6$
7.5	$1.8 \cdot 10^3$	$3.667 \cdot 10^6$
8	$1.6 \cdot 10^3$	$3.259 \cdot 10^6$

$$z := 0,4 \frac{L0}{80} \dots 8L0$$

4. "Grpf" menyusi yordamida masshtab asosida epyuralar quramiz.



5. “Bo‘ylama kuchning maksimal qiymatini aniqlash dasturi” yordamida xavfli kesimga to‘g‘ri keluvchi eng katta bo‘ylama kuchni topamiz (bu erda Dastur ko‘rsatilmagan).

Olingan natijalar:

$$N_{\max} = 2.4 \times 10^3 \text{ N}$$

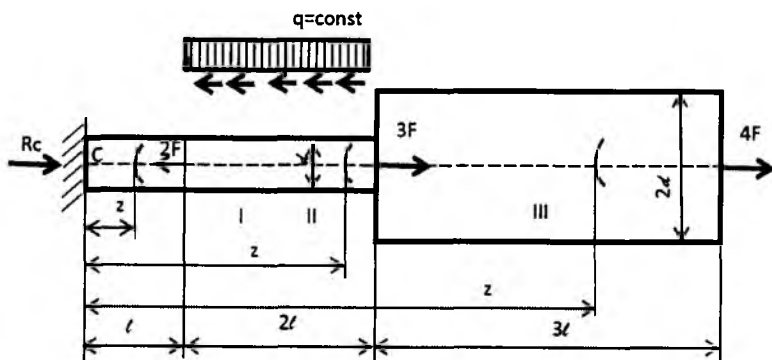
$$z_{N\max} = 4 \text{ m}$$

Xulosa: xavfli kesimlarga 2.4 kN bo‘ylama kuch ta’sir ko‘rsatar ekan.

II.7-masala. Sterjenga to‘plangan va yoyilgan kuchlar ta’sir ko‘rsatmoqda (II.10-shakl).

Quyidagilar talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini aniqlash;
- har bir oraliq uchun bo‘ylama kuchning ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun normal kuchlanishning ifodasini tuzish;
- bo‘ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralarini qurish;
- xavfli kesimga mos keluvchi bo‘ylama kuchning qiymatini aniqlash.



II.10-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$l_0 := 1.0 \cdot \text{m}$$

$$F := 80 \text{ kN}$$

$$q := 320 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$d := 3.5 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m}$$

Masalaning echilishi:

1. Tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Birinchi yaqinlashuv:

Given

$$RC := 10 \cdot N$$

Statika tenglamasi

$$4 \cdot F + 3 \cdot F - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot F + RC = 0$$

Tenglamani echish:

$$RC := \text{Find}(RC)$$

Javob:

$$RC = 2.4 \times 10^5 N$$

z o'qiga nisbatan

proeksiya

tenglamasi

$$\delta_z := 4 \cdot F + 3 \cdot F - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot F + RC$$

yoki

$$\delta = 0 N$$

Xulosa:

tayanch reaksiya

kuchi to'g'ri

topilgan

2. Ichki zo'riqlashlarni aniqlaymiz.

№

Bo'ylama kuchlar:

Normal kuchlanishlar:

$$I \quad N1(z) := -RC$$

$$\sigma 1(z) := (-RC) \div \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

$$II \quad N2(z) := -RC + 2 \cdot F + q \cdot z$$

$$\sigma 2(z) := (-RC + 2 \cdot F + q \cdot z) \div \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

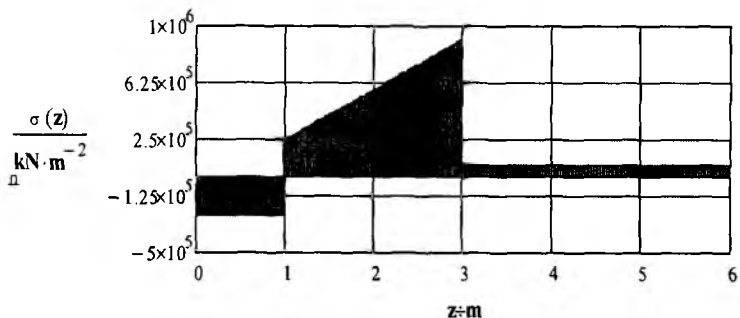
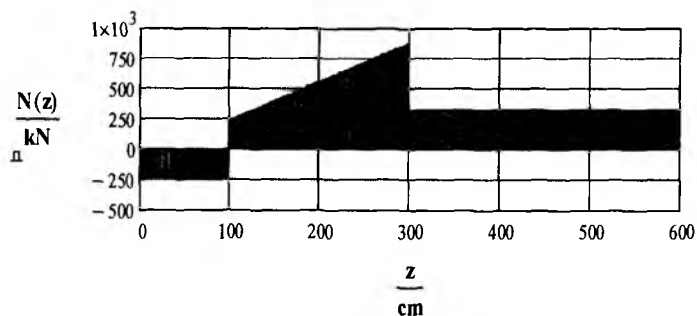
$$III \quad N3(z) := -RC + 2 \cdot F + q \cdot 2 \cdot L0 - 3 \cdot F$$

$$\sigma 3(z) := (-RC + 2 \cdot F + q \cdot 2 \cdot L0 - 3 \cdot F) \div \left[\pi \cdot \frac{(2 \cdot d)^2}{4} \right]$$

3. Masshtab tanlaymiz.

Masshtab tanlash		$z := 0, \frac{L0}{2} \dots 6L0$	
Bo'ylama kuchlar:		Normal kuchlanishlar:	
$N(z) :=$	$N1(z) \text{ if } 0 \leq z \leq L0$ $N2(z) \text{ if } L0 \leq z \leq 3 \cdot L0$ $N3(z) \text{ if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0$	$\sigma(z) :=$	$\sigma 1(z) \text{ if } 0 \leq z \leq L0$ $\sigma 2(z) \text{ if } L0 \leq z \leq 3 \cdot L0$ $\sigma 3(z) \text{ if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0$

4. "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



	1
1	0
2	0.5
3	1
4	1.5
5	2
6	2.5
7	3
8	3.5
9	4
10	4.5
11	5
12	5.5
13	6

$z =$

m

$N(z) =$

	1
1	$-2.4 \cdot 10^5$
2	$-2.4 \cdot 10^5$
3	$2.4 \cdot 10^5$
4	$4 \cdot 10^5$
5	$5.6 \cdot 10^5$
6	$7.2 \cdot 10^5$
7	$3.2 \cdot 10^5$
8	$3.2 \cdot 10^5$
9	$3.2 \cdot 10^5$
10	$3.2 \cdot 10^5$
11	$3.2 \cdot 10^5$
12	$3.2 \cdot 10^5$
13	$3.2 \cdot 10^5$

N

$\sigma(z) =$

	1
1	$-2.495 \cdot 10^8$
2	$-2.495 \cdot 10^8$
3	$2.495 \cdot 10^8$
4	$4.158 \cdot 10^8$
5	$5.821 \cdot 10^8$
6	$7.484 \cdot 10^8$
7	$8.315 \cdot 10^7$
8	$8.315 \cdot 10^7$
9	$8.315 \cdot 10^7$
10	$8.315 \cdot 10^7$
11	$8.315 \cdot 10^7$
12	$8.315 \cdot 10^7$
13	$8.315 \cdot 10^7$

Pa

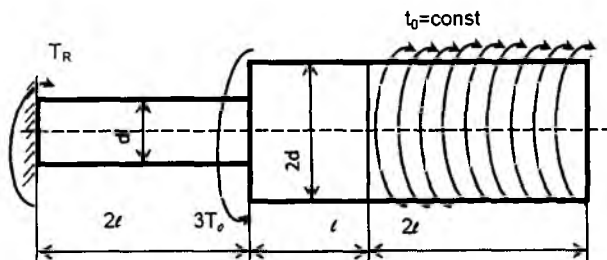
5. “Bo‘ylama kuchning maksimal qiymatini aniqlash dasturi” yordamida xavfli kesimga to‘g‘ri keluvchi eng katta bo‘ylama kuchni topamiz (bu erda Dastur ko‘rsatilmagan).

Olingan natijalar:	$z_{Nmax} = 2.938 \text{ m}$	$N_{max} = 8.6 \times 10^5 \text{ N}$
---------------------------	------------------------------	---------------------------------------

Xulosa: tayanch kesimdan taxminan 3 m masofada xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 860 kN bo'ylama kuch ta'sir ko'rsatar ekan.

2.9-§. Buralishga oid masalalar echishda MathCAD dasturini qo'llash

II.8-masala. To'plangan va yoyilgan momentlar bilan yuklangan val buralishga qarshilik ko'rsatmokda (II.11-shakl).



II.11-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$LO := 1.0 \cdot \text{m} \quad TO := 100 \text{ N} \cdot \text{m} \quad d := 2 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m} \quad t_0 := TO + LO$$

Berilgan qiymatlar asosida quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini;
- har bir oraliq uchun burovchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- burovchi momentning epyurasini qurish.

Buralishga oid masalalarni echish uchun talabalar quyidagilarni bilishlari va ularni amalda qo'llay olishlari tavsiya etiladi:

- reaksiyalarni aniqlashda statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini qo'llab, burovchi momentning analitik ifodalarini tuzish
- MathCAD dasturini qo'llay olish: ma'lumotlarni kiritish, tenglamalarni echish, "Grapt" menyusidan foydalana olish va hakoza.

Masalaning echilishi

1. Dastlab statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanib, tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz. Reaksiya kuchini aniqlashda quyidagi 2 ta usulni qo'llash mumkin.

a) **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanamiz.

Aytaylik, birinchi
yaqinlashuvda reaksiya
kuchi 5 Nm bo'lsin:
Statika tenglamasi:
Tenglamani echish:

Given $T_r := 5 \cdot N \cdot m$

$$3 \cdot T_0 - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - T_r = 0$$

$T_r := \text{Find}(T_r)$

Javob:

$$T_r = 100 \text{ J}$$

b) "root" funksiyasidan foydalanamiz:
Birinchi yaqinlashuv
5 Nm ga teng:

Given $T_r := 5 \cdot N \cdot m$

Tenglamani echish:

$$T_r := \text{root}(3 \cdot T_0 - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - T_r, T_r)$$

Javob:

$$T_r = 100 \text{ J}$$

Ikkala usulda ham bir xil natija oldik.

2.

№ Burovchi momentlar

Urunma kuchlanishlar

I $T_1(z) := T_r$

$$\tau_1(z) := (T_r) \div \left[\pi \frac{d^2}{4} \right]$$

II $T_2(z) := T_r - 3 \cdot T_0$

$$\tau_2(z) := (T_r - 3 \cdot T_0) \div \left[\pi \cdot \left[\frac{(2 \cdot d)^2}{4} \right] \right]$$

III $T_3(z) := T_r - 3 \cdot T_0 + t_0 \cdot (z - 3 \cdot L_0)$

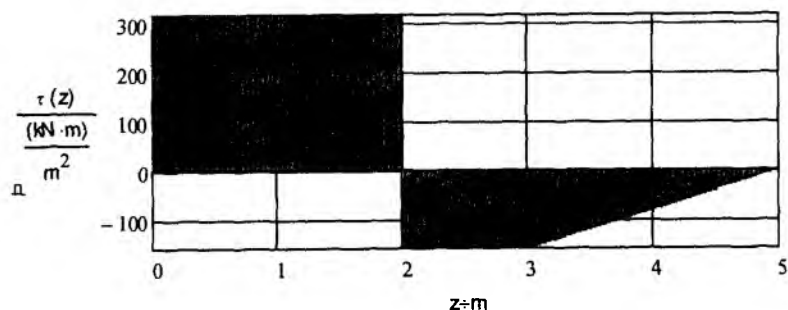
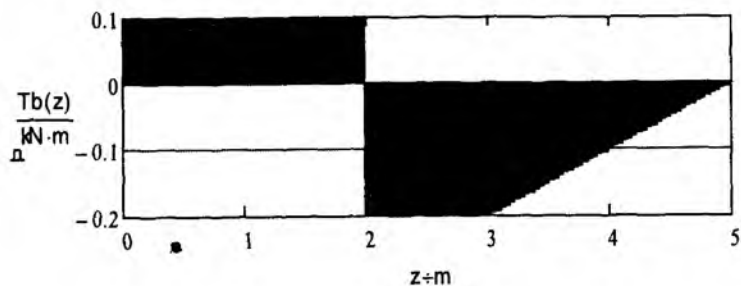
$$\tau_3(z) := [T_r - 3 \cdot T_0 + t_0 \cdot (z - 3 \cdot L_0)] \div \left[\pi \cdot \left[\frac{(2 \cdot d)^2}{4} \right] \right]$$

3. Masshtab tanlab, burovchi moment va urunma kuchlanishlarni topamiz:

$$T_b(z) := \begin{cases} T_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L_0 \\ T_2(z) & \text{if } 2 \cdot L_0 \leq z \leq 3 \cdot L_0 \\ T_3(z) & \text{if } 3 \cdot L_0 \leq z \leq 5 \cdot L_0 \end{cases}$$

$$\tau(z) := \begin{cases} \tau_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L_0 \\ \tau_2(z) & \text{if } 2 \cdot L_0 \leq z \leq 3 \cdot L_0 \\ \tau_3(z) & \text{if } 3 \cdot L_0 \leq z \leq 5 \cdot L_0 \end{cases}$$

4. "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



$z =$	$T_b(z) =$	$\tau(z) =$	
0 m	100 J	$3.183 \cdot 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{s}^2}$	$z = 0,4 \frac{L_0}{100} \dots 5L_0$
1	100	$3.183 \cdot 10^5$	
2	-200	$-1.592 \cdot 10^5$	
3	-200	$-1.592 \cdot 10^5$	
4	-100	$-7.958 \cdot 10^4$	
5	0	0	

5. Quyidagi “Burovchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturi” yordamida xavfli kesimga to‘g‘ri keluvchi eng katta bo‘ylama kuchni topamiz. Buning uchun burovchi momentning o‘lcham birligini kuchning o‘lcham birligiga “shartli ravishda” o‘tkazish lozim, chunki ushbu dastur moment uchun emas, balki kuch uchun ishlab chiqilgan.

$$L_{\text{ov}} := 4L_0$$

$$L_u := 0 \cdot m$$

$$L_b := L$$

$$N1 := 10$$

Tb max ni aniqlash dasturi

```

Fmax(F, Lu, Lb, N1) :=
| L ← Lu
| A1 ← |F(L)|
| while L < Lb
|   | L ← L +  $\frac{L_b - L_u}{N1}$ 
|   | A2 ← |F(L)|
|   | if A2 > A1
|   |   | A1 ← A2
|   |   | L2 ← L
| (A1 L2 N)T
    
```

$$Tb_{\max} := F_{\max}(Tb, L_u, L_b, N1)_1$$

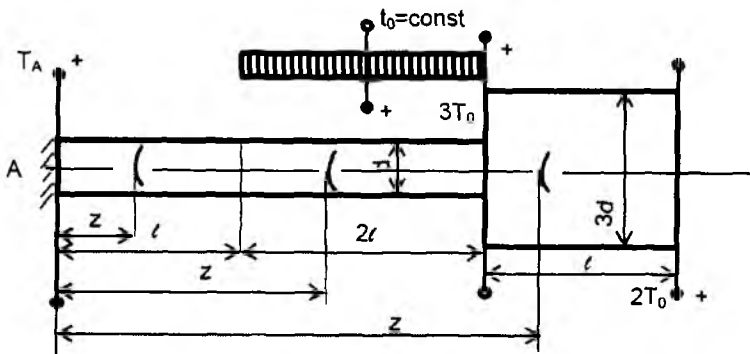
$$Tb_{\max} = 200 \text{ J}$$

$$z_{Tb_{\max}} := \frac{F_{\max}(Tb, L_u, L_b, N1)_2}{N}$$

$$z_{Tb_{\max}} = 2 \text{ m}$$

Demak, tayanch kesimdan 2 m masofada xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 200 N.m burovchi moment ta'sir ko'rsatar ekan.

II.9-masala. To'plangan va yoyilgan momentlar bilan yuklangan val buralishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.12-shakl).



II.12-shakl

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini topish;
- har bir oraliq uchun burovchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- burovchi momentning epyurasini qurish.

Masalaning echilishi

1. Dastlab statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanib, tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz. Reaksiya kuchini aniqlashda quyidagi 2 ta usulni qo'llash mumkin.

Given/Find yoki ("Berilgan/aniqlash") deb nomlangan "maxsus hisoblash bloki"dan foydalanamiz.

Faraz qilaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda reaksiya kuchi 5 Nm ga teng bo'lsin:

Statika tenglamasi

Tenglamani echish:

Javob:

b) faraz qilaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda reaksiya kuchi 5 Nm ga teng bo'lsin:

Tenglamani echish:

Javob:

Given

$$TA := 5 \cdot N \cdot m$$

$$2 \cdot T_0 + t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - 3 \cdot T_0 - TA = 0$$

$$TA := \text{Find}(TA)$$

$$TA = 200 \text{ J}$$

Given

$$TA := 5 \cdot N \cdot m$$

$$TA := \text{root}(2 \cdot T_0 + t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - 3 \cdot T_0 - TA, TA)$$

$$TA = 200 \text{ J}$$

2. Ichki zo'riqlashlarni aniqlashga o'tamiz.

No Burovchi momentlar:

Urunma kuchlanishlar:

$$\text{I} \quad T_1(z) := TA$$

$$\tau_1(z) := (TA) + \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

$$\text{II} \quad T_2(z) := TA - t_0 \cdot (z - L_0)$$

$$\tau_2(z) := [TA - t_0 \cdot (z - L_0)] + \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

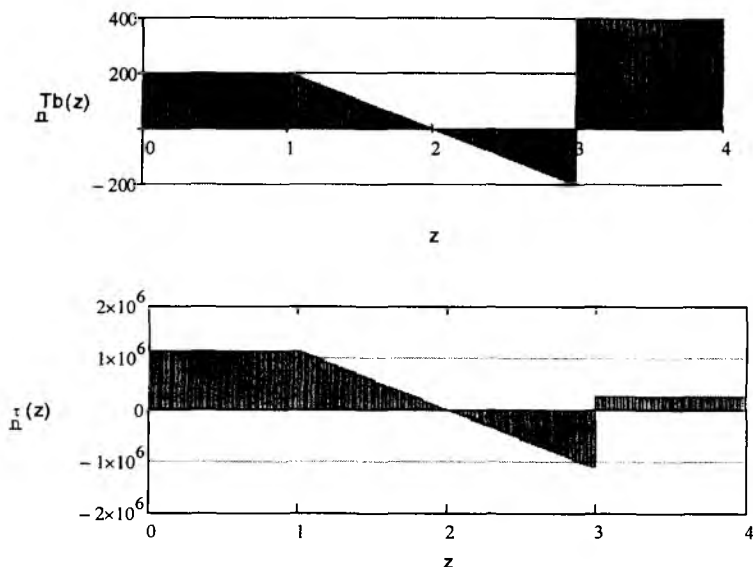
$$\text{III} \quad T_3(z) := TA - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 + 3 \cdot T_0$$

$$\tau_3(z) := (TA - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 + 3 \cdot T_0) + \left[\pi \cdot \left[\frac{(3 \cdot d)^2}{4} \right] \right]$$

3. Masshtab tanlab, burovchi moment va urunma kuchlanishlarni topamiz:

$$T_b(z) := \begin{pmatrix} T_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L_0 \\ T_2(z) & \text{if } L_0 \leq z \leq 3 \cdot L_0 \\ T_3(z) & \text{if } 3 \cdot L_0 \leq z \leq 4 \cdot L_0 \end{pmatrix} \quad \tau(z) := \begin{pmatrix} \tau_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L_0 \\ \tau_2(z) & \text{if } L_0 \leq z \leq 3 \cdot L_0 \\ \tau_3(z) & \text{if } 3 \cdot L_0 \leq z \leq 4 \cdot L_0 \end{pmatrix}$$

4. "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



5. "Burovchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturi" yordamida xavfli kesimga to'g'ri keluvchi eng katta burovchi momentni topamiz (bu erda Dastur ko'rsatilmagan).

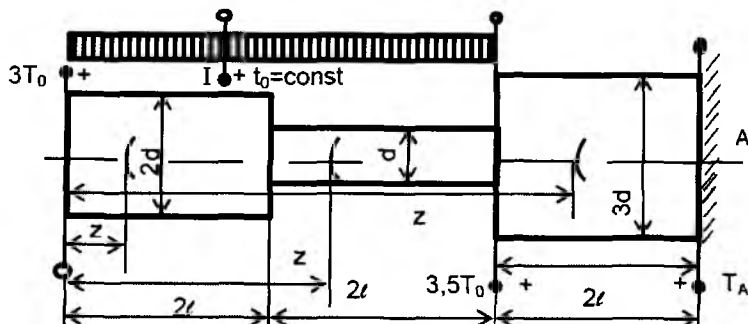
Olingan natijalar:

$$z_{Tb_{\max}} = 3 \text{ m}$$

$$T_{b_{\max}} = 400 \text{ J}$$

Demak, tayanch kesimdan 3 m masofadan boshlab xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 400 N.m burovchi moment ta'sir ko'rsatar ekan.

II.10-masala. To'plangan va yoyilgan momentlar bilan yuklangan val buralishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.13-shakl).



II.13-shakl

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchini;
- har bir oraliq uchun burovchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- burovchi momentning epyurasini qurish.

Berilgan kattaliklar:

$L_0 := 1.0\text{m}$	$T_0 := 600\text{N}\cdot\text{m}$	$d := 2 \cdot 10^{-2}\cdot\text{m}$	$t_0 := T_0 \div L_0$
----------------------	-----------------------------------	-------------------------------------	-----------------------

Masalaning echilishi

Dastlab statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanib, tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Faraz qilaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda reaksiya kuchi 111 Nm ga teng bo'lsin:

Statika tenglamasi:

$$3 \cdot T_0 - t_0 \cdot 4 \cdot L_0 - 3.5 \cdot T_0 - TA = 0$$

Tenglamani echish:

$$TA := \text{Find}(TA)$$

Javob:

$$TA = -2.7 \times 10^3 \text{ J}$$

Birinchi yaqinlashuvda reaksiya kuchi 111 Nm ga teng:

Tenglamani echish:

$$TA := \text{root}(3 \cdot T_0 - t_0 \cdot 4 \cdot L_0 - 3.5 \cdot T_0 - TA, TA)$$

Javob:

$$TA = -2.7 \times 10^3 \text{ J}$$

N₂ Burovchi momentlar:

Urunma kuchlanishlar:

$$\text{I} \quad T_1(z) := 3 \cdot T_0 - t_0 \cdot z$$

$$\tau_1(z) := (3 \cdot T_0 - t_0 \cdot z) \div \left[\pi \cdot \frac{(2 \cdot d)^2}{4} \right]$$

$$\text{II} \quad T_2(z) := 3 \cdot T_0 - t_0 \cdot z$$

$$\tau_2(z) := (3 \cdot T_0 - t_0 \cdot z) \div \left[\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right]$$

$$\text{III} \quad T_3(z) := TA$$

$$\tau_3(z) := (3 \cdot T_0 - t_0 \cdot 4 \cdot L_0 - 3.5 \cdot T_0) \div \left[\pi \cdot \frac{(3 \cdot d)^2}{4} \right]$$

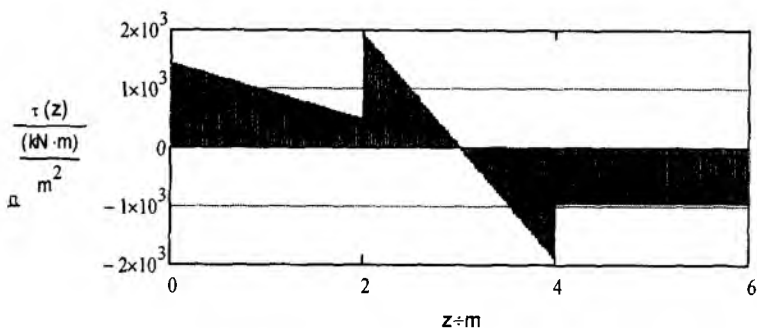
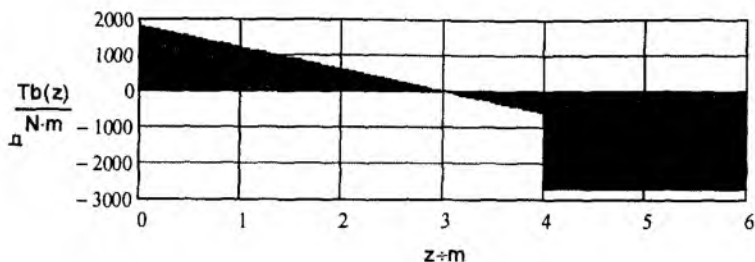
Burovchi momentlar:

Urunma kuchlanishlar:

$$Tb(z) := \begin{cases} T_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L_0 \\ T_2(z) & \text{if } 2 \cdot L_0 \leq z \leq 4 \cdot L_0 \\ T_3(z) & \text{if } 4 \cdot L_0 \leq z \leq 6 \cdot L_0 \end{cases}$$

$$\tau(z) := \begin{cases} \tau_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L_0 \\ \tau_2(z) & \text{if } 2 \cdot L_0 \leq z \leq 4 \cdot L_0 \\ \tau_3(z) & \text{if } 4 \cdot L_0 \leq z \leq 6 \cdot L_0 \end{cases}$$

"Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



Masshtab tanlash

$$z := 0,4 \frac{L_0}{4} \dots 6L_0$$

$z =$	
0	m
1	
2	
3	
4	
5	
6	

$T_b(z) =$	
$1.8 \cdot 10^3$	J
$1.2 \cdot 10^3$	
600	
0	
$-2.7 \cdot 10^3$	
$-2.7 \cdot 10^3$	
$-2.7 \cdot 10^3$	

“Burovchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturi” yordamida xavfli kesimga to’g’ri keluvchi eng katta burovchi momentni aniqlash (bu erda Dastur ko’rsatilmagan).

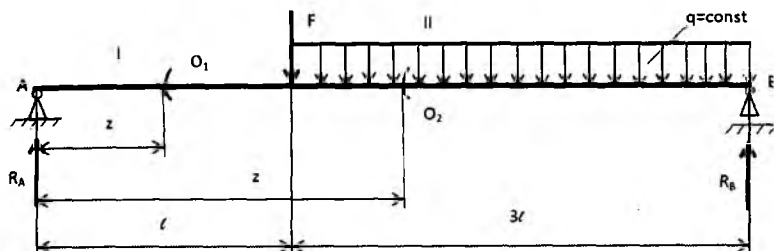
Olingan natijalar: $z_{Tb\max} = 4\text{ m}$

$$T_{b\max} = 2.7 \times 10^3 \text{ J}$$

Demak, tayanch kesimdan 4 m masofadan boshlab xavfli kesim joylashgan bo’lib, unga 270 N.m burovchi moment ta’sir ko’rsatar ekan.

2.10-§. Egilishga oid masalalar echishda MathCAD dasturini qo'llash

II.11-masala. To'plangan va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan doiraviy kesimli to'sin egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.14-shakl).



II.14-shakl

Berilgan kattaliklar

$$L0 := 2.0m$$

$$F_{AA} := 100N$$

$$q := 100 \frac{N}{m}$$

Oraliqlar soni
2

Egilishga doir masalalarni echish uchun talabalar quyidagilarni bilishlari va amalda qo'llay olishlari tavsiya etiladi:

- tayanch reaksiyalarni aniqlashda statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini amalda qo'llab, kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning ifodalarini tuzish;
- MathCAD dasturini qo'llay olish: ma'lumotlarni kiritish, tenglamalarni echish, "Graf" menyusidan foydalana olish.

Masalaning echilishi

Given/Find hisoblash blokidan foydalaniib, tayanchlardagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Faraz qilaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda reaksiya kuchlari tegishlacha 1N va 5Nga teng bo'lsin:	Given $R_{AA} := 1 \cdot N$ $R_{EE} := 5 \cdot N$ $\delta_x := 8N$
Tayanch kesimlarga nisbatan momentlar tenglamasi:	$F \cdot 3 \cdot L0 + q \cdot 3 \cdot L0 \cdot 3 \cdot \frac{L0}{2} - 4 \cdot L0 \cdot R_A = 0$ $F \cdot L0 + q \cdot 3 \cdot L0 \cdot \left(L0 + 3 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 4 \cdot L0 \cdot R_B = 0$

Tekshirish:	$RA + RB - F - q \cdot 3 \cdot L0 - \delta = 0$
Tenglamalar tizimini echish:	$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ \delta \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, \delta)$
Javob:	$RA = 300N \quad RB = 400N \quad \delta = 0N$

Kesuvchi kuchlar:

$$Q1(z) := RA$$

$$Q2(z) := RA - F - q \cdot (z - L0)$$

Eguvchi momentlar:

$$M1(z) := RA \cdot z$$

$$M2(z) := RA \cdot z - F \cdot (z - L0) - q \cdot (z - L0) \cdot \frac{(z - L0)}{2}$$

Kesuvchi kuchlar:

$$Q(z) := \begin{cases} Q1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ Q2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

Eguvchi momentlar:

$$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ M2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

$$z =$$

	1
1	0
2	1
3	2
4	3
5	4
6	5
7	6
8	7
9	8

$$Q(z) =$$

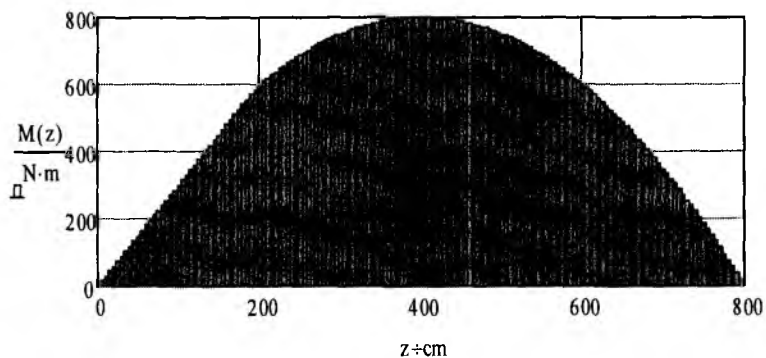
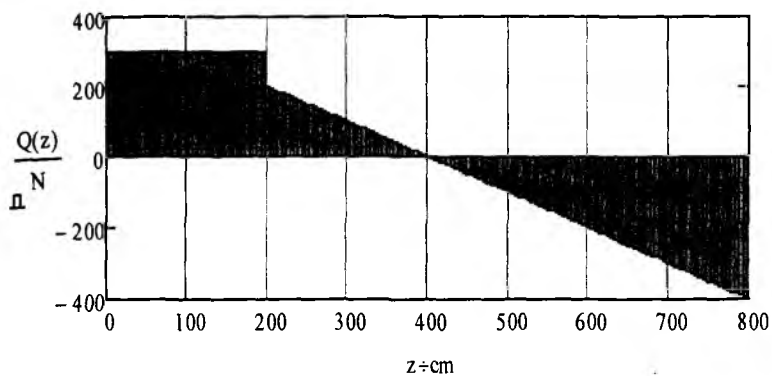
	1
1	300
2	300
3	200
4	100
5	0
6	-100
7	-200
8	-300
9	-400

$$M(z) =$$

	1
1	0
2	300
3	600
4	750
5	800
6	750
7	600
8	350
9	0

$$z := 0, 4 \frac{L0}{160} \dots 8L0$$

Endi "Grpf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



Nihoyat, xavfli kesimgagi eng katta kesuvchi kuch va eguvchi momentni aniqlaymiz.

$$L_{xx} := 800 \text{ cm}$$

$$L_w := 0 \text{ cm}$$

$$L_f := L$$

$$N1 := 4$$

Eguvchi moment uchun dastur:

$$F_{\max}(F, L_w, L_f, N1) := \begin{cases} L \leftarrow L_w \\ A1 \leftarrow |F(L)| \\ \text{while } L < L_f \\ \quad \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L + \frac{L_f - L_w}{N1} \\ A2 \leftarrow |F(L)| \\ \text{if } A2 > A1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} A1 \leftarrow A2 \\ L2 \leftarrow L \end{array} \right. \end{array} \right. \\ (A1 \quad L2 \quad N)^T \end{cases}$$

$$M_{\max} := F_{\max}(M, L_w, L_f, N1)_1$$

$$z_{M\max} := \frac{F_{\max}(M, L_w, L_f, N1)_2}{N}$$

$$M_{\max} = 800\text{J}$$

$$z_{M\max} = 4\text{ m}$$

Kesuvchi kuch uchun dastur:

$$F1_{\max}(F, L_w, L_f, N1) := \begin{cases} L \leftarrow L_w \\ A1 \leftarrow |F(L)| \\ \text{while } L < L_f \\ \quad \left| \begin{array}{l} L \leftarrow L + \frac{L_f - L_w}{N1} \\ A2 \leftarrow |F(L)| \\ \text{if } A2 > A1 \\ \quad \left| \begin{array}{l} A1 \leftarrow A2 \\ L2 \leftarrow L \end{array} \right. \end{array} \right. \\ \left(A1 \quad L2 \quad \frac{N}{m} \right)^T \end{cases}$$

$$Q_{\max} := F1_{\max}(Q, L_w, L_f, N1)_1$$

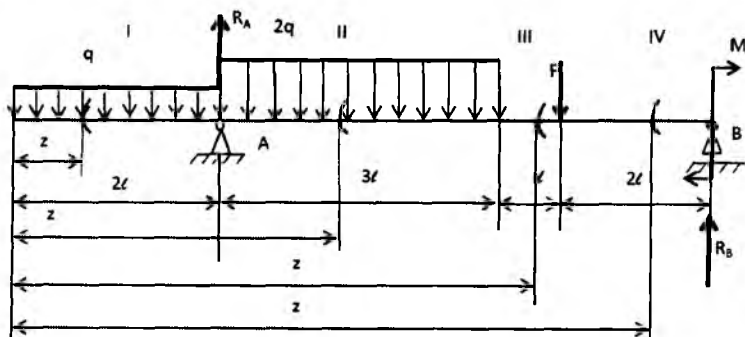
$$z_{Q\max} := \frac{F1_{\max}(Q, L_w, L_f, N1)_2 \cdot m}{N}$$

$$Q_{\max} = 400\text{N}$$

$$z_{Q\max} = 8\text{ m}$$

Demak, tayanch kesimdan **4 m** masofada xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga **800 N.m** eguvchi moment ta'sir ko'rsatar ekan.

II.12-masala. To'plangan va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan doiraviy kesimli to'sin egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (II.15-shakl).



II.15-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$L0 := 1.0\text{r} \quad F_{\text{aa}} := 200\text{kN} \quad q := 150 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad M0 := 500\text{kN}\cdot\text{r}$$

YUqorida berilgan qiymatlar asosida quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchlarini;
- har bir oraliq uchun kesuvchi kuchning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun eguvchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish va xavfli kesimni aniqlash.

Masalaning echilishi:

Dastlab **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanchlardagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Birinci

yaqinlashuv:

Given

$$R_A := 3\text{N} \quad R_B := 15\text{N} \quad S_z := 2\text{N}$$

Tayanch
kesimlarga
nisbatan
momentlar
tenglamasi:

$$-M0 + F \cdot 2 \cdot L0 + q \cdot 2 \cdot L0 (L0 + 6 \cdot L0) + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \left(3 \cdot \frac{L0}{2} + 3 \cdot L0 \right) - 6 \cdot L0 \cdot R_A = 0$$

$$M0 + F \cdot 4 \cdot L0 + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \cdot 3 \cdot \frac{L0}{2} - q \cdot 2 \cdot L0 \cdot L0 - 6 \cdot L0 \cdot R_B = 0$$

Tekshirish:

$$R_A + R_B - F - 2q \cdot 3 \cdot L0 - q \cdot 2 \cdot L0 - S = 0$$

Tenglamani
echish:

$$\begin{pmatrix} R_A \\ R_B \\ S_z \end{pmatrix} := \text{Find}(R_A, R_B, S)$$

Javob:

$$R_A = 1.008 \times 10^6 \text{N} \quad R_B = 3.917 \times 10^5 \text{N} \quad S = -1.164 \times 10^{-10} \text{N}$$

Demak, tayanch reaksiya kuchlari to'g'ri topilgan.

N₂

Kesuvchi kuchlar

Eguvchi momentlar

I

$$Q1(z) := -q \cdot z$$

$$M1(z) := -q \cdot z^2 \div 2$$

II

$$Q2(z) := R_A - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot q \cdot (z - 2 \cdot L0)$$

$$M2(z) := R_A \cdot (z - 2 \cdot L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 2 \cdot q \cdot \frac{1}{2} \cdot (z - 2 \cdot L0)^2$$

III

$$Q3(z) := R_A - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0$$

$$M3(z) := R_A \cdot (z - 2 \cdot L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot L0 - 3 \cdot \frac{L0}{2} \right)$$

IV

$$Q4(z) := -R_E$$

$$M4(z) := -M0 + R_B (8 \cdot L0 - z)$$

Masshtab tanlash

$$z := 0,4 \frac{L0}{4} \dots 8LC$$

Kesuvchi kuchlar:

$$Q(z) := \begin{cases} Q1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ Q2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ Q3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ Q4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

Eguvchi momentlar:

$$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ M2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ M3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ M4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

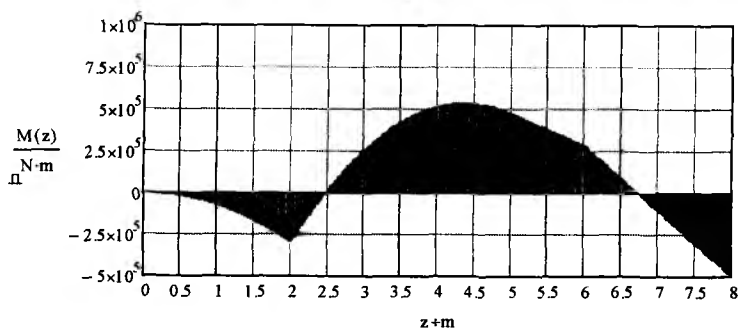
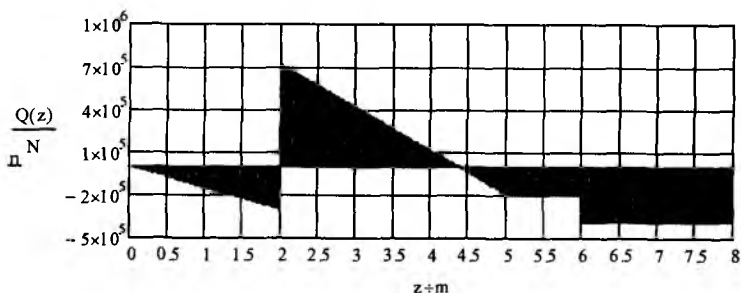
$$z = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & 0 \\ \hline 2 & 1 \\ \hline 3 & 2 \\ \hline 4 & 3 \\ \hline 5 & 4 \\ \hline 6 & 5 \\ \hline 7 & 6 \\ \hline 8 & 7 \\ \hline 9 & 8 \\ \hline \end{array} m$$

$$Q(z) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & 0 \\ \hline 2 & -1.5 \cdot 10^5 \\ \hline 3 & 7.083 \cdot 10^5 \\ \hline 4 & 4.083 \cdot 10^5 \\ \hline 5 & 1.083 \cdot 10^5 \\ \hline 6 & -1.917 \cdot 10^5 \\ \hline 7 & -3.917 \cdot 10^5 \\ \hline 8 & -3.917 \cdot 10^5 \\ \hline 9 & -3.917 \cdot 10^5 \\ \hline \end{array} N$$

$$M(z) = \begin{array}{|c|c|} \hline & 1 \\ \hline 1 & 0 \\ \hline 2 & -7.5 \cdot 10^4 \\ \hline 3 & -3 \cdot 10^5 \\ \hline 4 & 2.583 \cdot 10^5 \\ \hline 5 & 5.167 \cdot 10^5 \\ \hline 6 & 4.75 \cdot 10^5 \\ \hline 7 & 2.833 \cdot 10^5 \\ \hline 8 & -1.083 \cdot 10^5 \\ \hline 9 & -5 \cdot 10^5 \\ \hline \end{array} J$$

$$z := 0,2 \frac{L0}{80} \dots 8LC$$

"Graf" menyusi yordamida aniqlik masshtab asosida epyuralar quramiz.



4. “Kesuvchi kuch va eguvchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturi” yordamida xavfli kesimga to‘g‘ri keluvchi eng katta kesuvchi kuch va eguvchi momentni aniqlaymiz (bu erda Dastur ko‘rsatilmagan).

Javoblar:

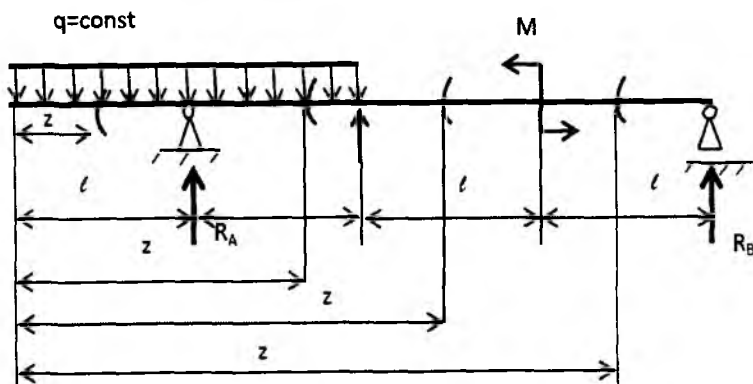
$$z_{M_{\max}} = 4.5 \text{ m} \quad M_{\max} = 5.333 \times 10^5 \text{ J} \quad z_{Q_{\max}} = 2 \text{ m} \quad Q_{\max} = 7.083 \times 10^5 \text{ N}$$

Xulosa: tayanch kesimdan 4,5 m masofada xavfli kesim joylashgan bo‘lib, mazkur kesimga 533300 N.m eguvchi moment ta’sir ko‘rsatar ekan.

II.13-masala. To‘plangan, juft kuch (moment) va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan doiraviy kesimli to‘sin egilishga qarshilik ko‘rsatmoqda (II.16-shakl).

Berilgan kattaliklar:

$$L_0 := 1.0 \text{ m} \quad F := 115 \text{ kN} \quad q := 90 \frac{\text{kN}}{\text{m}} \quad M_0 := 115 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad \text{Oraliqlar soni} \\ 4$$



II.16-shakl

Masalaning echilishi:

1. Dastlab **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanchlardagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Birinci
yaqinlashuv:

Given $\underline{RA} := 2N$ $\underline{RB} := 15 \cdot N$
 $\underline{FARQ} := 5 \cdot N$

Tayanch
kesimlarga
nisbatan
momentlar
tenglamasi:

$$M0 - F \cdot 2 \cdot L0 + q \cdot 2 \cdot L0 \cdot 3L0 - 3 \cdot L0 \cdot RA = 0$$

$$-M0 - F \cdot L0 + q \cdot L0 \cdot \frac{L0}{2} - q \cdot L0 \cdot \frac{L0}{2} - 3 \cdot L0 \cdot RB = 0$$

Tekshirish:

$$RA + RB + F - q \cdot 2L0 - FARQ = 0$$

Tenglamani
echish:

$$\begin{pmatrix} \underline{RA} \\ \underline{RB} \\ \underline{FARQ} \end{pmatrix} := \text{Find}(\underline{RA}, \underline{RB}, \underline{FARQ})$$

Javob:

$$\underline{RA} = 1.417 \times 10^5 N \quad \underline{RB} = -7.667 \times 10^4 N$$

$$\underline{FARQ} = 0 N$$

2. "KAAM" usuli

No	Kesuvchi kuchlar:	Eguvchi momentlar:
I	$Q1(z) := -q \cdot z$	$M1(z) := -q \cdot z^2 + 2$
II	$Q2(z) := RA - q \cdot z$	$M2(z) := RA \cdot (z - L0) - q \cdot \frac{z^2}{2}$
III	$Q3(z) := RA - q \cdot 2 \cdot L0 + F$	
	$M3(z) := RA \cdot (z - L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \cdot (z - L0) + F \cdot (z - 2 \cdot L0)$	
IV	$Q4(z) := RA - q \cdot 2 \cdot L0 + F$	
	$M4(z) := RA \cdot (z - L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \cdot (z - L0) + F \cdot (z - 2 \cdot L0) - MC$	

Masshtab tanlash

$$z := 0, 2 \frac{L0}{8} \dots 2L0$$

Kesuvchi kuchlar:

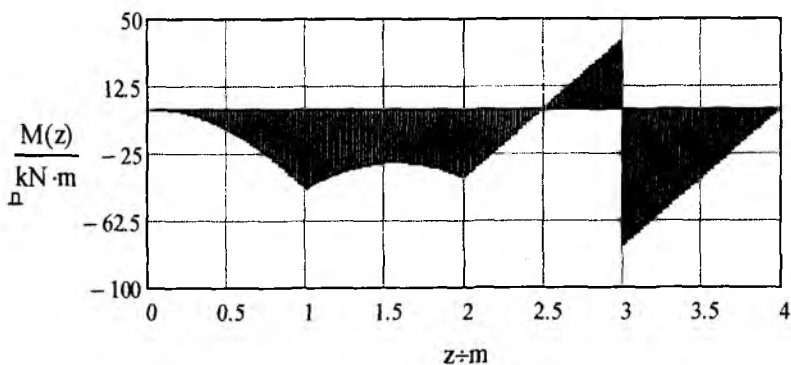
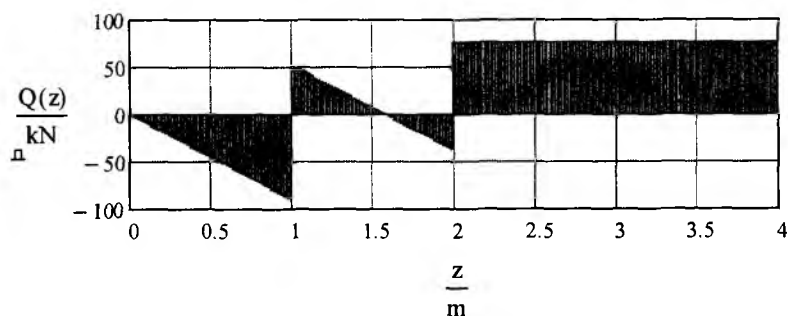
Eguvchi momentlar:

$$Q(z) := \begin{cases} Q1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ Q2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ Q3(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ Q4(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

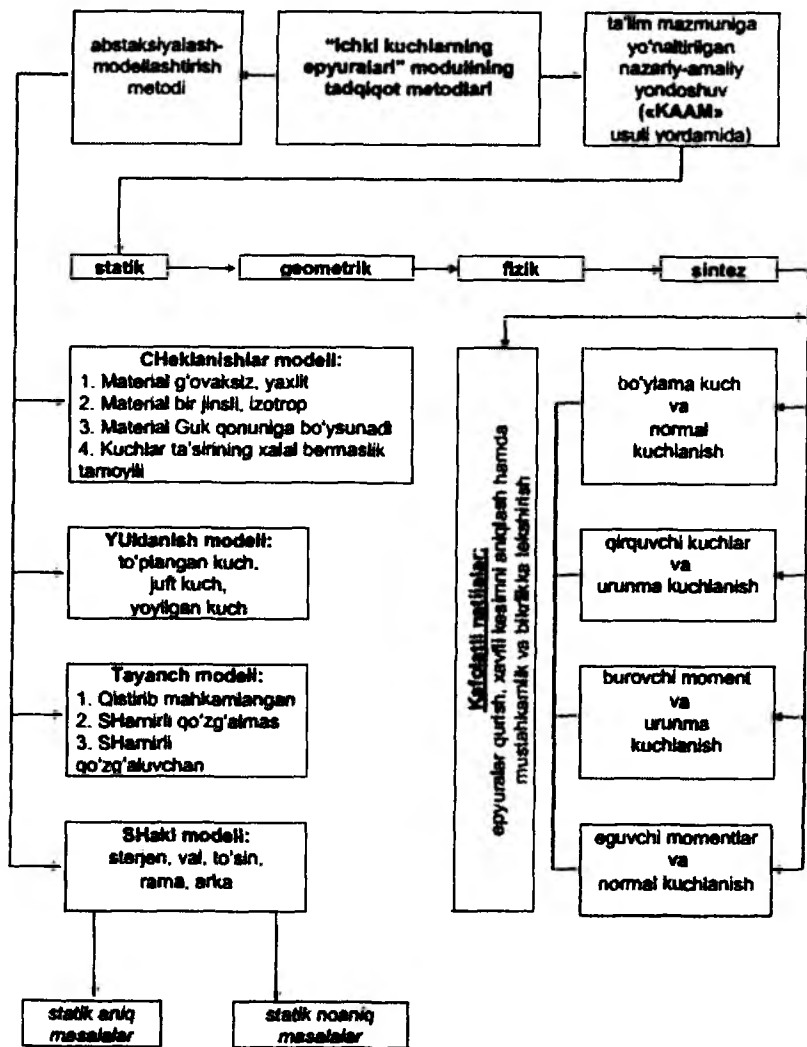
$$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ M2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ M3(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ M4(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

$z =$		1	m	$Q(z) =$		1	N	$M(z) =$		1	J	$z := 0,4 \frac{L_0}{200} \dots 4L_0$
	1	0			1	0			1	0		
	2	0.25			2	$-2.25 \cdot 10^4$			2	$-2.813 \cdot 10^3$		
	3	0.5			3	$-4.5 \cdot 10^4$			3	$-1.125 \cdot 10^4$		
	4	0.75			4	$-6.75 \cdot 10^4$			4	$-2.531 \cdot 10^4$		
	5	1			5	$5.167 \cdot 10^4$			5	$-4.5 \cdot 10^4$		
	6	1.25			6	$2.917 \cdot 10^4$			6	$-3.49 \cdot 10^4$		
	7	1.5			7	$6.667 \cdot 10^3$			7	$-3.042 \cdot 10^4$		
	8	1.75			8	$-1.583 \cdot 10^4$			8	$-3.156 \cdot 10^4$		
	9	2			9	$7.667 \cdot 10^4$			9	$-3.833 \cdot 10^4$		

3. "Graf" menyusi yordamida aniq mashtab asosida epyuralar quramiz.



Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritim* asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Ichki kuchlarning epyurasini qurish tartibini izohlang.
2. Bo'ylama kuch bilan taralgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlarni yozing.
3. MathCAD dasturida bo'ylama kuchning epyurasini qurishni misollar yordamida tushuntiring.
4. Burovchi moment bilan taralgan moment intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlarni yozing.
5. MathCAD dasturida burovchi momentning epyurasini qurishni misollar yordamida tushuntiring.
6. To'sinlar qanday tayanchlarga ega? Tayanchlarda hosil bo'luvchi reaksiyalarni tushuntiring.
7. Statikaning muvozanat tenglamalari yordamida tayanch reaksiya kuchlarini aniqlashni misollar yordamida tushuntiring.
8. Eguvchi moment, kesuvchi kuch va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlarni yozing.
9. MathCAD dasturida kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyurasini qurishni misollar yordamida tushuntiring.
10. Kesuvchi kuch va eguvchi moment epyuralarining to'g'ri qurilganligini qanday tekshirish mumkin?

III-MODUL. MARKAZIY CHO‘ZILISH YOKI SIQILISH

Modulning asosiy maqsadi: nazariy-tajribaviy tadqiqotlar natijasida olingan mustahkamlik sharti asosida statik aniq va statik noaniq konstruksiyalarning markaziy cho‘zilish yoki siqilishga qarshilik ko‘rsatish layoqatini tahliliy o‘rganish hamda mustahkamlikka tekshirish, mustahkam kesim yuza o‘lchamlarini to‘g‘ri tanlash va sterjen ko‘tara oladigan eng katta xavfsiz yukni aniqlash kabilarga yo‘naltirilgan ta‘lim berishdan iboratdir.

Fanlararo bog‘liqlik: ta‘lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma‘lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

№	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo‘lgan asosiy ma‘lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kesishuvchi kuchlar tizimi, tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar tizimi, statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish.
2	Matematika va AKT	Funksiyalarning grafiklarini qurish va tenglamalar tizimini echishda Mathcad dasturi, hosila, aniq integral, uchburchaklarning o‘xshashlik alomatleri.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallarning asosiy mexanik xossalari, cho‘yan, po‘lat, qotishmalar va metalmas materiallar to‘g‘risida tushunchalar. Termik va kimyoviy-termik ishlov berish bo‘yicha tushunchalar.
4	Materiallar qarshiligi	Deformatsiya turlari. “KAAM” usulining mazmun mohiyati. Asosiy cheklanishlar. Tayanch turlari. Epyura qurish va tekshirish tartibi, xavfli kesimlarni topish.

3.1-§. Asosiy mulohazalar

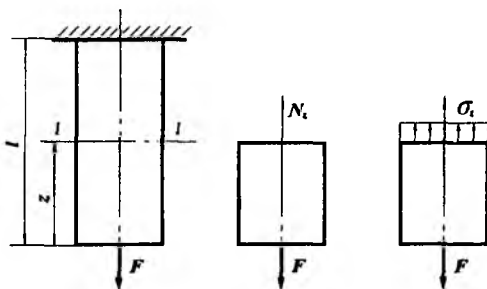
Tekshirilayotgan sterjenlarning ko‘ndalang kesimlarida oltita ichki kuch omillaridan faqatgina bitta bo‘ylama kuch N_z ta‘sir ko‘rsatib, qolganlari esa nolga teng bo‘lganda **cho‘zilish** yoki **siqilish** deformatsiyasi sodir bo‘ladi.

Biz bu §da faqat markaziy cho‘zilish va siqilish deformatsiyasini o‘rganish bilan chegaralanamiz.

Misollar: vagonlarni o‘zaro bog‘lovchi moslama, yuk ko‘tarish kranlaridagi po‘lat arqon, uzatmalardagi tasma va shu kabilar **cho‘zilishga**, g‘ishtlar yoki toshlardan terilgan devor, temir-beton ustun va shu kabilar esa **siqilishga** qarshilik ko‘rsatadi.

Markaziy cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyalariga yo‘naltirilgan ta‘lim mazmuniga nazariy-amaliy jihatdan izchil yondoshuv uslubini qo‘llaymiz, ya‘ni dastlab muammoning statik, geometrik va fizik tomonlarni tahlil qilib, tadqiqot yakunida esa sintez jarayonini amalga oshiramiz.

I. Masalaning statik tomoni. Tekshirilayotgan sterjenni ixtiyoriy *I-I* tekislik bilan fikran kesib, uni ikkita qismlarga ajratamiz (III.1-shakl). Bu qismlardan birini, masalan yuqoridagisini tashlab yuborib, uning qoldirilgan qismga ko‘rsatgan ta‘sirini N_z ichki kuch bilan almashtiramiz.



III.1-shakl

Ajratilgan qism uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum_{i=1}^n Z_i = 0, \quad \text{yoki} \quad -N_z + F = 0 \quad (a)$$

Agar normal kuchlanishni ko'ndalang kesim yuza bo'yicha tekis taqsimlangan deb faraz qilsak, u holda

$$N_z = \sigma \cdot A \quad (b)$$

ko'rinishga keladi.

Bundan,

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (III.1)$$

ekanligi kelib chiqadi.

Muvozanatning boshqa tenglamalari esa ayniyatga aylanadi.

II. Masalaning geometrik tomoni. Markaziy cho'zilish yoki siqilishga doir masalalarga geometrik nuqtai nazardan yondashish uchun sterjen deformatsiyalarining geometrik xossalari tekshirish zarur.

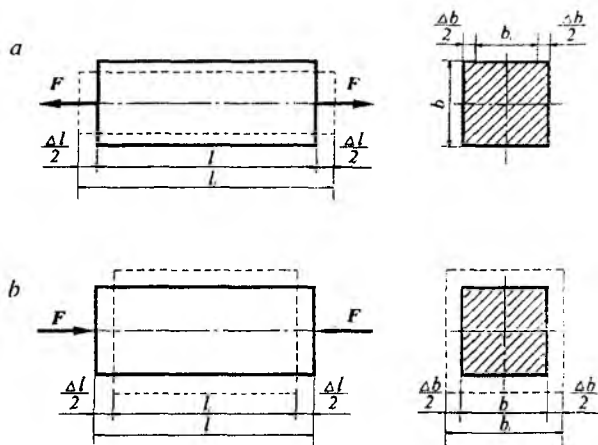
Agar uzunligi l va ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan sterjenga F kuchlar ta'sir etsa, u holda sterjen uzayib (III.2-shakl, a) yoki aksincha, qisqarib l_1 uzunlikka erishadi (III.2-shakl, b). Odatda, sterjen uzunligining bunday o'zgarishga **bo'ylama deformatsiya** deyiladi.

Sterjen dastlabki uzunligi l ning

$$l_1 - l = \Delta l \quad \text{yoki} \quad l - l_1 = \Delta l \quad (III.2)$$

miqdorga o'zgarishi mutlaq (absolyut) uzayish yoki qisqarish deyiladi.

Masalaning geometrik tomoni tajriba natijalariga asoslangan YA.Bernulli gipotezasiga tayanadi: **sterjenning deformatsiyagacha bo'lgan tekis va sterjen o'qiga tik bo'lgan kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga tikligicha qoladi.**



III.2-shakl

Bu ta'rifdan esa sterjen absolyut uzayishining dastlabki uzunligiga nisbati o'zgarmas miqdor ekanligi kelib chiqadi:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \text{const} \quad (\text{III.3})$$

Bu erda, ε -o'lchamsiz miqdor bo'lib, **nisbiy bo'ylama deformatsiya** deyiladi.

Sterjen uzunligining o'zgarishi natijasida uning ko'ndalang kesim o'lchamlari ham o'zgaradi: **cho'zilishda ko'ndalang kesim o'lchamlari kamayadi, siqilishda esa oshadi**. Bularga **ko'ndalang deformatsiyalar** deyiladi.

Agar cho'zilish (siqilish) paytida ko'ndalang kesimning o'lchami $\Delta b = b - b_1$ yoki $\Delta b = b_1 - b$ qiymatga o'zgarsa, u holda **nisbiy ko'ndalang deformatsiya** quyidagicha bo'ladi:

$$\varepsilon' = \frac{\Delta b}{b} \quad (\text{III.4})$$

Elastiklik chegarasida sterjenlarning nisbiy ko'ndalang deformatsiyasi nisbiy bo'ylama deformatsiyaga to'g'ri mutanosib bog'lanishda, lekin ishoralari esa qarama-qarshi ekanligi tajribalarda tasdiqlangan:

$$\varepsilon' = -\mu \varepsilon \quad (\text{III.5})$$

Bu erda, μ -ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti yoki **Puasson koeffitsienti** deb atalib, materiallarning elastiklik xossalarini tavsiflaydi.

Tajribalardan barcha materiallar uchun Puasson koeffitsientining o'zgarish chegarasi $\mu = 0 \div 0,5$ ekanligi tasdiqlangan (III.2-jadval).

Materiallar	μ	$E (\cdot 10^5 \text{ MPa})$	$\gamma (\text{g/sm}^3)$
CHo'yan (kulrang)	0,23 $\pm$ 0,27	(0,8 $\div$ 1,5)	6,8 $\div$ 7,42
Po'lat (uglerodli)	0,26 $\pm$ 0,31	(1,6 $\div$ 1,93)	7,81 $\div$ 7,83
Po'lat (legirlangan)	0,26 $\pm$ 0,33	(1,9 $\div$ 2,15)	7,74 $\div$ 7,85
Mis qotishmalari (latun)	0,31 $\pm$ 0,33	(1,0 $\div$ 1,15)	8,4 $\div$ 8,6
Mis qotishmalari (bronz)	0,30 $\pm$ 0,32	(0,75 $\div$ 1,05)	8,6 $\div$ 8,8
Alyuminiy qotishmalari	0,33 $\pm$ 0,36	(0,69 $\div$ 0,71)	2,67 $\div$ 2,80
Qarag'ay (15% namlikda)	0,38	(0,1 $\div$ 0,14)	0,48 $\div$ 0,54
Tekstolit	0,04 $\pm$ 0,3	(0,07 $\div$ 0,13)	1,3 $\div$ 1,45
Stekloplast	0,04 $\pm$ 0,6	(0,18 $\div$ 0,22)	1,4 $\div$ 1,85
SHisha	0,18 $\pm$ 0,32	(0,48 $\div$ 0,85)	2,2 $\div$ 8,1
Bazal't	0,12 $\pm$ 0,19	(0,13 $\div$ 0,25)	2,7 $\div$ 3,3
Marmar		(0,52 $\div$ 0,56)	2,5 $\div$ 2,8
Beton	0,16 $\pm$ 0,18	(0,15 $\div$ 0,23)	
Kauchik	0,47	0,6 $\div$ 1,08	0,90 $\div$ 0,92
Rezina	0,5	0,000085	
Po'kak (tiqin)	0		

III. Masalaning fizik tomoni. Qo'yilgan masalaga fizik tomondan yondashish maqsadida tajribalardan olingan quyidagi asosiy natijalardan foydalanamiz:

a) sterjenning ko'ndalang kesimidagi normal kuchlanish mazkur sterjen materialining elastiklik chegarasidagi kuchlanishiga etmaguncha, u elastik deformatsiyalanadi;

b) elastiklik chegarasida sterjen ko'ndalang kesimidagi normal kuchlanishning nisbiy bo'yлама deformatsiyaga nisbati o'zgarmas bo'lib, turli xil materiallar uchun turlichadir:

$$\frac{\sigma}{E} = \varepsilon \quad \text{yoki} \quad \sigma = E \varepsilon \quad (\text{III.6})$$

Demak, cho'zilgan (siqilgan) sterjenlarda normal kuchlanish nisbiy bo'yлама deformatsiyaga to'g'ri mutanosib bog'lanishda ekan; bu ta'rif R.Guk qonunini ifodalaydi.

Bu erda, E -birinchi tur elastiklik moduli yoki **YUng moduli** deb atalib, kuchlanish o'lchov birligida ifodalanadi va materiallarning elastiklik xossasini tavsiflaydi. Aniqlirog'i uning qiymati qancha katta bo'lsa, material shuncha elastik deb hisoblanadi.

Agar elastiklik shining qiymati hamma yo'nalishlarda bir xil bo'lsa, u holda material **izotrop** deyiladi; izotrop materiallarga po'lat, cho'yan, quyma metallar va shu kabilar misol bo'ladi.

Aksincha, elastiklik shining qiymati hamma yo'nalishlarda turlicha bo'lsa, u holda material **anizotrop** deyiladi; yog'ochlar anizotrop material hisoblanadi.

(III.5) formulani nazarda tutib, oxirgi formulani quyidagicha yozamiz:

$$\sigma = - \frac{1}{\mu} E \varepsilon' \quad (\text{III.7})$$

IV. Sintez. Endi markaziy cho'zilish (siqilish) ga oid masalalarni statik, geometrik va fizik nuqtai nazardan taxlil qilish natijasida kelib chiqadigan xulosalar bilan tanishamiz.

YUqoridagi (III.1), (III.3), (III.6) formulalarni sterjenning mutlaq deformatsiyasi $\Delta \ell$ ga nisbatan echib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\Delta \ell = \frac{F \ell}{EA} \quad (III.8)$$

bu erda, EA -sterjen ko'ndalang kesimining cho'zilish yoki siqilishdagi **bikrligini** tavsiflaydi.

Bir nechta pog'ona (bo'lak)lardan tashqil topgan sterjenlarning to'la uzayishi yoki qisqarishi har bir pog'ona deformatsiyasining algebraik yig'indisidan iborat bo'ladi:

$$\Delta \ell = \sum_{i=1}^n \Delta \ell_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \ell_i}{E_i A_i} \quad (III.9)$$

Bu erda, A va E lar o'zgarmas miqdorlar hisoblanadi.

3.2-§. Materiallarning asosiy mexanik xossalarini tajribalar yordamida aniqlash

Konstruksiyalar yoki ular tarkibiy qismlarining mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligiga oid turli muammolarni hal etayotganda ularni yasashda ishlatiladigan materiallar, xususan konstruksion materiallar (metall va ularning kotishmalari)ning asosiy mexanik xossalarini bilish juda muhim ahamiyatga egadir.

Konstruksion materiallar **fizik, kimyoviy, texnologik va mexanik xossalarini** o'zida namoyon qiladi.

Materiallarning fizik xossasiga solishtirma og'irlik yoki zichlik, suyuqlanuvchanlik, issiqlikdan kengayuvchanlik yoki sovuqlikdan torayuvchanlik, issiqlik sig'imi, elektromagnit xossalari va shu kabi boshqa xususiyatlari kiradi.

Kimyoviy jarayonlar sodir bulganda materiallar kimyoviy tarkibining o'zgarishi kimyoviy xossalarni ifodalaydi. Aksariyat konstruksion materiallarning tashqi muxit: havo, gaz, harorat va boshqalar ta'sirida emirilishi, korroziyaga uchrashi oqibatida sanoat katta zarar ko'radi. Bunday salbiy jarayonlarni bartaraf etish yoki kamaytirish maqsadida detallar lok, bo'yoq, kimyoviy barkaror metallar, oksid pardalar bilan koplanadi.

Materiallarning texnologik xossalari deyilganda ularning sovuqlayin yoki qizdirilgan holatlarda quyish, bolg'alash, payvandlash, kesib ishlash kabi turli texnologik ishlovlarga moyilligi tushuniladi.

Umuman olganda, turli ko'rinishdagi tashqi yuklar va harorat o'zgarishining ta'siriga materiallarning qarshilik ko'rsata olish xususiyati, aniqrog'i «o'zini qanday tuta olishi» ularning mexanik xossalari deyiladi.

Konstruksion materiallarning **asosiy mexanik xossalari** deyilganda shunday sonli va sifat ko'rsatkichlari tushuniladiki, ular materiallarning elastiklik

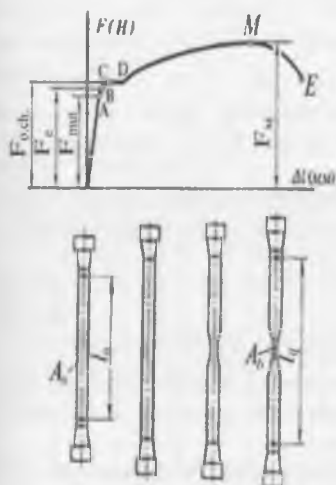
(E , μ), mustahkamlik (σ_{mul} , σ_e , $\sigma_{o.ch.}$, σ_m), plastiklik (δ_q , ψ), energetik (U , a), qattqlik (HB) hamda zarbiy qovushqoqlik (a_n) kabi tavsiflarini ifodalaydi.

Materiallarning asosiy mexanik xossalari tajribalar o'tkazish usuli bilan aniqlanadi. Buning uchun materiallardan maxsus namunalar tayyorlanib, ularning turli deformatsiyalarga qarshilik ko'rsatishi maxsus sinov mashinalarida sinaladi.

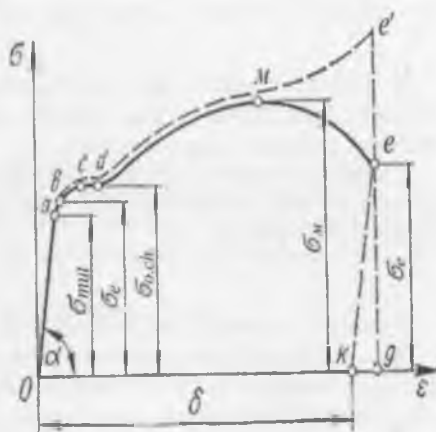
Odatda, $F = f(\Delta \ell)$ bog'lanishdagi grafikka namunalarning **cho'zilish yoki siqilish diagrammalari** deyilib, u materiallarning asosiy mexanik xossalarini batafsil aniqlashga imkon beradi.

Materiallarni cho'zilishga sinash. Materiallarni cho'zilishga sinash uchun ulardan silindrik va tekis shakldagi maxsus namunalar tayyorlanadi.

III.3-shaklda kam uglerodli Ст.3 navli po'lat materialidan tayyorlangan namunaning cho'zuvchi kuch ostida "o'zini qanday tutishi"ni ko'rsatuvchi birlamchi cho'zilish diagrammasi keltirilgan.



III.3-shakl



III.4-shakl

Ma'lumki, materiallar qarshiligida ko'pchilik konstruksiya elementlari normal kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi. SHuning uchun birlamchi cho'zilish diagrammasini $\epsilon\sigma$ koordinata tekisligida ifodalash zarur: cho'zilish diagrammasidagi absissa o'qidagi hamma qiymatlarni mos ravishda l_0 marta, ordinata qiymatlarini esa A_0 marta kamaytirish yo'li bilan osongina **shartli kuchlanish diagrammasiga** o'tish mumkin (III.4-shakl).

SHuni qayd etib o'tish kerakki, shartli kuchlanish diagrammasi garchi ko'rinishi jihatidan birlamchi diagrammaga o'xshasa-da, lekin u faqat namunaning emas, balki materialning mexanik xossasini tavsiflaydi.

Endi diagrammalardagi o'ziga xos nuqta va qismlarni qayd etib, namunaning deformatsiyalanish jarayonini tahlil qilamiz.

Cho'zilish diagrammasini taxminan to'rtta qismga ajratish mumkin.

Diagrammaning **Oe** qismi *elastiklik* qismi deyiladi; bu qismda kuch (kuchlanish) bilan mutlaq (nisbiy) deformatsiya orasida to'g'ri mutanosib bog'lanish bo'lib, material Guk qonuniga to'la bo'ysunadi. Kuchlanish diagrammasidagi nuqtaning holati mutanosiblik chegarasi deyiladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{mut} = \frac{F_{mut}}{A_0} \quad (b)$$

Bu erda, F_{mut} -mutanosiblik chegarasiga mos kelgan kuch.

Mutanosiblik chegarasi deb, shunday eng katta kuchlanishga aytiladiki, ungacha material Guk qonuniga to'la bo'ysunadi.

Oa to'g'ri uchastkaning absissa o'qiga og'ish burchagining tangensi elastiklik moduliga teng bo'ladi:

$$tg \alpha = \frac{\sigma_{mut}}{\epsilon} = E \quad (d)$$

A nuqtadan boshlab diagramma egrilana boshlaganligi sababli, Guk qonuni buziladi. Diagrammadagi egri chiziqli oraliqda yotuvchi "e" nuqtaning holati elastiklik chegarasi σ_e ga mos keladi.

Elastiklik chegarasi deb, namuna yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan uning materiali chidash beradigan eng katta kuchlanishga aytiladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_0} \quad (e)$$

Bu erda, F_e -elastiklik chegarasiga mos keluvchi maksimal kuch.

Agar kuchlanishlarning qiymati σ_e dan oshib ketmasa, u holda namunada faqat elastik deformatsiya sodir bo'ladi; aksincha, oshib ketssa namunada ham elastik, ham qoldiq (plastik) deformatsiyalar paydo bo'ladi.

Diagrammaning "**cd**" qismi *oquvchanlik* qismi deb ataladi, "**c**" nuqtadan boshlab, diagrammalar yo'nalishini o'zgartiradi, ya'ni deyarli o'zgarmas kuchda ham sezilarli darajada deformatsiyaning oshishi sodir bo'ladi - material go'yoki "oqadi". Bu holatga to'g'ri kelgan kuchlanish **oquvchanlik chegarasi** deb ataladi va uning qiymati quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{o.ch} = \frac{F_{o.ch}}{A_0} \quad (g)$$

Bu erda, $F_{o.ch}$ – oquvchanlik chegarasidagi kuch.

Diagrammaning gorizontal qismi *oquvchanlik maydonchasi* deb ataladi.

Oquvchanlik maydonchasida namunaning yaltiroq sirti xiralashib, uning o'qi bilan 45° burchak tashqil etuvchi darz chiziqlari hosil bo'ladi; bu chiziqlar **Lyders-CHernov chiziqlari** deyiladi.

SHuni ham ta'kidlab o'tish joizki, ba'zi maxsus po'latlar, mis va bronza kabi materiallarning cho'zilish diagrammasida oqish chegarasi aniq ko'rinmaydi. SHu bois, bunday materiallar uchun oqish chegarasi shartli ravishda kuchlanishning 0,2 foiz qoldiq deformatsiya beradigan miqdori $\sigma_{0.2}$ ga teng qilib olinadi.

Diagrammalarning navbatdagi holati namunaga ta'sir etuvchi kuch (kuchlanish) va mutlaq (nisbiy) deformatsiyalarning o'sishi bilan tavsiflanadi. Cho'zilish diagrammasining "dM" qismi mustahkamlanish qismi deb ataladi; "M" nuqtaning holati materialning mustahkamlik chegarasi yoki vaqtli qarshiligiga mos keladi.

Namuna chidash bera olmaydigan eng katta kuchning uning dastlabki kesim yuzasiga bo'lgan nisbati **mustahkamlik chegarasi** deb ataladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_0} \quad (f)$$

Bu erda, F_m -mustahkamlik chegarasiga mos keluvchi maksimal kuch.

Kuchlanish σ_m ga etganda namunaning ko'ndalang kesim yuzasi qisqarib, "bo'yin" hosil bo'ladi. "Bo'yin" boshlanishi bilanoq diagrammada ko'rsatilgandek, kuch va kuchlanish tobora kamaya boshlaydi. Namuna "e" nuqtaga tegishli

$$\sigma_{em} = \frac{F_{em}}{A_0} \quad (k)$$

kuchlanishda uziladi.

Bu erda, F_{em} -namunaning emirilish paytidagi kuch.

Diagrammaning "me" qismiga "mahalliy" oquvchanlik qismi deyiladi.

YUqorida bayon qilingan cho'zilish diagrammasining o'ziga xos nuqtalariga tegishli σ_{mut} , σ_{och} va σ_m kuchlanishlar materialning mustahkamlik tavsiflari deyiladi.

Materialning plastiklik tavsiflari esa quyidagilardan iborat:

a) nisbiy qoldiq uzayish

$$\delta_q = \frac{\ell_k - \ell_0}{\ell_0} \cdot 100\% \quad (III.10)$$

Bu erda, ℓ_0 -namunaning tajribadan oldingi uzunligi;

ℓ_q -namunaning uzilgandan keyingi uzunligi;

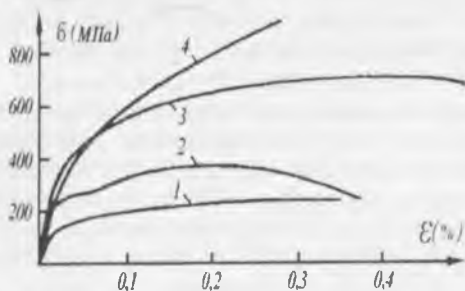
b) kesim yuzaning nisbiy qoldiq ingichkalanishi:

$$\psi = \frac{A_0 - A_b}{A_0} \cdot 100\% \quad (III.11)$$

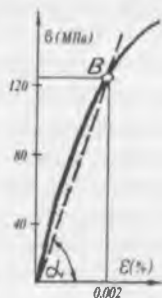
Bu erda, A_0 -namunaning tajribadan oldingi ko'ndalang kesim yuzasi;

A_b -namuna uzilganda hosil bo'lgan "bo'yin"ning ko'ndalang kesim yuzasi.

III.5-shaklda ba'zi materiallarning kuchlanish diagrammasi keltirilgan; cho'yan materialining cho'zilish diagrammasi esa III.6-shaklda tasvirlangan.



III.5-shakl



III.6-shakl

1-bronza, 2-uglerodli po'lat, 3-tarkibida nikel miqdori oshirilgan po'lat, 4-tarkibida marganets miqdori oshirilgan po'lat.

Alohida ta'kidlash o'rinliki, namuna oquvchanlik chegarasidan yuqori kuchlanishda yuklanib, to'satdan qayta yuksizlantirilganda uning xossalari o'zgardi: *mutanosiblik chegarasi ortadi, oquvchanlik maydonchasi yo'qoladi, plastiklik xususiyati kamayib, mo'rtligi oshadi*. Odatda, metall xossalarining bunday o'zgarishi puxtalanish (naklyop) deyiladi.

Amalda naklyopdan keng foydalaniladi. Masalan, yuk ko'tarish-tushirish mashinalarining zanjirlari kamroq plastik bo'lishi va ish jarayonida ko'prok deformatsiyalanmasligini ta'minlash maqsadida ular oqish chegarasidan yuqori kuchlanishda cho'ziladi; natijada zanjir materialining mutanosiblik chegarasi oshib, mustahkamroq bo'ladi.

Ba'zan esa puxtalanish hodisasi nomaqbul hisoblanadi. Masalan, shtamplash yo'li bilan (metallarga sovuqlayin ishlov berish usuli) po'lat listlarni o'yib, bolt yoki parchin mixlar uchun teshiklar ochilganda teshiklar atrofida naklyop hosil buladi, ya'ni material mo'rtlashib, darzlar paydo bo'la boshlaydi. Bu kamchiliklarni bartaraf etish uchun, dastlab kichik diametrlilik teshik ochish, so'ngra uni parmalab, naklyopga uchragan metall bo'lakchasini olib tashlash zarur.

Cho'zilish va siqilishda naklyopgacha bo'lgan mutanosiblik va oquvchanlik chegaralari deyarli bir xil bo'lsa, cho'zib naklyop hosil qilingach, siqilishda mutanosiblik va oquvchanlik chegaralari kamayadi. Boshqacha aytganda naklyopdan so'ng material teskari ishorali deformatsiyaga duchor qilinsa, mutanosiblik va oquvchanlik chegaralari kamayar ekan. Odatda bu hodisa Baushenger effekti deb yuritiladi.

Konstruksiya yoki konstruksiya qismlariga ta'sir etuvchi tashqi kuch (yuk)larning miqdori o'zgarmas bo'lishiga qaramasdan, ayrim materiallarning deformatsiya va kuchlanishlari vaqt o'tgan sari o'zgarishi kuzatilgan. Materiallarda sodir buluvchi bunday jarayonga yoyiluvchanlik yoki krip deyiladi.

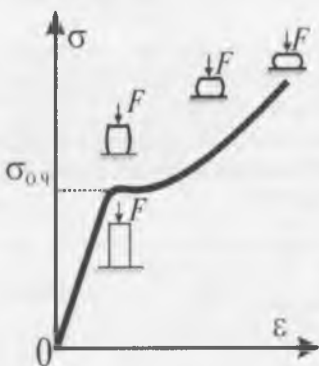
YOyiluvchanlik hodisasi ayniqsa beton, g'isht, polimer, yog'och, tabiiy tosh va tuproqlarga xosdir; bu hodisaga yuqori haroratda metallar, ba'zan xona harorati sharoitida esa qo'rg'oshin, mis kabi rangli metallar ham duchor bo'ladi.

Materiallarni siqilishga sinash. Turli xil materiallar siqilish deformatsiyasiga turlicha qarshilik ko'rsatadi.

Metall materiallarni siqilishga sinashdan avval ulardan uzunligi diametri bilan $l = (1+3)d_0$ munosabatda bo'lgan silindrik namunalar tayyorlanadi; mo'rt va anizotrop materiallarni sinash uchun esa kub yoki silindrik shaklida tayyorlangan maxsus namunalar ishlatiladi.

Tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning buzilmasdan qoldiq deformatsiya olish layoqatiga **plastiklik** deyiladi. Materiallarni shtamplash, cho'zish, egish va shu kabi bir qancha texnologik jarayonlarni bajarishda ularning plastiklik xossalariidan foydalaniladi. Odatda, materiallarning plastikligi foizlarda ifodalanuvchi nisbiy uzayish δ_4 va kesim yuzalarining nisbiy ingichkalanishi ψ bilan o'lchanadi. Alyuminiy, latun, kam uglerodli po'lat kabi materiallar yuqori plastiklik xossalariini o'zida namoyon qiladi.

Yuklanishning dastlabki davrida plastik materiallarning siqilish diagrammasi (III.7-shakl) cho'zilish diagrammasi kabi Guk qonuniga bo'ysunuvchi to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi; namuna esa yassilana borib «bochka»simon shaklni egallay boshlaydi.



III.7-shakl



III.8-shakl

Siquvchi kuch oqish chegarasi $F_{o.ch}$ ga etganda diagramma egrilanib keskin yuqoriga ko'tariladi. Oquvchanlik chegarasiga mos keluvchi kuchlanish

$$\sigma_{o.ch} = \frac{F_{o.ch}}{A_0} \quad (III.12)$$

ko'rinishda yoziladi.

Siqilishda «*oqish maydonchasi*» cho'zilishdagi kabi aniq bilinmaydi; siqilishdagi oquvchanlik chegarasi cho'zilishdagi oquvchanlik chegarasiga mos kelishi tajribadan tasdiqlangan.

Namuna siqilganda buzilish belgilari sodir bo'lmasdan, u go'yoki «kulcha»lana boshlaydi, ya'ni uning ko'ndalang kesim o'lchamlari kattalashib, mustahkamligi

orta boradi. SHuning uchun ham plastik materiallarning mustahkamlik chegarasini aniqlab bo'lmaydi.

Siqilishdagi mustahkamlik chegarasi shartli ravishda cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasiga teng deb olinadi.

Tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning sezilarli darajada qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan buzilishi **mo'rtlik** deyiladi. CHO'yan, yuqori uglerodli asbobsozlik po'latlari, g'isht, beton va shu kabilar mo'rt materiallar hisoblanib, ularda δ_q va ψ larning miqdorlari etarli darajada kichik bo'ladi.

Mo'rt materiallar cho'zilishdan ko'ra siqilishga yaxshiroq ishlaydi. Ular siqilish jarayonida asos tekisligiga taxminan 45° qiyalikda emirila boshlaydi (III.8-shakl).

Mo'rt materiallar uchun mustahkamlik chegarasi

$$\sigma_{mus} = \frac{F_{mus}}{A_0} \quad (III.13)$$

ko'rinishda bo'ladi.

Bu erda, F_{mus} -mustahkamlik chegarasiga mos kelgan emiruvchi (chegaraviy) kuch; A_0 -namuna ko'ndalang kesimining deformatsiyagacha bo'lgan yuzasi.

III.9-shakldan foydalanib cho'yan va kam uglerodli po'lat materiallaridan tayyorlangan namunalarning cho'zilish va siqilish diagrammalarini osongina taqqoslash mumkin.

Ko'pgina materiallar, xususan yog'ochlar siqilganda anizotrop xossalarni o'zlarida namoyon qiladi. Boshqacha aytganda, ular tolalari bo'ylab va tolalariga tik yo'nalgan siquvchi kuchlarga turlicha bardosh beradi.

III.10-shaklda yog'och (qayin) namunaning siqilish diagrammasi keltirilgan.

YOg'ochlarning mustahkamlik chegarasi quyidagi munosabatlardan topiladi:

a) siquvchi kuch tolalar bo'ylab yo'nalganda:

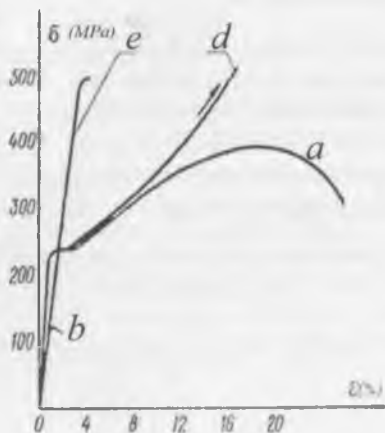
$$\sigma'_M = \frac{F'}{A_0}$$

b) siquvchi kuch tolalarga tik yo'nalganda:

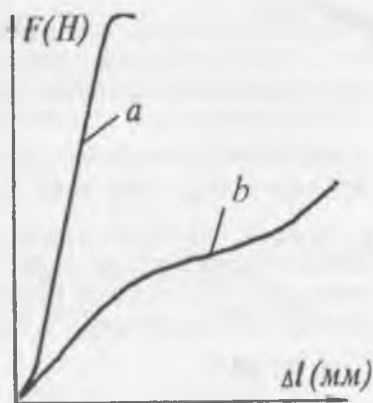
$$\sigma''_M = \frac{F''}{A_0}$$

Bu erda, F'_M va F''_M -namunani siquvchi (emiruvchi) kuchlar;

A_0 -namunaning deformatsiyagacha bo'lgan yuzasi.



III.9-shakl



III.10-shakl

a-kam uglerodli po'latning cho'zilishi;

b-kulrang cho'yaning cho'zilishi;

d-kam uglerodli po'latning siqilishi;

e-kulrang cho'yaning siqilishi

a-tolalari bo'ylab;

b-tolalariga tik yo'nalishda

III.3-jadvalda ba'zi mashinasozlik materiallarning asosiy mexanik tavsiflari keltirilgan.

III.3-jadval

Materiallar	σ_{mut} , MPa (cho'zilishda)	$\sigma_{mut,s}$ MPa (siqilishda)	$\sigma_{o, ch}$ MPa	δ_q %	Ψ %
<i>Po'latlar:</i>					
CT 3	388..470	—	220..240	27..15	—
CT 5	500..620	—	259..280	21..19	—
30	500	—	300	21	50
45	600	—	359	16	40
40X	1000	—	800	10	45
<i>Cho'yanlar:</i>					
Ч 12-28	120	500	—	—	—
Ч 21-40	210	450	—	—	—
БЧ 50-1,5	500	1590	380	1,5	—
КЧ 37-12	370	—	—	12	—
Dyuralyumin	450..540	—	290..440	14..8	—
Tekstolit	59...110	130..150	—	—	—

3.3-§. Ruxsat etilgan kuchlanishlar

Tajribalar yordamida materiallarning asosiy mexanik tavsiflari aniqlangandan keyin, shunday kuchlanishlarni topish mumkinki, ular ta'sirida mazkur materiallardan tayyorlangan konstruksiyalarning tarkibiy qismlari belgilangan muddat davomida o'zining mustahkamligini yo'qotmasdan xavf-xatarsiz ishlaydi.

Odatda, bunday kuchlanishlarga mos ravishda materiallarning *ruxsat etilgan* (*joiz*) normal (σ_{adm})* va urunma (τ_{adm}) kuchlanishlari deb ataladi.

Ma'lumki, konstruksiya qismlari ishlash jarayonida qoldiq deformatsiyalar hosil qilmasligi maqsadga muvofiqdir. SHu bois, joiz kuchlanishning qiymati mutanosiblik yoki elastiklik chegaralaridan oshib ketmasligi shart. Boshqacha aytganda, joiz normal kuchlanish xavfli kuchlanish σ_1 ning ma'lum qismini tashqil qilishi lozim:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{xavf}}{n_{adm}} \quad (III.14)$$

Bu erda, n_{adm} -qiymati birdan katta bo'lgan miqdor bo'lib, **mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti** deb yuritiladi.

Mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti konstruksiya yoki uning qismlarini tayyorlashda foydalaniladigan materiallarning plastikliigi, mo'rtligi va kuchlar qo'yilishining o'ziga xosligi kabi bir qancha omillarga bog'liqdir. Bundan tashqari, mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti fan-texnika rivojlanish darajasiga ham bog'liq ekanligini alohida ta'kidlab o'tish muhimdir. CHunki, fan-texnika rivojlangan sari yangi, sifatli materiallarni tayyorlash, detallarga ishlov berish texnologiyasini takomillashtirish, hisoblash jarayonlarida esa barcha haqiqiy sharoitlarni e'tiborga olishga erishiladi; bu esa o'z navbatida mustahkamlikning ehtiyot koeffitsientini kamaytirishga yoki ruxsat etilgan kuchlanishni oshirishga imkon beradi. SHuning uchun ham ruxsat etilgan kuchlanishlar oldindan tegishli tashkilotlar tomonidan qat'iy belgilanadi, unga amal qilish esa barcha muhandis-texnik xodimlar uchun majburiy hisoblanadi.

Hisoblashlarda statik kuchlar ta'siridagi plastik materiallar uchun xavfli kuchlanishning qiymati oquvchanlik chegarasi $\sigma_{xavf} = \sigma_{och}$ ga teng qilib olinadi:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{och}}{n_{och}} \quad (III.15)$$

bu erda, n_{och} -oquvchanlik chegarasidagi mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti bo'lib, qiymati **1,4+1,6** ga teng.

Statik kuchlar ta'siridagi mo'rt materiallar uchun xavfli kuchlanish o'rniga mustahkamlik chegarasi $\sigma_{v.q.}$ olinadi:

* Indeksdagi adm - inglizcha "admissible" so'zining qisqartirilgani bo'lib, "ruxsat etilgan" degan mazmunni anglatadi.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{vq}}{n_{mus}}$$

(III.16)

bu erda, n_{mus} -mustahkamlik chegarasidagi mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti bo'lib, qiymati $2,5 + 3,0$ ga teng.

YOg'och uchun esa mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti $2,5 + 3,0$ ga teng.

Ko'p ishlatiladigan materiallar uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishning qiymatlari III.5-jadvalda keltirilgan.

III.5-jadval

Materiallarning nomi	σ_{adm} (MPa hisobida)	
	cho'zilishda	siqilishda
<i>Kul rang cho'yanlar:</i>		
C4 12-28	20÷30	70÷110
C4 15-32	25÷40	90÷150
<i>Po'latlar:</i>		
CT 3	159	159
Uglerodli konstruksion po'lat	59÷250	59÷250
Legirlangan konstruksion po'lat	140÷400 va yuqori	100÷400 va yuqori
Latun	70÷140	70÷140
Qarag'ay (tola bo'ylab)	7÷10	10÷12
Qarag'ay (tolaga tik)	-	1,5÷2
G'isht	0,2 gacha	0,6÷2,5
Beton	0,1÷0,7	1÷9

3.4-§. CHO'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti

Agar sterjenning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'lgan maksimal normal kuchlanishning qiymati uning materialiga tegishli ruhsat etilgan normal kuchlanishdan oshib ketmasa, u holda sterjen **mustahkam** deb hisoblanadi.

CHO'zilish yoki siqilishda sterjenlarning mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq \sigma_{adm}$$

(III.17)

Bu formula asosida quyidagi uch xil masala hal qilinadi:

1) **mustahkamlikka tekshirish.**

Bu quyidagi formula yordamida bajariladi:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm}$$

(a)

Agar sterjenga ta'sir etuvchi cho'zuvchi (siquvchi) kuchlar va uning ko'ndalang kesim o'lchamlari ma'lum bo'lsa, u holda ko'ndalang kesimdagi maksimal normal

kuchlanishni aniqlab, uni joiz kuchlanish bilan taqqoslab ko'rish mumkin; amaliy hisoblashlarda ular orasidagi farq 5 foizdan oshmasligi kerak.

2) mustahkam kesim yuza tanlash.

Agar sterjenga ta'sir etuvchi kuchlar va uning materiali ma'lum bo'lsa, u holda sterjen ko'ndalang kesimining xavfsiz o'lchamlari quyidagicha tanlanadi:

$$A \geq \frac{N_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (b)$$

3) eng katta kuch (yuk)ni aniqlash.

Agar sterjenning kesim yuzasi o'lchamlari va uning materiali ma'lum bo'lsa, u holda sterjen ko'tara oladigan maksimal kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{max} \leq \sigma_{adm} \cdot A \quad (c)$$

3.5-§. Metallmas materiallar

Hozirgi paytda sanoat va qurilishda plastmassa, rezina shisha, keramika, yogoch va maxsus material (qog'oz, elim, lok, bo'yok va hakoza)lar singari metall bo'lmagan materiallar juda ko'p ishlatilmokda.

Endi plastmassa va ularning asosiy mexanik tavsifnomalari bilan qisqacha tanishib chiqamiz.

Umuman olganda plastmassalarning asosini polimerlar tashkil etadi. Polimerlar deganda ulkan molekulari uzun chiziqli yoki tarmoqlangan zanjirlarga kimyoviy birikkan monomer molekulalardan – ko'p sonli bo'g'inlardan tashqil topgan moddalar tushuniladi. Polimerlarning molekulyar og'irligi 10000 dan 1000000 gacha va undan ham yuqori bo'ladi.

Plastmassalar tarkibiga ko'ra oddiy va murakkab, xossalariga ko'ra esa reaktoplast va termoplast guruhlariga ajratiladi.

Oddiy plastmassalar bir komponent, ya'ni bitta polimerdan tashkil topadi; ularga polietilen, polistirol, pleksiglaslar misol bo'ladi.

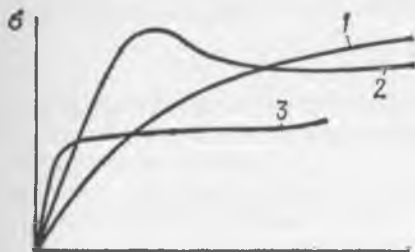
Murakkab plastmassalar bog'lovchi modda va to'ldirgich vazifalarini bajaradigan bir necha komponentdan iborat; ularga fenoplast, ftoroplast, tekstolit, stekloplastiklar misol bo'ladi.

Bog'lovchi moddalar sifatida smola, bitumlar ishlatiladi.

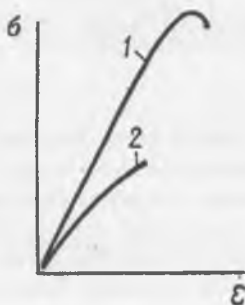
To'ldirgichlarning asosiy vazifasi polimer sarfini kamaytirish orqali ishlab chiqarilayotgan plastmassalarning tannarxni arzonlashtirish va plastmassaning mustahkamligini oshirishdan iborat. To'ldirgichlar kukunsimon (yog'och, azbest, kvars unlari), tolasimon (chigit momiqlari, asbest tolasini, shisha tolasini) va qatlamsimon (qog'oz, ip-gazlama, yog'och-payraxa) ko'rinishlarda bo'ladi.

Termoplastik plastmassalarga xos xususiyat shundan iboratki, ular suyuqlantirib sovutilgandan so'ng yana dastlabki xossalari tiklanadi. Odatda, bu plastmassalarning elastiklik moduli katta bo'lib, cho'ziluvchanligi kichikdir. SHu bois bunday materiallarning chiqindilarini, ulardan yasalgan eski detallarni qayta suyuqlantirib, yangi detal tayyorlash imkoniyati mavjud, poliamid, kapralom, polirenat, poliformaldegid, polikarbonat, polietilen, ftoroplast kabi materiallar termoplastik plastmassalar hisoblanadi.

Termoreaktiv plastmassalar suyuqlantirib, sovitilgandan keyin ularning suyuqlantirishdan oldingi xossalari tiklanmaydi. Odatda, bu plastmassalarning elastiklik moduli kichik bo'lib, cho'ziluvchanligi esa kattadir. Bularga tekstolik, voloknit, yog'och qatlamli plastik ("ДЦИ") kabilar misol bo'ladi.



III.11-shakl



III.12-shakl

III.11-shaklda ba'zi termoplastlar (1-polietilen, 2-polipropilen, 3-polivinilxloid) va III.12-shaklda esa "СВАМ" (rus tilida "стекловолокнистый анизотропный материал" degan ma'noni bildiradi) - shisha tolali anizotrop material (1) hamda reaktoplast (2)larning cho'zilish diagrammalari ko'rsatilgan.

Qora va rangli metallarga nisbatan plastmassalar quyidagi kamchiliklar mavjud:

- juda yuqori mustahkamlikni ta'minlay olmaydi;
- vaqt o'tishi bilan tashqi muhit ta'sirida mexanik xossalari o'zgaradi;
- vaqt o'tishi bilan detallarning geometrik o'lchamlari o'zgaradi.

Yuqoridagi kamchiliklariga qaramasdan plastmassalardan tayyorlangan *tishli g'ildirak, shkiv, podshipniklarning vkladishlari, vtulka, maxovik, quvur, idishlar* ko'p ishlatilmoqda. Ayniqsa, shisha tolali anizotrop materiallardan radioelektronika sohasida samarali foydalanilmoqda. Texnikada yumshok, o'rtacha qattiq, qattiq, issiqlikka chidamli, moylash materiallari ta'siriga chidamli, protektor kabi turli rezina materiallari ishlatilmoqda.

Tajribalardan ayniqsa yumshoq rezinalarning elastiklik moduli o'zgaruvchan ekanligi tasdiqlangan: $\varepsilon = 200\%$ bo'lganda $E = 0,4 \div 8,0 \frac{mN}{m^2}$ oraliqda o'zgaradi, Poisson koeffitsienti ham $\mu = 0,11 \div 0,45$ oraliqda o'zgarib turadi. Kuchlanish va deformatsiya orasida quyidagi empirik bog'lanish mavjud:

$$\sigma = A\varepsilon - B\varepsilon^2 + C\varepsilon^3 \quad (a)$$

Bu erda A, B, C - tajribadan aniqlanadigan o'zgarmas sonlar bo'lib, rezina turiga bog'liqdir.

3.6-§. CHO‘zilish yoki siqilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi

Endi tajribalardan olingan cho‘zilish yoki siqilish diagrammalaridan foydalanib, materiallarning energetik tavsiflarini aniqlashga o‘tamiz.

CHO‘zilish diagrammasining faqat Guk qonuni o‘rinli bo‘lgan chegarasidan foydalanib, sterjenni cho‘zish uchun sarflangan elementar ishini aniqlaymiz:

$$W = F \frac{\Delta \ell}{2} \quad (\text{III.18})$$

Demak, statik ravishda qo‘yilgan kuchning bajargan ishini aniqlash uchun mazkur kuchning oxirgi qiymatini mutlaq deformatsiyaning oxirgi qiymati yarmiga ko‘paytirish lozim.

Agar sterjen kesimlaridagi kuchlanishlar elastiklik chegarasidan oshib ketmasa, kuchning ta’siri olingandan keyin u o‘zining dastlabki geometrik shakliga to‘liq qaytadi; bu jarayon albatta, sterjen materialida to‘plangan deformatsiyaning potentsial energiyasi hisobiga amalga oshadi.

Energiyaning saqlanish qonuniga ko‘ra F kuchning bajargan ishi zarrachalarning kinetik va deformatsiyaning potentsial energiyasiga aylanadi:

$$W = K + U \quad (\text{III.19})$$

Kuch statik ravishda ta’sir etganligi sababli sterjen zarrachalarining tezligi taxminan nolga teng deb olinadi, ya’ni $K=0$ bo‘ladi:

$$W = U \quad (\text{III.20})$$

(III.8) formulani e’tiborga olsak, (III.18) formula quyidagi ko‘rinishda yoziladi:

$$U = \frac{F^2 \ell}{2EA} \quad (\text{III.21})$$

Oxirgi formula tarkibidagi F kuchning qiymatini

$$F = \sigma A \quad \text{yoki} \quad F = \frac{\delta E A}{\ell}$$

ifodalar yordamida yo‘qotib, deformatsiyaning potentsial energiyasini quyidagi ko‘rinishlarda yozamiz:

$$U = \frac{\sigma^2 A \ell}{2E} \quad (\text{III.22})$$

$$U = \frac{\delta^2 A \ell}{2E} \quad (\text{III.23})$$

(III.21), (III.22) va (III.23) formulalar tarkibidagi kuch, kuchlanish va mutlaq deformatsiyalarning kvadratlari deformatsiyaning potensial energiyasi hamma vaqt musbat ekanligini ko'rsatadi.

Ba'zi masalalarni echishda solishtirma potensial energiya formulasidan ham foydalanishga to'g'ri keladi.

Sterjenning hajm birligiga to'g'ri kelgan potensial energiya solishtirma potensial energiya deb atalib, u

$$a = \frac{U}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} \quad \text{yoki} \quad a = \frac{\sigma \cdot E}{2} \quad (\text{III.24})$$

ko'rinishlarda ifodalanadi.

Solishtirma potensial energiya $\frac{N \cdot m}{m^3}$, $\frac{\kappa N \cdot m}{m^3}$ kabilarda o'lchanadi.

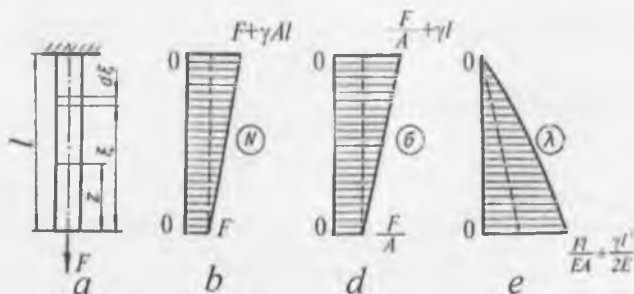
Pog'onali sterjenlar uchun deformatsiyaning potensial energiyasi quyidagicha yoziladi:

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{N_i^2 \ell_i}{2E A_i} \quad (\text{III.25})$$

3.7-§. CHO'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning xususiy og'irliklarini e'tiborga olish

Ko'pincha vertikal joylashgan juda uzun sterjen (zanjir, og'ir po'lat arqon, burg'ulash shtangasi va boshqa)lar, vazmin brus (imorat yoki ko'priklarning ustunlari va boshqa)lar o'z og'irliklaridan ham sezilarli darajada cho'ziladi yoki siqiladi. Albatta, bunday hollarda xususiy og'irlik kuchlarining ta'sirini e'tiborga olish zarurdir.

1. O'zgarmas kesimli sterjenlar. Bir uchi bilan mahkamlangan, tashqi va xususiy og'irlik kuchlari ta'siridagi o'zgarmas kesimli uzun sterjenlarni tekshiramiz (III.13-shakl, a).



III.13-shakl

Sterjenning erkin uchidan z masofada turgan kesimdagi normal kuchlanishni aniqlash uchun pastki qismning muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum_{i=1}^n Z_i = 0, \quad N_z - G_z - F = 0 \quad (a)$$

Bu erda $G_z = \gamma \cdot A \cdot z$ -pastki qismning xususiy og'irlik kuchi;

$$\gamma \text{ -materialining solishtirma og'irligi (po'lat uchun } \gamma = 78 \cdot 10^3 \frac{N}{m^3} \text{)}.$$

Demak, kesimlardagi bo'ylama kuch N va normal kuchlanish σ lar sterjen uzunligi bilan chiziqli bog'lanishda ekan:

$$\boxed{N_z = F + \gamma A z} \quad \text{yoki} \quad \boxed{\sigma_z = \frac{F}{A} + \gamma z} \quad (III.31)$$

III.13-shakl, b , d larda bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralari keltirilgan.

Sterjenning mahkamlangan kesimi eng xavfli kesim ekanligi epyuralardan ko'rinib turibdi; shu bois, mustahkamlik sharti

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \gamma \cdot l \leq \sigma_{adm} \quad (III.32)$$

ko'rinishda yoziladi.

Oxirgi ifodadan mustahkamlikni ta'minlovchi yuzani topish mumkin:

$$\boxed{A \geq \frac{F}{\sigma_{adm} - \gamma \cdot l}} \quad (III.33)$$

Endi sterjenning deformatsiyasini aniqlaymiz. Dastlab, Guk qonuniga asosan, dz uzunlikdagi juda kichik bo'lakchani mutlaq deformatsiyasini topamiz:

$$\Delta(dz) \approx \frac{(F + \gamma A \cdot z) dz}{EA} \quad (b)$$

Sterjenning absolyut deformatsiyasini topish uchun oxirgi ifodani sterjen uzunligi bo'yicha integrallaymiz (III.13-shakl, e):

$$\Delta l = \int_0^l \frac{(F + \gamma \cdot A z) dz}{EA} = \frac{F \cdot l}{EA} + \frac{\gamma A l^2}{2EA} \quad (d)$$

Sterjenning xususiy og'irligi

$$G = \gamma A l \quad (e)$$

ekanligini e'tiborga olib, oxirgi ifodani

$$\boxed{\Delta l = \frac{(F + 0,5G)l}{EA}} \quad (III.34)$$

ko'rinishda yozamiz.

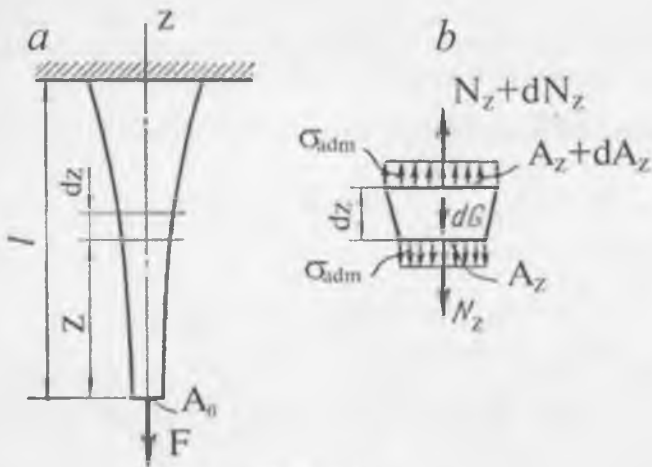
Xususiy hol. $F = 0$ bo'lgan hol uchun (III.34) formula

$$\boxed{\Delta l_G = \frac{G \cdot l}{2EA}} \quad (III.35)$$

ko'rinishga keladi.

Demak, sterjenning xususi og'irlik kuchidan hosil bo'lgan mutlaq deformatsiyasi sterjen og'irligiga teng, ammo uning uchiga qo'yilgan kuchdan hosil bo'ladigan mutlaq deformatsiyaga nisbatan ikki barovar kam bo'lar ekan.

II. Teng qarshilikli sterjenlar. Ko'ndalang kesimlari uzunlik bo'ylab ma'lum qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi va barcha ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanishlari ruxsat etilgan normal kuchlanishga teng bo'lgan sterjenlarga teng qarshilikli sterjenlar deyiladi (III.14-shakl, a).



III.14-shakl

Teng qarshilikli sterjenlarni tayyorlash uchun kam material sarflanligi sababli ularning og'irliklari ham kichik bo'ladi. Teng qarshilikli sterjenlarning ko'ndalang kesim yuzasining o'zgarish qonuniyati A_z ni aniqlash uchun uning erkin uchidan z masofada joylashgan cheksiz kichik dz uzunlikdagi bo'lakchani ajratib olamiz (III.14-shakl, b) va uning muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum_{i=1}^n Z_i = 0, \quad \sigma_{adm}(A_z + dA_z) - \gamma A_z dz - \sigma_{adm} A_z = 0$$

bundan

$$\frac{dA_z}{A_z} = \frac{\gamma}{\sigma_{adm}} \cdot dz$$

kelib chiqadi.

Oxirigi ifodani integrallab

$$\ln|A_z| + C_0 = \frac{\gamma z}{\sigma_{adm}}$$

ni hosil qilamiz. Integral doimiysi C_0 quyidagi chegaraviy shartdan aniqlanadi:

$z=0$ da $A_z = A_0$ yoki $C_0 = \ln A$ ga teng bo'ladi.

Bu qiymatni nazarda tutib, teng qarshilikli sterjenlarning ko'ndalang kesim yuzasi logarifmik egri chiziqli qonuniyat bo'yicha o'zgarishiga ishonch hosil qilamiz:

$$A_z = A_0 \cdot e^{\frac{\gamma \cdot z}{\sigma_{adm}}} \quad (III.36)$$

bu erda $A_0 = \frac{F}{\sigma_{adm}}$ bo'lib, sterjen uchidagi kesimning yuzasidir.

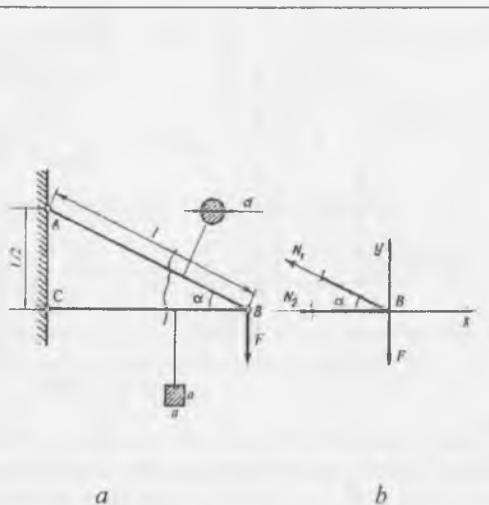
Kesim yuzasi (III.36) qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi teng qarshilikli sterjenlarni yasash noqulay bo'lganligi sababli ko'pincha muhandislik amaliyotida ularning o'rniga pog'onali sterjenlar ishlatiladi.

III.1-masala. Kronshteynning gorizontaal o'rnatilgan CB sterjni yog'ochdan, AB tortqisi esa po'latdan tayyorlangan (III.15-shakl, a). Tortqining uzunligi $l = 5 \text{ m}$ bo'lib, $\alpha = 30^\circ$ ostida B tugunga sharnir vositasida biriktirilgan; tugunga $F = 2,5 \cdot 10^4 \text{ N}$ yuk osilgan. Sterjenning kesimi kvadrat, tortqiniki esa doiraviy bo'lib, ruxsat etilgan kuchlanishlari

$$\sigma_{adm}^{yog} = 100 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2},$$

$$\sigma_{adm}^p = 1600 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

ga teng. Sterjen va tortqining ko'ndalang kesim o'lchamlari aniqlansin.



III.15-shakl

Masalaning echilishi: Kesish usulidan foydalanib, B tugunning muvozanatini tekshiramiz (III.15-shakl, b):

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0; \quad \text{--- } N_1 \cos \alpha + N_2 = 0$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0; \quad N_1 \sin \alpha - F = 0$$

Bu erda, N_1 -tortqida paydo bo'luvchi zo'riqish (bo'ylama cho'zuvchi kuch);
 N_2 - sterjenda paydo bo'luvchi zo'riqish (bo'ylama siquvchi kuch).

Bundan:

$N_1 = \frac{1}{\sin \alpha} \cdot F = \frac{2,5 \cdot 10^4}{0,5} = 5 \cdot 10^4 \text{ N}$	$N_2 = F \operatorname{ctg} \alpha = 2,5 \cdot 10^4 \sqrt{3} \approx 4,25 \cdot 10^4 \text{ N}$
---	---

Mustahkamlik shartidan foydalanib, ko'ndalang kesimning xavfsiz o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$A_1 \geq \frac{N_1}{\sigma_{adm}} \geq \frac{5 \cdot 10^4}{1600 \cdot 10^5} = 0,312 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2;$$

$$A_2 \geq \frac{N_2}{\sigma_{adm}} \geq \frac{4,25 \cdot 10^4}{100 \cdot 10^5} = 4,25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2;$$

Ikkinchi tomondan tortqi (doiraviy) va sterjen (kvadrat) yuzalari quyidagicha aniqlanadi:

$$\frac{\pi d^2}{4} = \frac{5}{16} \cdot 10^{-3}, \quad a^2 = 4,25 \cdot 10^{-3}$$

Bulardan

$$d = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-3}}{4\pi}} = 0,019 \text{ m}, \quad a = \sqrt{4,25 \cdot 10^{-3}} = 0,065 \text{ m}.$$

III.2-masala.

CHap uchi bilan shamir va BC tortqi yordamida devorga mahkamlangan mutlaq qattiq jism AD ga $F = 40 \text{ kN}$ kuch qo'yilgan (III.16-shakl, a).

Tortqi materiali Cr3 navli po'latdan yasalgan bo'lib, kesimi ikkita teng yonli burchaklik (GOST 8509-72 bo'yicha o'lchamlari $40 \times 40 \times 4 \text{ mm}$, $A_0 = 3,08 \text{ sm}^2$) dan iborat.

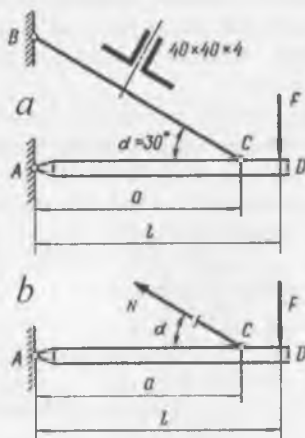
Bundan tashqari

$$a = 2 \text{ m}, \quad \ell = 2,5 \text{ m}, \quad \alpha = 30^\circ$$

$$\sigma_{adm} = 160 \text{ MPa}$$

ekanligi ma'lum.

Tortqi mustahkamlikka tekshirib ko'riysin.



III.16-shakl

Masalaning echilishi: Kesish usulini qo'llab, quyidagi muvozanat tenglamasini tuzamiz (III.16-shakl, b):

$$\sum_{i=1}^n M_{Ai} = 0; \quad F \cdot l - N \sin \alpha = 0$$

bundan

$$N = \frac{l}{a \cdot \sin \alpha} \cdot F = \frac{2,5}{2 \cdot 0,5} \cdot 40 = 100 \text{ kN}$$

Tortqining ko'ndalang kesimida paydo bo'luvchi normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_x = \frac{N}{A} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,08 \cdot 10^{-4}} = 162 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 162 \text{ MPa}$$

Kuchlanishlar farqi

$$\delta = \frac{|\sigma_x - \sigma_{adm}|}{\sigma_{adm}} \cdot 100\% = \frac{162 - 160}{160} \cdot 100\% = 1,25\%$$

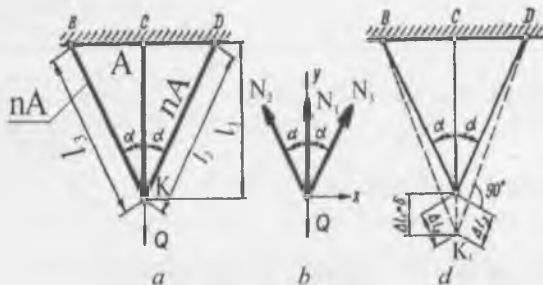
3.8-§. Cho'zilish va siqilishda statik aniqmas masalalar

Cho'zilish yoki siqilish deformatsiyasiga oid masalalarni echayotganda, bordi-yu, sterjen (sterjenlar tizimi)ning tayanchlarida hosil bo'luvchi reaksiya kuchlari yoki ularning ko'ndalang kesimlaridagi zo'riqish kuchlarini statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lmasa, bunday masalalarga cho'zilish yoki siqilishdagi **statik aniqmas masalalar** deyiladi.

Odatda, bu mavzuning mazmun-mohiyati faqat masalalar echish orqali tushuntiriladi.

§ning tadqiqot metodlariga tayanib, cho'zilish yoki siqilish deformatsiyalariga tegishli statik aniqmas masalalarni echishga tizimli yondoshamiz.

III.3-masala. Faraz qilaylik, sterjenlar tizimining sharnirli K tuguniga Q yuk osib qo'yilgan bo'lsin (III.17-shakl, a); sterjenlarning materiali, ko'ndalang kesim yuzasi va uzunliklarini ma'lum deb, ularda tashqi yukdan hosil bo'lgan zo'riqishlarni aniqlaymiz.



III.17-shakl

I. Masalaning statik tomonini tahlil qilamiz. Kesish usulidan foydalanib, K sharnirli tugunning muvozanatini tekshiramiz (III.17-shakl, b):

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0, & N_2 \sin \alpha - N_3 \sin \alpha &= 0 \\ \sum Y_i &= 0 & N_1 + N_2 \cos \alpha + N_3 \cos \alpha - Q &= 0 \end{aligned} \quad \begin{aligned} (a) \\ (b) \end{aligned}$$

Bu tenglamalarning birinchisidan $N_2 = N_3$ ekanligi ma'lum; buni e'tiborga olib,

$$N_1 + 2 N_2 \cos \alpha = Q \quad (d)$$

ifodani hosil qilamiz.

Oxirgi tenglamada ikkita noma'lum bo'lganligi uchun masala bir marta statik aniqlas deyiladi.

II. Masalaning geometrik tomonini tekshiramiz; III.17-shakl, d dan foydalanib, sterjenlarning deformatsiyalari orasidagi munosabatni quyidagicha yozamiz:

$$\Delta l_2 = \Delta l_3 = \Delta l_1 \cdot \cos \alpha \quad (e)$$

III. Masalaning fizik tomonini qarab chiqamiz. Guk qonuniga asosan sterjenlarning deformatsiyasini aniqlaymiz:

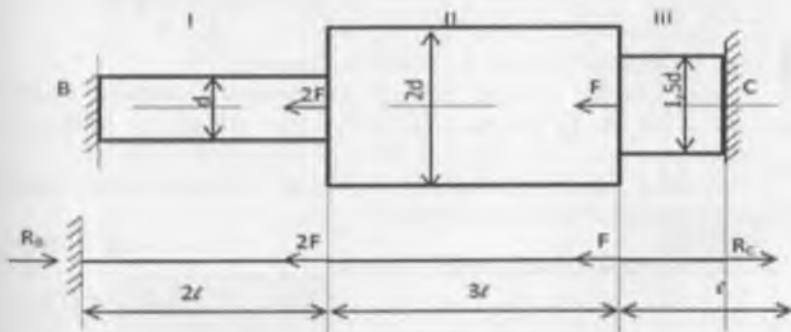
$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{E \cdot n \cdot A \cdot \cos \alpha} \quad (f)$$

IV. Sintez, ya'ni yuqorida olingan tenglamalardan ichki zo'riqish kuchlarini topamiz

$$N_1 = \frac{Q}{1 + 2n \cos^3 \alpha};$$

$$N_2 = N_3 = \frac{Q}{1 + 2n \cos^3 \alpha} \cdot n \cos^2 \alpha \quad (\text{III.41})$$

III.4-masala. Ikkala uchlari bilan tayanchga qistirib mahkamlangan pog'anali sterjen cho'zilish va siqilish deformatsiyalariga qarshilik ko'rsatmoqda (III.18 -shakl).



III.18-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$L_0 := 1.0\text{m}$$

$$F_w := 280\text{kN}$$

$$E := 2 \cdot 10^{11} \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-2} \quad d := 2.5 \cdot 10^{-2} \cdot \text{m}$$

YUqorida berilgan qiymatlar asosida quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqmaslik darajasini topish;
- tayanch reaksiya kuchlarini hisoblash;
- har bir oraliq uchun bo'ylama kuchning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun normal kuchlanishning analitik ifodasini tuzish;
- bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralarini qurish.

Quyidagilarni bilishi va amalda qo'llay olishi tavsiya etiladi:

- statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini amalda qo'llab, bo'ylama kuchning analitik ifodalarini tuzish;
- MathCAD dasturini qo'llay olish: ma'lumotlarni kiritish, tenglamalarni echish, "Graf" menyusidan foydalana olish kabilar.

Masalaning echilishi

1. CHizmadan ko'rinib turibdiki, masala 1 marta statik aniqmasdir. SHu sababli masala dastlab statik tomondan tahlil qilinadi.

Muvozanat
tenglamasi:

$$\sum Z(i) = 0$$

$$RC - F - 2 \cdot F + RB = 0$$

2. Masala 1 marta statik aniqmas bo'lgani uchun 1 ta qo'shimcha tenglama tuzish zarur. Masalani *teng kuchli tizim tanlash usulida* echamiz (III.18-shakl, b). Garchi S tayanchdagi reaksiya kuchi noma'lum bo'lsa-da, Guk qonunini qo'llab teng kuchli tizim uchun quyidagi ifodani tuzish mumkin:

$$\frac{RC \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot [(1.5)d]^2}{4}} + \frac{RC \cdot 3 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot (2d)^2}{4}} + \frac{RC \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} - \frac{F \cdot 3 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot (2d)^2}{4}} - \frac{F \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} - \frac{2 \cdot F \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 0$$

Endi **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanamiz.

Faraz qilaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda reaksiya kuchlari tegishli 5 kN va 10 kN ga teng bo'lsin: **Given** $RC := 5 \cdot \text{kN}$
 $RB := 10 \cdot \text{kN}$

YUqoridagi ikkala tenglamalarni o'zgarishsiz ko'chirib olamiz, natijada quyidagi tenglamalar tizimi paydo bo'ladi:

$$RC - F - 2 \cdot F + RB = 0$$

$$\frac{RC \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot [(1.5)d]^2}{4}} + \frac{RC \cdot 3 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot (2d)^2}{4}} + \frac{RC \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} - \frac{F \cdot 3 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot (2d)^2}{4}} - \frac{F \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} - \frac{2 \cdot F \cdot 2 \cdot L_0}{E \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = 0$$

Tenglamalar
tizimini

$$\begin{pmatrix} RC \\ RB \end{pmatrix} := \text{Find}(RC, RB)$$

echish:

Javob:

$$RC = 5.917 \times 10^5 N$$

$$RB = 2.483 \times 10^5 N$$

3. Endi oldingi masalalardagi singari kesish usulidan foydalanib, har bir oraliq uchun quyidagi ifodalarni tuzish imkoniyatiga ega bo'lamiz:

$$\begin{aligned} \text{I} \quad N1(z) &:= -RB & \sigma1(z) &:= (-RB) \div \left[\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right] \\ \text{II} \quad N2(z) &:= -RB + 2 \cdot F & \sigma2(z) &:= (-RB + 2 \cdot F) \div \left[\pi \cdot \frac{(2 \cdot d)^2}{4} \right] \\ \text{III} \quad N3(z) &:= -RB + 2 \cdot F + F & \sigma3(z) &:= (-RB + 2 \cdot F + F) \div \left[\pi \cdot \frac{(1.5 \cdot d)^2}{4} \right] \end{aligned}$$

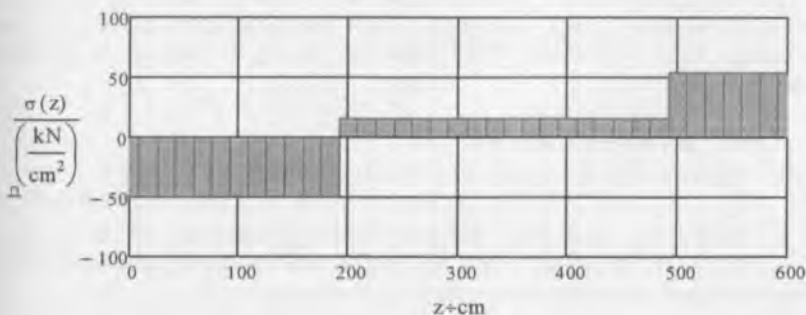
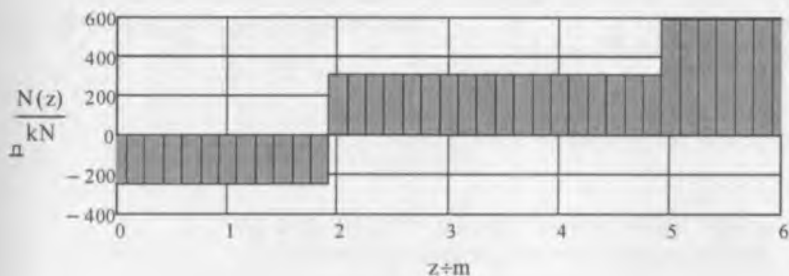
Masshtab
tanlash

$$z := 0,4 \frac{L0}{24} \dots 6L0$$

$$N(z) := \begin{cases} N1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ N2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ N3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \end{cases}$$

$$\sigma(z) := \begin{cases} \sigma1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2L0 \\ \sigma2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ \sigma3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \end{cases}$$

4. "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



III.5-masala. Aytaylik, tekshirilayotgan holda “go'yoki deformatsiyalanmaydigan” BCD brus uzunliklari va kesim yuzalari turlicha bo'lgan sterjenlar yordamida shipga va erga mahkamlab qo'yilgan (III.19 –shakl, a).

Quyidagilar talab etiladi:

- statik aniqlaslik darajasini topish;
- tashqi yuklarning ta'sirini e'tiborga olgan holda ichki zo'riqishlar va normal kuchlanishlarni aniqlash.

Berilgan kattaliklar

$$F := 100\text{N}$$

$$q := 50 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$d := 2.5 \cdot 10^{-2} \text{ m}$$

$$E := 2 \cdot 10^{11} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$$

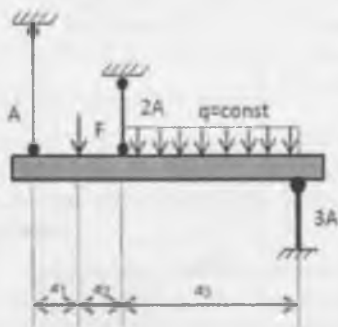
$$a1 := 2.0 \text{ m}$$

$$a2 := 1.0 \text{ m}$$

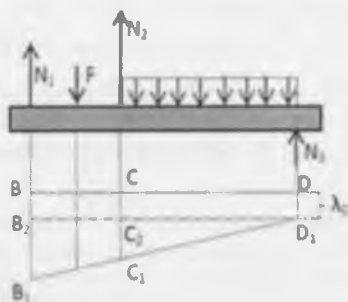
$$a3 := 3.0 \text{ m}$$

$$L0 := 1.0 \text{ m}$$

$$A := \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$



a



b

III.19-shakl

Quyidagilarni bilishi va amalda qo'llay olishi tavsiya etiladi:

- statik aniqlaslik darajasini mazmun-mohiyatini;
- masalani statik, geometrik va fizik mohiyatini tahlil etishni.

Masalaning echilishi: 1. CHizmadan ko'rinib turibdiki, masala 1 marta statik aniqlasdir. Masalani statik tomondan tahlil qilish maqsadida dastlab vertikal yo'nalishga barcha kuchlarni proektsiyalaymiz hamda B nuqtaga kuchlardan moment olamiz:

$$N1 + N2 + N3 - F - q \cdot a3 = 0$$

$$F \cdot a1 - N2 \cdot (a1 + a2) - q \cdot a3 \cdot (a1 + a2 + 0.5 \cdot a3) - N3 \cdot (a1 + a2 + a3) = 0 \quad (a)$$

2. Masalaning geometrik tomonini tahliliy o'rganamiz. Buning uchun III.20-shakl, b dan foydalanib, to'g'ri burchakli uchburchaklarning o'xshashligidan kelib chiqadigan quyidagi munosabatlarni yozib olamiz:

$$\frac{\lambda_b - \lambda_d}{\lambda_c - \lambda_d} = \frac{(a_1 + a_2 + a_3)}{a_3} \quad \text{yoki} \quad \frac{B_1 B_2}{C_1 C_2} = \frac{(a_1 + a_2 + a_3)}{a_3} \quad (b)$$

Deformatsiyalanish jarayonida birinchi sterjen λ_b ga, ikkinchi sterjen λ_c ga va uchinchi sterjen λ_d ga qisqaradi. SHuning uchun sterjanlarning absolyut deformatsiyalarini quyidagicha yozish mumkin:

$\Delta_1 = \lambda_b$	$\Delta_2 = \lambda_c$	$\Delta_3 = \lambda_d$
U holda	$\frac{\Delta_1 - \Delta_3}{\Delta_2 - \Delta_3} = \frac{(a_1 + a_2 + a_3)}{a_3}$	munosabat chiqadi. kelib

3. Masalani fizik nuqtai nazardan tahlil qilamiz:

$$\frac{N_1 \cdot 2 \cdot l_0}{E \cdot A} - \frac{N_3 \cdot l_0}{E \cdot 3A} = \frac{(a_1 + a_2 + a_3)}{a_3} \left(\frac{N_2 \cdot 1.5 \cdot l_0}{E \cdot 2 \cdot A} - \frac{N_3 \cdot l_0}{E \cdot 3A} \right) \quad (d)$$

Sintez. Aytaylik, birinchi galdagi yaqinlashuvda zo'riqish kuchlari quyidagicha bo'lsin:

$$\text{Given} \quad N_1 := 7 \cdot \text{kN} \quad N_2 := 15 \cdot \text{kN} \quad N_3 := 22 \cdot \text{kN}$$

YUqoridagi ikkala tenglamalarni o'zgarishsiz ko'chirib olamiz, natijada quyidagi tenglamalar tizimi paydo bo'ladi:

$$N_1 + N_2 + N_3 - F - q \cdot a_3 = 0$$

$$F \cdot a_1 - N_2 (a_1 + a_2) - q \cdot a_3 (a_1 + a_2 + 0.5 \cdot a_3) - N_3 (a_1 + a_2 + a_3) = 0$$

$$\frac{N_1 \cdot 2 \cdot l_0}{E \cdot A} - \frac{N_3 \cdot l_0}{E \cdot 3A} - \frac{(a_1 + a_2 + a_3)}{a_3} \left(\frac{N_2 \cdot 1.5 \cdot l_0}{E \cdot 2 \cdot A} - \frac{N_3 \cdot l_0}{E \cdot 3A} \right) = 0$$

Tenglamalar
tizimini
echish:

$$\begin{pmatrix} N_1 \\ N_2 \\ N_3 \end{pmatrix} := \text{Find}(N_1, N_2, N_3)$$

$$\text{Javob:} \quad N_1 = 187.63 \text{ N} \quad N_2 = 210.57 \text{ N} \quad N_3 = -178.20 \text{ N}$$

Endi normal kuchlanishlarni hisoblaymiz:

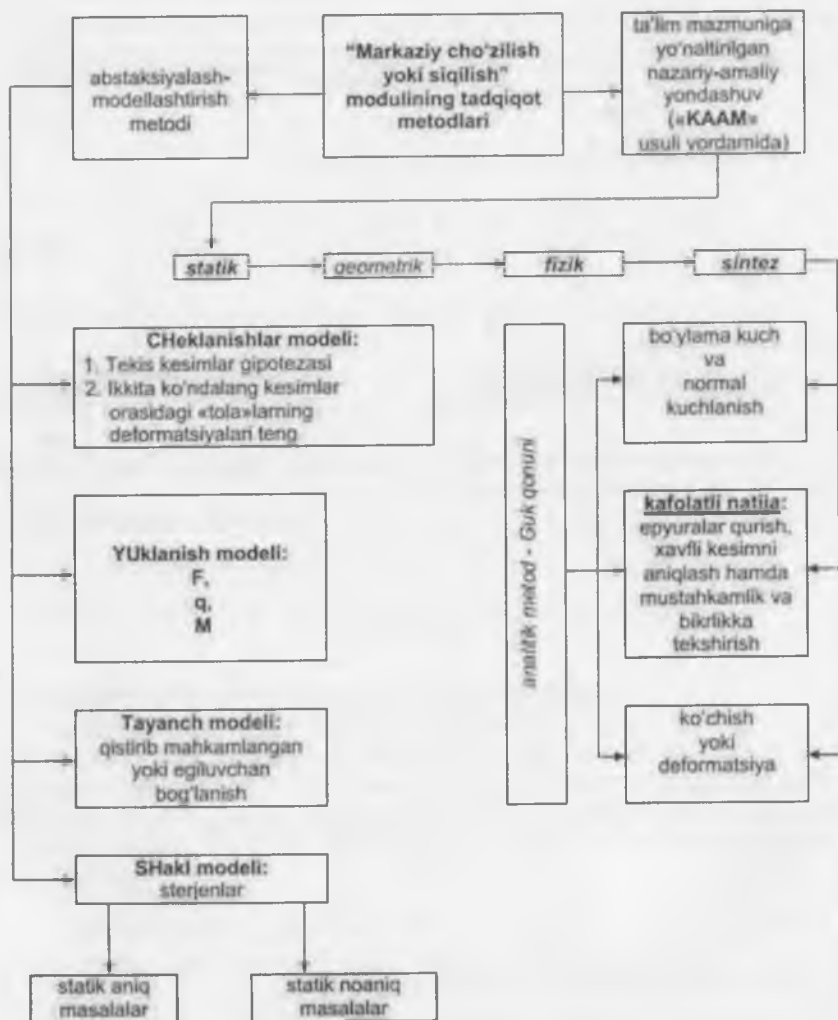
$$\sigma_1 := N_1 / A \quad \sigma_2 := N_2 / (2 \cdot A) \quad \sigma_3 := N_3 / (3 \cdot A)$$

$$\sigma_1 = 6.98 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_2 = 3.917 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = -2.21 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritm* asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar

1. Sterjenlarning markaziy cho'zilish va siqilish deformatsiyasining mohiyatini tushuntiring. Cho'zilish yoki siqilishda mutlaq (absolyut) va nisbiy deformatsiyalar qanday aniqlanadi?

2. Materiallarning turiga qarab Puasson koeffitsientining o'zgarish chegarasini izohlang.

3. Guk qonunini ta'riflang va matematik ifodasini yozing va elastiklik ξ ning mazmun-mohiyatini tushuntiring.

4. Konstruksion materiallarning fizik, kimyoviy, texnologik va mexanik xossalarni qisqacha izohlang. Qanday kattaliklar materiallarning asosiy mexanik tavsiflarini ifodalaydi?

5. Kam uglerodli po'latning cho'zilish diagrammasi qanday o'ziga xos nuqtalarga ega? Namunada «bo'yin» qachon hosil bo'ladi?

6. Mutanosiblik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralarini tushuntiring.

7. Plastik, mo'rt va anizotrop materiallarning siqilish diagrammalarini izohlang.

8. MathCAD dasturi bilan cho'zilish yoki siqilishda statik aniqmas masalalar qanday tartibda echiladi?

IV-MODUL. KUCHLANISHLARNING TAHLILI

Modulning asosiy maqsadi: konstruksiya qismlari ishlash jarayonida chiziqli, tekis va fazoviy kuchlanish holatlaridan birida qarshilik ko'rsatishlarini, og'ma yuzalardagi kuchlanishlarni, umumlashgan Guk qonuni asosida kuchlanish-deformatsiyalanish holati bog'liqligi hamda mustahkamlikning uchta klassik va bitta energetik nazariyalarini qiyosiy tahlili va ahamiyatiga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir.

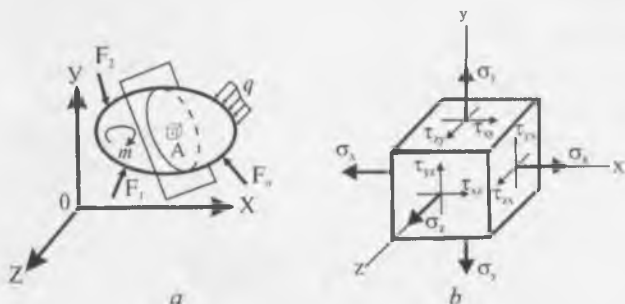
Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

№	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kuchning o'qdagii proeksiyasi. Juft kuch va uning momenti, juft kuchlarni qo'shish, juft kuchlar tizimining muvozanati
2	Matematika	Funksiyalarning grafiklarini qurish, trigonometrik funksiyalar, hosila, aniq integral, uchburchaklarning o'xshashlik alomatlar, tenglamalar tizimini echish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Cho'yan, po'lat, qotishmalar va metalmas materiallarning amaliyotda qo'llanilishi.
4	Materiallar qarshiligi	"KAAM" usulining mazmun mohiyati. Normal va urunma kuchlanishlar hamda ularning ishoralarini tanlash, Guk qonuni. Deformatsiya turlari.

4.1-§. Asosiy mulohazalar

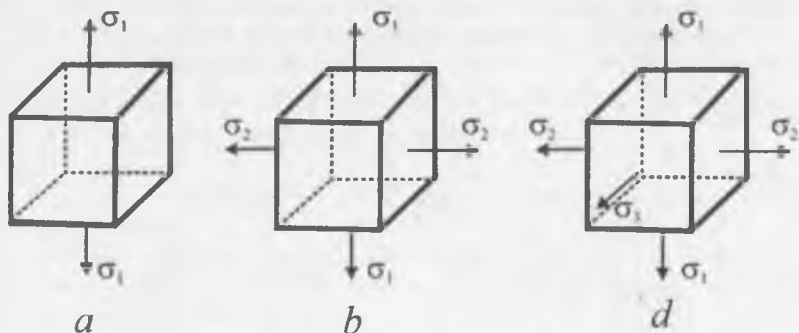
Aytaylik, deformatsiyalanuvchi qattiq jism tashqi kuch (to'plangan kuch, yoyilgan yuk va juft kuch)lar tizimi ta'sirida muvozanatda bo'lsin (IV.1-shakl, a).

Umumiy holda jismning istalgan A nuqtasi atrofida ajratib olingan elementar parallelipedga normal va urunma kuchlanishlarning tashkil etuvchilari ta'sir ko'rsatadi (IV.1-shakl, b).



IV.1-shakl

Odatda, ununma kuchlanishlar ta'sir ko'rsatmaydigan yuzalarga bosh yuzalar deyiladi; mazkur yuzadagi normal kuchlanishlarga esa bosh kuchlanishlar deyiladi.



IV.2-shakl

Bosh kuchlanishlar σ_1 , σ_2 , σ_3 lar orqali belgilanib,

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

(a)

ko'rinishdagi munosabatda bo'ladi.

Nuqtadagi **kuchlanish holati** deb, mazkur nuqta orqali o'tuvchi barcha yuzachalarda paydo bo'ladigan normal va ununma kuchlanishlarning to'plamiga aytiladi.

IV.2-shaklda 3 xil: chiziqli (bir o'qli), tekis (ikki o'qli) va fazoviy (uch o'qli) kuchlanish holatlari tasvirlangan.

4.2-§. Qiya kesimlardagi kuchlanishlar

Shu vaqtgacha faqat sterjenlarning o'qiga tik bo'lgan ko'ndalang kesimlardagi normal kuchlanishlarni aniqlash bilan shug'ullandik. Endi esa istalgan qiya (og'ma) kesimlardagi kuchlanishlarni aniqlashga o'tamiz. Buning uchun esa har bir kuchlanish holatini faqat statik tomondan tekshirish kifoya.

1. CHIZIQLI kuchlanish holati. CHo'zuvchi kuchlanish ta'siridagi prizmatik sterjenning istalgan burchakka qiyalangan kesimidagi kuchlanishlarni aniqlaymiz (IV.3-shakl, a).

Buning uchun quyidagi ishlarni ketma-ket bajarish tavsiya etiladi:

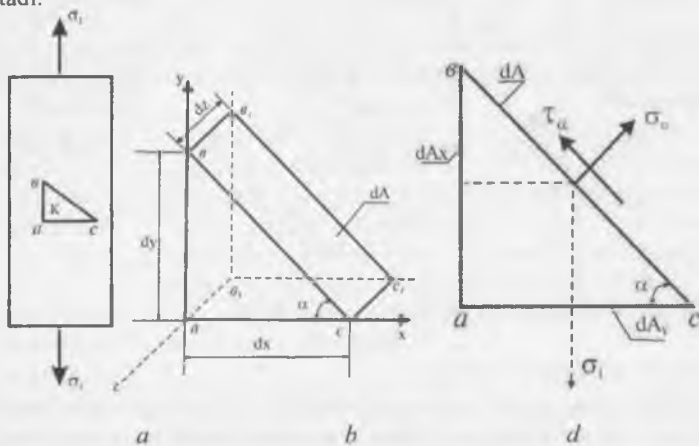
1) sterjenni uchta: kuchlanish yo'nalishiga tik, unga parallel va ko'ndalang kesimga nisbatan α burchakka qiyalangan tekisliklar bilan fikran kesamiz;

2) $a\theta c\alpha_1 e, c_1$ elementar bo'lakchani ajratib olamiz (IV.3-shakl, b). Agar og'ma yuzani dA ga teng deb qabul qilsak, u holda sterjen o'qiga tik bo'lgan yuza

$$dA_y = dA \cdot \cos \alpha \text{ ga teng bo'ladi;}$$

3) tashlab yuborilgan qismning ajratib olingan bo'lakchaga ko'rsatuvchi ta'sirini ichki kuchlar bilan almashtiramiz (IV.3-shakl, d):

- gorizontal dA_z yuzachaga $\sigma_1 dA \cos \alpha$ normal kuch ta'sir ko'rsatadi;
- vertikal $dA_x = dA \sin \alpha$ yuzachaga esa kuchlar ta'sir ko'rsatmaydi, chunki sterjening chetki kesimlaridagi σ_1 kuchlanishlar tekis taqsimlanganligi sababli sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan tolalar bir-birlariga bosim ko'rsatmaydi, balki ularning har biri xuddi sterjendek cho'zilishga yoki siqilishga qarshilik ko'rsatadi;
- og'ma dA yuzachaga esa $\sigma_\alpha dA$ normal va $\tau_\alpha dA$ urunma kuchlar ta'sir ko'rsatadi.



IV.3-shakl

4) statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum N_i = 0 \quad \text{yoki} \quad \sigma_\alpha dA - \sigma_1 dA \cos \alpha \cdot \cos \alpha = 0$$

$$\sum T_i = 0 \quad \text{yoki} \quad \tau_\alpha dA - \sigma_1 dA \cos \alpha \cdot \sin \alpha = 0$$

Oxirigi ifodalardan

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha \quad (IV.1)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha \quad (IV.2)$$

ekanligi kelib chiqadi.

(IV.1) va (IV.2) formulalar yordamida chiziqli kuchlanish holati uchun qiya kesimlardagi normal va urunma kuchlanishlar aniqlanadi. Bu formulalardan ko'rinib turibdiki, σ_α va τ_α kuchlanishlar qiya kesim yo'nalishining o'zgarishiga bog'liq ekan.

2. Tekis kuchlanish holati. O'zaro tik bo'lgan ikki yo'nalishdagi cho'zuvchi σ_1 va σ_2 bosh kuchlanishlar ta'siridagi prizmatik jismni ko'rib chiqamiz (IV.4-shakl, a).

1-hol. Dastlab, K nuqta atrofidan ajratib olingan birorta elementning qiya kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlaymiz; buning uchun quyidagi ishlarni navbat bilan bajaramiz:

1) jismni uchta tekislik bilan fikran kesamiz;

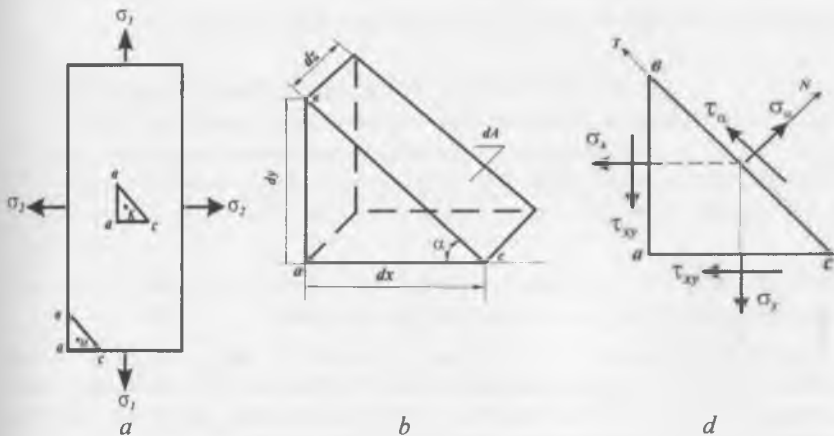
2) $abca_1b_1c_1$ elementar bo'lakchani ajratib olamiz (IV.4-shakl, b); og'ma yuzani dA ga teng deb qabul qilib, qolgan yuzalarni esa

$$dA_x = dA \cdot \sin \alpha \quad dA_y = dA \cdot \cos \alpha$$

shaklida yozib olamiz;

3) tashlangan qismning ajratilgan bo'lakchaga ko'rsatuvchi ta'sirini ichki kuchlar bilan almashtiramiz (IV.4-shakl, d); u holda elementning yuzalariga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi:

- dA yuza bo'yicha: $\sigma_n dA$ (normal kuch), $\tau_n dA$ (urunma kuch)
- dA_x yuza bo'yicha: $\sigma_x dA \cdot \sin \alpha$ (normal kuch), $\tau_{yx} dA \cdot \sin \alpha$ (urunma kuch)
- dA_y yuza bo'yicha: $\sigma_y dA \cos \alpha$ (normal kuch), $\tau_{xy} dA \cos \alpha$ (urunma kuch).



IV.4-shakl

4) statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\Sigma M_{O_1} = 0, \quad \tau_{xy} dA \cos \alpha \frac{dy}{2} + \tau_{yx} dA \sin \alpha \cdot \frac{dx}{2} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n T_i = 0, \quad \tau_x dA + \sigma_x dA \sin \alpha \cos \alpha - \sigma_y dA \cos \alpha \sin \alpha - \\ - \tau_{xy} dA \cos \alpha \cos \alpha - \tau_{yx} dA \sin \alpha \sin \alpha = 0$$

$$\sum_{i=1}^n N_i = 0, \quad \sigma_\alpha dA - \sigma_x dA \sin \alpha \sin \alpha - \sigma_\alpha dA \cos \alpha \cos \alpha + \\ + \tau_{xy} dA \cos \alpha \sin \alpha - \tau_{yx} dA \sin \alpha \cos \alpha = 0$$

CHizmadan $dx \cdot dz = dAy$ $dy \cdot dz = dAx$ yoki $dy = \frac{dA \cdot \sin \alpha}{dz}$
 ekanligini e'tiborga olib, (a) ifodani yozamiz:

$$\tau_{xy} = -\tau_{yx} \quad (IV.3)$$

(IV.3) formula urunma kuchlanishlarning juftlik qonunini ifodalaydi va quyidagicha ta'riflanadi: **istalgan ikkita o'zaro perpendikulyar yuzalardagi urunma kuchlanishlar miqdor jihatdan bir-biriga teng, lekin yo'nalishlari esa qarama-qarshi bo'ladi.**

Urunma kuchlanishlarning juftlik qonunini nazarda tutib, yuqoridagi ifodalarning dastlabki ikkitasini quyidagi soddaroq holga keltiramiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \sin^2 \alpha + \sigma_y \cdot \cos^2 \alpha - \tau_{xy} \cdot \sin 2\alpha \quad (IV.4)$$

$$\tau_\alpha = \frac{(\sigma_y - \sigma_x)}{2} \cdot \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cdot \cos 2\alpha \quad (IV.5)$$

(IV.4) va (IV.5) formulalar yordamida tekis kuchlanish holati uchun qiya kesimlardagi normal va urunma kuchlanishlar aniqlanadi.

2-hol. Bosh yuzalarga cheksiz yaqin bo'lgan M nuqta atrofidan olingan elementning qiya kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlaymiz (IV.4-shakl, a). Buning uchun esa yana yuqorida bajarilgan ishlarni ketma-ket takrorlab, quyidagi ifodalarga ega bo'lamiz (isboti talabalarga havola qilinadi):

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha \quad (IV.6)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{2} \cdot \sin 2\alpha \quad (IV.7)$$

4.3-§. Bosh yuzalarning holati va bosh kuchlanishlarni aniqlash

Oldingi paragrafda keltirib chiqarilgan formulalardan ko‘rinib turibdiki, qiya kesimdagi normal va urunma kuchlanishlar mazkur kesimning absissa o‘qi bilan tashkil etgan burchagi α ning funksiyasi ekan:

$$\sigma_{\alpha} = f_1(\alpha), \quad \tau_{\alpha} = f_2(\alpha) \quad (a)$$

Umuman olganda, α burchakning qaysi qiymatlarida normal va urunma kuchlanishlar ekstremal (maksimal yoki minimal) qiymatlarga erishadi, degan savol tug‘ilishi tabiiy. Chunki muhandislik amaliyotida tekshirilayotgan nuqta atrofidan olingan barcha yuzalarning holati va ulardagi kuchlanishlarni aniqlashning zaruriyati tug‘ilmaydi.

Amaliyotda ekstremal qiymatlarga ega bo‘lgan kuchlanishlar va ular ta’sir etuvchi yuzalarning holatini aniqlash kifoya.

Materiallar qarshiligi fanining to‘la kursida tekis kuchlanish holatida normal kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (IV.8)$$

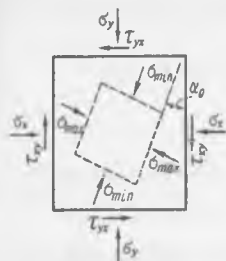
va ikkita o‘zaro tik bosh yuzalarning holati

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (IV.9)$$

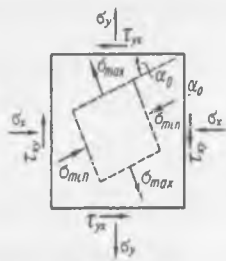
ko‘rinishda aniqlanishi isbotlangan.

(IV.8) formuladagi musbat ishora maksimal bosh kuchlanish $\sigma_1 = \sigma_{\max}$ ni, manfiy ishora esa minimal bosh kuchlanish $\sigma_2 = \sigma_{\min}$ bildiradi.

SHuni ta’kidlab o‘tish lozimki, (IV.9) formula bosh yuzalarning holatini aniqlashga yordam bersa-da, lekin qaysi yuzaga $\sigma_{\max}$ ta’sir etishini ko‘rsata olmaydi.



a



b

IV.5-shakl



IV.6-shakl

SHu bois, quyidagi qoidaga murojaat qilamiz: bosh kuchlanish $\sigma_{\max}$ ning yo‘nalishi hamma vaqt τ_{xy} va τ_{yx} urunma kuchlanishlarning yo‘nalishlari uchrashadigan koordinata o‘qlarining ikkita choragi orqali o‘tadi.

IV.5-shakl, a , b larda tasvirlangan tekis kuchlanish holati uchun bu qoidadan foydalanib, umumiy holda kuchlanishlarning yo'nalishini, shuningdek, bosh yuzalarni ham osongina aniqlash mumkin.

4.4-§. Siljish yuzalarining holati va ekstremal urunma kuchlanishlarni aniqlash

Urunma kuchlanishlari ekstremal qiymatga ega bo'lgan yuzalar siljish yuzalari deb ataladi.

Siljish yuzasining holatini aniqlash uchun (IV.7) ifodani α argument bo'yicha diferensiallab, uni nolga tenglashtiramiz:

$$\frac{d\tau_{\alpha}}{d\alpha} = 2 \frac{(\sigma_y - \sigma_x)}{2} \cos 2\alpha - 2\tau_{xy} \sin 2\alpha = 0 \quad (a)$$

Agar siljish yuzasining holati α_1 burchak bilan aniqlansa, u holda quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{d\tau_{\alpha}}{d\alpha} /_{\alpha=\alpha_1} = (\sigma_y - \sigma_x) \cdot \cos 2\alpha_1 - 2\tau_{xy} \sin 2\alpha_1 = 0$$

bundan

$$\boxed{\operatorname{tg} 2\alpha_1 = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}}} \quad (IV.10)$$

(IV.10) ifodadan siljish yuzasining holati aniqlanadi.

(IV.9) va (IV.10) formulalarni o'zaro taqqoslab, quyidagini hosil qilamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_1 = -\frac{1}{\operatorname{tg} 2\alpha_0} \quad \text{yoki} \quad \operatorname{ctg}(\frac{\pi}{2} - 2\alpha_1) = \operatorname{ctg}(-2\alpha_0) \quad (b)$$

bundan $\alpha_1 = \alpha_0 + \frac{\pi}{4}$ ekanligi kelib chiqadi.

Demak, siljish yuzasi bilan bosh yuzasi orasidagi burchak miqdor jihatdan 45° ga teng ekan (IV.6-shakl).

Bu xulosaga asosan $\alpha = \pm 45^\circ$ ni (IV.6) va (IV.7) formulalarga qo'yib

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad (IV.11)$$

$$\tau_{\alpha} = \tau_{\max} = \pm \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (IV.12)$$

ifodalarga ega bo'lamiz.

(IV.8) formulani e'tiborga olib, (IV.12) ifodadan ekstremal urunma kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\boxed{\tau_{\max} = \pm \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad (IV.13)$$

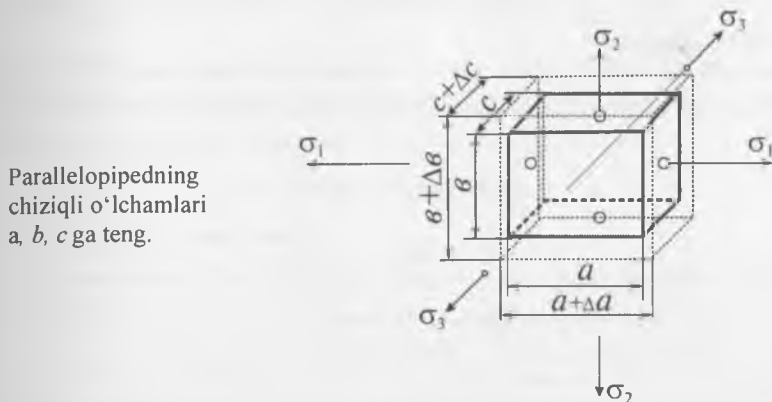
Demak, maksimal va minimal urunma kuchlanishlar miqdor jihatdan o'zaro teng bo'lib, ishoralari teskari ekan.

Xususi hol: Jism $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$ bosh kuchlanishlar ta'sirida bo'lganda (IV.11) va (IV.12) formulalarga asosan $\sigma_3 = 0$, $\tau_{\max} = \pm \sigma$ bo'ladi. Kuchlanish holatining bu turiga **sof siljish**, faqatgina urunma kuchlanishlar paydo bo'ladigan yuzalar esa **sof siljish** yuzalari deyiladi.

Sof siljish holati V §da kengroq yoritilgan.

4.5-§. Umumlashgan Guk qonuni

Aytaylik, fazoviy kuchlanish holatidagi izotrop jismning ixtiyoriy nuqtasi atrofidan ajratib olingan elementar parallelopiped σ_1 , σ_2 va σ_3 bosh kuchlanishlar ta'sirida bo'lsin (IV.7-shakl).



IV.7-shakl

A. Masalaning geometrik tomonini tekshiramiz.

Parallelopiped qirralarining mutlaq deformatsiyalari tegishli Δa , Δb , Δc bo'lganligi sababli, bosh kuchlanishlar yo'nalishidagi nisbiy deformatsiyalar

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta a}{a}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\Delta b}{b}, \quad \varepsilon_3 = \frac{\Delta c}{c}. \quad (a)$$

ko'rinishda bo'ladi.

Kuchlar ta'sirining mustaqillik tamoyiliga ko'ra, har bir nisbiy deformatsiyani quyidagicha yozish mumkin (masalan ε_1 uchun):

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1' + \varepsilon_1'' + \varepsilon_1''' \quad (b)$$

bu erda, ε_1' - a uzunlikdagi qirraning σ_1 ta'siridagi bo'ylama nisbiy deformatsiyasi; ε_1'' - b uzunlikdagi qirraning σ_2 ta'siridagi ko'ndalang nisbiy

deformatsiyasi; ε''' - c uzunlikdagi qirraning σ_3 ta'siridagi ko'ndalang nisbiy deformatsiyasi.

B. Masalaning fizik tomoni. YUqorida keltirilgan nisbiy bo'ylama va nisbiy ko'ndalang deformatsiyalar quyidagicha aniqlanadi:

$$\varepsilon'_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon''_1 = -\mu \cdot \frac{\sigma_2}{E}, \quad \varepsilon'''_1 = -\mu \cdot \frac{\sigma_3}{E}. \quad (d)$$

Oxirigi munosabatlarni e'tiborga olib, σ_1 bosh kuchlanishga parallel qirraning to'la nisbiy deformatsiyasini

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (IV.14)$$

ko'rinishda ifodalaymiz.

Agar xuddi shu tartibda qolgan ikki yo'nalishdagi nisbiy deformatsiyalarni ham aniqlasak, u holda barcha bosh yo'nalishlardagi nisbiy deformatsiyalar quyidagicha bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{aligned} \right\} \quad (IV.15)$$

Deformatsiya bilan kuchlanishlarning umumiy munosabatini ifodalovchi (IV.19) formula fazoviy kuchlanish holatidagi jismlar uchun **umumlashgan Guk qonunini** ifodalaydi.

Xususiy hol. Tekis kuchlanish holatida $\sigma_3 = 0$ bo'lganligi uchun umumlashgan Guk qonuni quyidagi ko'rinishni egallaydi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu \cdot \sigma_2) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} (\sigma_2 - \mu \cdot \sigma_1) \\ \varepsilon_3 &= -\frac{\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2) \end{aligned} \right\} \quad (IV.16)$$

Demak, tekis kuchlanish holatida ham uchinchi bosh kuchlanish σ_3 yo'nalishi bo'yicha deformatsiya sodir bo'lar ekan.

Hajmning nisbiy o'zgarishini belgilaydigan

$$\frac{\Delta(dV)}{dV}$$

nisbatga **hajmiy deformatsiya** deyiladi va θ harfi bilan belgilanadi:

$$\theta = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 \quad (IV.17)$$

Umumlashgan Guk qonunini e'tiborga olib, hajmiy deformatsiyani

$$\theta = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (\text{IV.18})$$

ko'rinishda yozish mumkin.

Oxirgi formula Puasson koeffitsienti $\mu = 0,5$ bo'lgan material (masalan, rezina)ning deformatsiya davomida hajmi o'zgarmas ekanligini tasdiqlaydi.

4.6-§. Deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasi

CHiziqli kuchlanish holatida deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasi quyidagiga tengligi ma'lum (III.24-formula qarang):

$$a = \frac{\sigma \cdot \varepsilon}{2} \quad (\text{IV.19})$$

Bu formulani umumlashtirib, fazoviy kuchlanish holati uchun deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasini

$$a = \frac{1}{2}(\sigma_1 \cdot \varepsilon_1 + \sigma_2 \cdot \varepsilon_2 + \sigma_3 \cdot \varepsilon_3) \quad (\text{IV.20})$$

ko'rinishda yozish mumkin.

Umumlashgan Guk qonunini e'tiborga olib, oxirgi formulani quyidagicha yozamiz:

$$a = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_2 \cdot \sigma_3 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)] \quad (\text{IV.21})$$

Endi tekshirilayotgan parallelopipedning kuchlanish holatini ikkita kuchlanish holatiga ajratib (IV.8-shakl), quyidagicha mulohaza yuritamiz:

a) faraz qilaylik, birinchi holatda parallelopiped uchta bosh kuchlanishlarning o'rta arifmetik qiymatiga teng bo'lgan

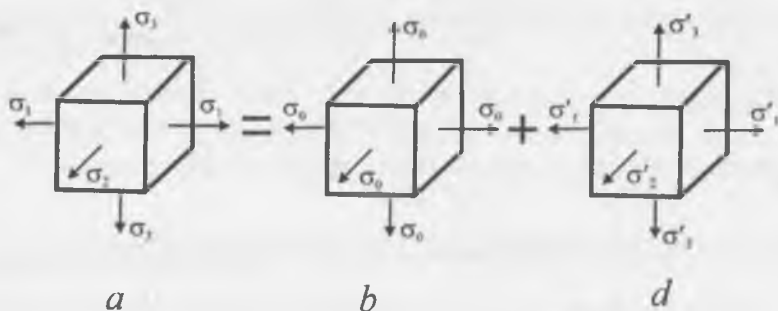
$$\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (\text{a})$$

kuchlanish ta'sirida bo'lsin. Bu holda elementning shakli o'zgarmasdan, balki uning hajmi o'zgaradi. Hajmning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiya a_v ni aniqlash uchun (IV.25) formuladagi σ_1, σ_2 va σ_3 larning o'rniga σ_0 ning qiymatini qo'yish kifoya:

$$a_v = \frac{1}{2E}[\sigma_0^2 + \sigma_0^2 + \sigma_0^2 - 2\mu(\sigma_0\sigma_0 + \sigma_0\sigma_0 + \sigma_0\sigma_0)] = \frac{1-2\mu}{2E}3\sigma_0^2 \quad (\text{b})$$

yoki

$$a_v = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (\text{IV.22})$$



IV.8-shakl

b) ikkinchi holatda parallelopiped $\sigma_1 - \sigma_0$, $\sigma_2 - \sigma_0$ va $\sigma_3 - \sigma_0$ kuchlanishlar ta'cirida bo'lsin, deb faraz qilaylik. Bu holda esa uning hajmi o'zgarmasdan, faqat shakli o'zgaradi.

SHaklning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya ham yuqoridagi tartibda aniqlanadi:

$$a_{sh} = \frac{1}{2 \cdot E} \left\{ (\sigma_1 - \sigma_0)^2 + (\sigma_2 - \sigma_0)^2 + (\sigma_3 - \sigma_0)^2 - 2 \cdot \mu \cdot \left[\begin{aligned} &(\sigma_1 - \sigma_0) \cdot (\sigma_2 - \sigma_0) + \\ &+ (\sigma_1 - \sigma_0) \cdot (\sigma_3 - \sigma_0) + \\ &+ (\sigma_2 - \sigma_0) \cdot (\sigma_3 - \sigma_0) \end{aligned} \right] \right\} \quad (IV.23)$$

(a) ifodani nazarda tutib tegishli ixchamlashdan keyin quyidagi formulaga ega bo'lamiz:

$$a_{sh} = \frac{1 + \mu}{6E} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right] \quad (IV.24)$$

SHunday qilib, parallelopipedning solishtirma potensial energiyasi ikki qismdan: hajm va shaklning o'zgarishiga sarf bo'ladigan energiyalarning yig'indisidan iborat ekan:

$$a = a_v + a_{sh} \quad (IV.25)$$

4.7-§. Mustahkamlik nazariyalari

Mustahkamlik nazariyalari deb, materiallarda xavfli holatning boshlanish sabablarini tajribalarga asoslangan cheklanish (taxmin)lar yordamida turli omillarga bog'lab tekshiruvchi nazariyalarga aytiladi.

Odatda chiziqli, tekis va fazoviy kuchlanish holatlaridan birortasining xavflilik darajasini baholash maqsadida haqiqiy (amaldagi) kuchlanish holatiga teng kuchli

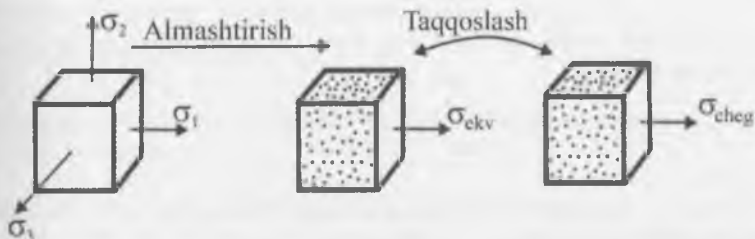
– ekvivalent kuchlanish holatini yoki unga mos keluvchi σ_{ekv} kuchlanishni bilish g'oyat muhimdir.

Demak, ekvivalent kuchlanish holati haqiqiy kuchlanish holatiga mazmun-mohiyati jihatidan aynan mos kelar ekan: ikkala holatda ham konstruksiya yoki uning qismlari teng mustahkam (*rus tilida "равнопрочные"*) va teng xavfli (*rus tilida "равноопасные"*) hamda mustahkamlikning ehtiyot koeffitsientlari ham o'zaro tengdir.

Boshqacha aytganda, hisoblash jarayonlarini qulaylashtirish maqsadida haqiqiy kuchlanish holati ekvivalent kuchlanish holatiga almashtiriladi (IV.9-shakl).

Mustahkamlik nazariyalarining barchasi asosan quyidagi shartga asoslangan: *ikkita kuchlanish holatiga tegishli bosh kuchlanishlar mutanosib ravishda bir xil miqdorga oshirilganda, ikkalasi ham bir vaqtda chegaraviy holatga o'tsa, bunday kuchlanishlar holati teng kuchlanishli va teng xavfli deb hisoblanadi.*

Teng xavfli kuchlanish holatlaridan biri sifatida xavfli holati aniqlanishi zarur bo'lgan tekis ($\sigma_1 \geq \sigma_2$) yoki hajmiy ($\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$) kuchlanish holati, ikkinchisi uchun esa tajribaviy usulda mukammal o'rganilgan chiziqli ($\sigma_1 = \sigma_{ekv}$) kuchlanish holati olinadi.



IV.9-shakl

Keyin esa murakkab kuchlanish holatidagi jism (detal) mustahkamligining o'lchovi deb qabul qilingan kattalik oddiy kuchlanish holatidagi namunaning xavfli holatiga tegishli kattaligi bilan yuqorida qayd etilgan shart asosida o'zaro taqqoslanadi.

I. Mustahkamlikning birinchi nazariyasi (eng katta normal kuchlanish nazariyasi)

Bu nazariyani dastlab XVII asrda Galiley taklif etgan: *mustahkamlikning birinchi nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi degan tahmin (gipoteza) ga asoslangan*, bu nazariyaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{ekv}^I = \sigma_1 < \sigma_{adm}$$

(IV.26)

Bu erda, σ_1 – murakkab kuchlanish holatidagi jism (detal)ning eng xavfli nuqtasidagi bosh kuchlanishlarning eng kattasi ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$);

σ_{adm} – jism materialining ruxsat etilgan normal kuchlanishi; u mazkur materialdan yasalgan namunani oddiy cho‘zilish (siqilish)ga sinash yo‘li bilan aniqlanadi.

Bu nazariyaning asosiy kamchiligi shundan iboratki, (IV.26) ifoda tarkibida σ_2 va σ_3 bosh kuchlanishlar ishtirok etmaydi. Boshqacha aytganda, murakkab va oddiy kuchlanish holatidagi jismlar «go‘yoki» bir xilda qarshilik ko‘rsatadi, degan ma‘noni bildiradi. Vaholanki, amalda bunday emas – materiallarning mustahkamligiga σ_2 , σ_3 lar ham katta ta‘sir ko‘rsatadi. Masalan, har tomonlama (gidrostatik) bosim ostida siqilayotgan betondan tayyorlangan kubik mustahkamlik chegarasidan bir necha barobar katta kuchlanishga ham emirilmasdan bardosh bera oladi. Bu holda kubikning qarshilik ko‘rsatish qobiliyati birinchi nazariya bo‘yicha aniqlanganiga nisbatan ancha yuqoridir.

Birinchi nazariya mo‘rt materiallarni cho‘zishga sinashda tasdiqlangan. Bu nazariya ishlatilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatigagina ega, xolos.

II. Mustahkamlikning ikkinchi nazariyasi (eng katta cho‘zilish yoki nisbiy uzayish nazariyasi)

1682 yilda Marriot taklif qilgan mazkur nazariya *materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo‘lishiga eng katta cho‘zilish sabab bo‘ladi, degan tahmin ga asoslangan:*

$$\varepsilon_{max} = \varepsilon_1 < \varepsilon_{adm} \quad (IV.27)$$

Bu erda, ε_1 - murakkab kuchlanish holatidagi jismning eng xavfli nuqtasidagi bosh nisbiy deformatsiyalarning eng kattasi ($\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$);

ε_{adm} - materialning oddiy cho‘zilish (siqilish)dagi ruxsat etilgan normal kuchlanishi σ_{adm} ga tegishli nisbiy deformatsiyasi.

Guk qonuniga asosan:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad \text{yoki} \quad \varepsilon_{adm} = \frac{1}{E} \cdot \sigma_{adm}$$

Oxirgi ifodalarni e‘tiborga olamiz:

$$\sigma_{ekv}^II = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) < \sigma_{adm} \quad (IV.28)$$

Bu nazariyaning birinchi nazariyadan afzalligi shundaki, (IV.28) shartda barcha bosh kuchlanishlar ta‘siri e‘tiborga olingan. Ammo bu nazariyaning hali ba‘zi natijalari tajribada to‘liq tasdiqlanmagan. Masalan, bu nazariyaga muvofiq, o‘zaro tik ikki yo‘nalishda siqilayotgan kubikning mustahkamligi bir tomonga qarab siqilayotgan kubikning mustahkamligidan yuqori bo‘lishi kerak. Lekin, bu xulosa tajribada

tasdiqlanmaydi. Ikkinchi nazariyaning natijalari faqatgina mo'rt materiallar uchun tajribada tasdiqlangan.

III. Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi (eng katta urunma kuchlanishlar nazariyasi)

Bu nazariyani 1773 yilda Kulon taklif etgan.

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta urunma kuchlanishlar sabab bo'ladi, degan taxminga asoslangan bo'lib, uning umumiy sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{max} < \tau_{adm} \quad (IV.29)$$

Bu erda, τ_{max} - murakkab kuchlanish holatidagi jismning eng xavfli nuqtasidagi eng katta urunma kuchlanish;

τ_{adm} - material uchun ruxsat etilgan urunma kuchlanish bo'lib, uning qiymati namunani oddiy kuchlanish holatida sinash yo'li bilan topiladi.

Oldingi paragraflardan ma'lumki:

a) murakkab kuchlanish holatida

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

b) oddiy kuchlanish holatida

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2}$$

Bularni e'tiborga olib, uchinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik shartini quyidagicha yozamiz:

$$\sigma_{ekv}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_{adm} \quad (IV.30)$$

CHO'zilish va siqilishga bir xilda qarshilik ko'rsatuvchi plastik materiallar uchun uchinchi nazariya tajribada tasdiqlanuvchi natijalarni beradi.

Bu nazariyaning asosiy kamchiligi shundaki, (IV.30) ifoda tarkibiga σ_2 bosh kuchlanish kirmaydi, ya'ni tekis va fazoviy kuchlanish holatlari orasida "go'yoki" hech qanday farq yo'qdek.

SHuning uchun bu nazariya tekis kuchlanish holatidagi inshoot, mashina va mexanizm qismlarining mustahkamligini tekshirishda keng qo'llaniladi.

IV. Mustahkamlikning to'rtinchi nazariyasi

("SHakl o'zgarishi bilan bog'liq solishtirma potensial energiya" nazariyasi)

Ba'zan bu nazariya Guber-Mizes cheklanishi deb ham yuritiladi.

Mustahkamlikning to'rtinchi (energetik) nazariyasi materiallarda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya sabab bo'ladi degan cheklanishga asoslangan; bu nazariyaga muvofiq quyidagi shart bajarilishi lozim:

$$a_{max}^{sh} < a_{adm}^{sh} \quad (IV.31)$$

Bunda a_{max}^{sh} -murakkab kuchlanish holatidagi jismning xavfli holatiga oid shaklning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiyasi; a_{adm}^{sh} -ruxsat etilgan kuchlanishga tegishli shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan potentsial energiya.

O'tgan paragraflardan quyidagilar ma'lum:

a) murakkab kuchlanish holatida

$$a_{max}^{sh} = \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$$

b) oddiy kuchlanish holatida

$$a_{max}^{sh} = \frac{1+\mu}{3E} \sigma_{adm}$$

SHunday qilib, to'rtinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\sigma_{ekv}^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} < \sigma_{adm} \quad (IV.32)$$

Bu nazariya cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatuvchi plastik materiallar uchun ancha to'g'ri natijalar beradi.

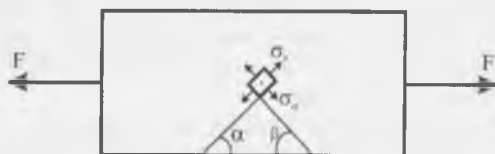
YUqorida bayon etilgan to'rtala nazariyada ham bitta muhim kamchilik bor: mustahkamlik shartlarini ifodalovchi (IV.27), (IV.28), (IV.30), (IV.32) formulalarni keltirib chiqarishda Guk qonuniga asoslandik, holbuki mustahkamlik chegarasi elastiklik chegarasidan *"ancha keyinda"* turadi.

Lekin, bu formulalar tarkibida materiallarning elastiklik xususiyatlarini tavsiflovchi kattaliklar ishtirok etmaydi. SHu jihatdan olganda, mustahkamlik sharti formulalaridan plastik deformatsiya sharoitida ishlovchi inshoot va mashina-mexanizm qismlarini hisoblashda foydalanish mumkin.

IV.1-masala. O'zaro tik joylashgan va og'ma yuzachalardagi normal kuchlanishlarni

$$\sigma_\alpha = \frac{1}{2} \sigma_H = 60 \text{ MPa}$$

ga teng deb, ko'ndalang kesimi kvadrat ($a = 12 \cdot 10^{-3} \text{ m}$) namunani cho'zuvchi kuch hamda bo'ylama o'q bilan og'ma yuza normal orasidagi burchaklar topilsin (IV.10-shakl).



IV.10-shakl

Masalaning echilishi:

Ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanish σ_0 ni og'ma yuzachalardagi kuchlanishlar orqali ifodalaymiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha$$

$$\sigma_\beta = \sigma_0 \cos^2 \beta = \sigma_0 \sin^2 \alpha$$

bu erda, $\beta = -(90^\circ - \alpha)$.

Hadlab qo'shamiz:

$$\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_0$$

Bundan $\sigma_0 = 180 \text{ MPa}$ ekanligi kelib chiqadi.

Namunani cho'zuvchi kuch:

$$F = \sigma_0 \cdot 2a^2 = 2 \cdot 180 \cdot 10^3 (14 \cdot 10^{-2})^2 = 504 \text{ kN}.$$

YUqoridagi ifodalardan:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha = \frac{\sigma_\beta}{\sigma_\alpha} = 2, \quad \alpha = 45^\circ \quad \beta = -(90^\circ - \alpha) = -45^\circ.$$

IV.2-masala. IV.11-shakl, a da tasvirlangan tekis kuchlanish holati uchun normal va urunma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlarini hamda ular ta'sir etuvchi yuzachalarning holatlarini aniqlash talab etiladi. Kuchlanishlar MPa larda berilgan.

Masalaning echilishi:

(IV.8) formula bo'yicha ekstremal normal kuchlanishlar aniqlanadi:

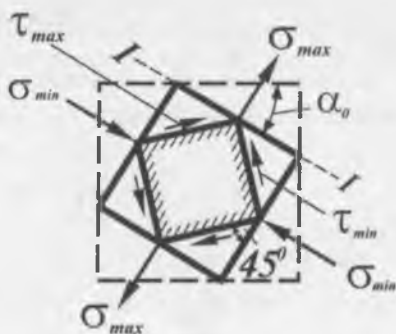
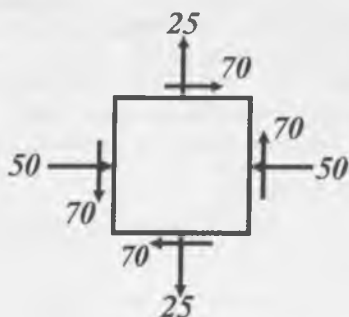
$$\sigma_{\max \min} = 0,5 \left[(-40 + 30) \pm \sqrt{(-40 + 30)^2 + 4(80)^2} \right] = -10 \pm 80,15$$

SHunday qilib, $\sigma_{\max} = 70,15 \text{ MPa}$; $\sigma_{\min} = -90,15 \text{ MPa}$.

(IV.13) formula yordamida ekstremal urunma kuchlanishlar topiladi:

$$\tau_{\max \min} = \pm 0,5 \sqrt{(-40 + 30)^2 + 4 \cdot (80)^2} = \pm 80,15$$

Demak, $\tau_{\max} = 80,15 \text{ MPa}$, $\tau_{\min} = -80,15 \text{ MPa}$.



IV.11-shakl

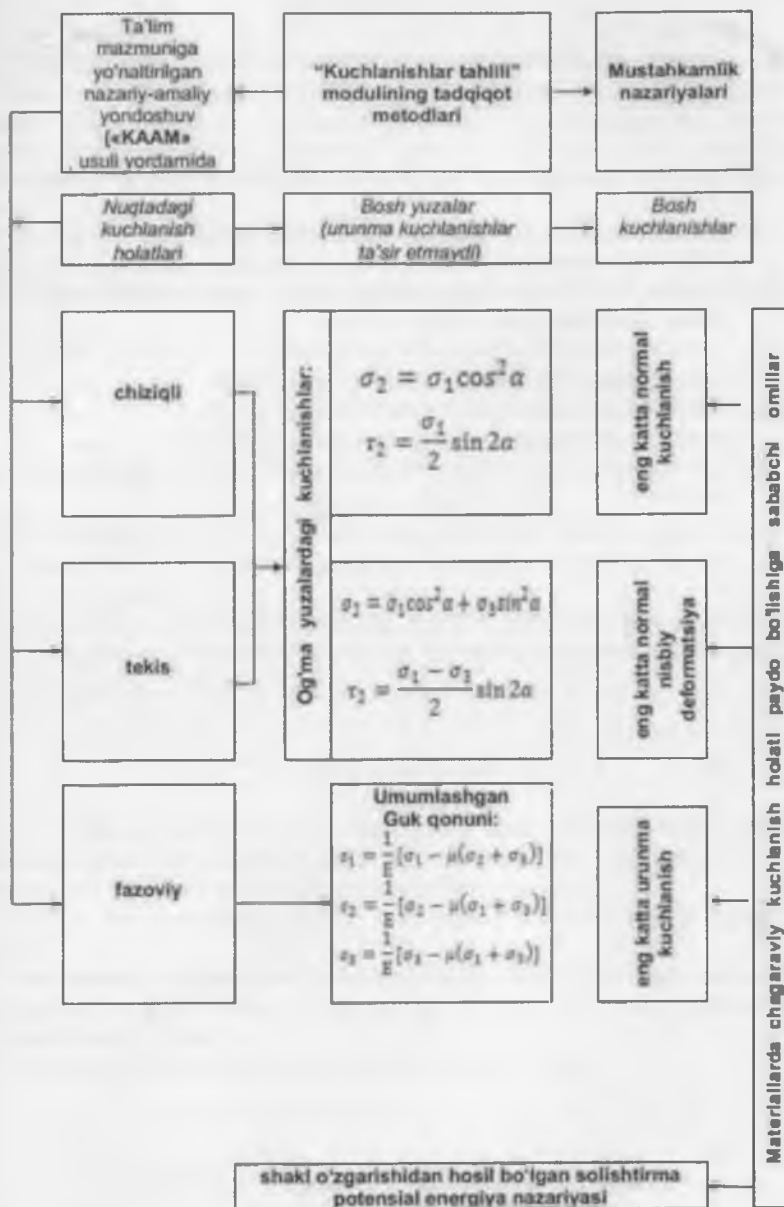
Bosh yuzachalarning holatini aniqlashda (IV.9) formuladan foydalanamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2 \cdot 80}{-40 - 30} = -2,2857$$

$$\alpha_0 \approx -34^\circ.$$

SHu qoidaga amal qilib, $\sigma_{\max}$ ning yo'nalishi doimo τ_{η} va τ_{θ} larning yo'nalishlari uchrashadigan koordinata o'qlarining ikkita choragi orqali o'tishiga ishonch hosil qilish mumkin (IV.5-shakl).

Bu shaklda $\tau_{\max}$ lar ta'sir etadigan siljish yuzalari ham ko'rsatilgan.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Bosh yuza va bosh kuchlanishlarni hamda kuchlanish holatining turlarini izohlang.
2. CHiziqli kuchlanish holatida qiya kesimlardagi normal va urunma kuchlanishlar qanday topiladi?
3. Tekis kuchlanish holatida qiya kesimlardagi normal va urunma kuchlanishlar qanday aniqlanadi?
4. Urnma kuchlanishlarning juftlik qonuni qanday ko'rinishda ifodalanadi?
5. Umumlashgan Guk qonuni qanday ko'rinishga ega?
6. Hajmiy deformatsiya qanday aniqlanadi?
7. Mustahkamlik nazariyalari nima maqsadda o'rganiladi?
8. Uchta klassik va bitta energetik nazariyalarning mazmun-mohiyatini taqqoslang.

V-MODUL. SILJISH

Modulning asosiy maqsadi: sof siljish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatayotgan konstruktsiya qismlarida paydo bo'luvchi urunma kuchlanishni aniqlash, Guk qonunini ifodolovchi formulani keltirib chiqarish, siljishga ishlovchi konstruktsiya qismlarini kesilish va ezilish jarayonlarida mustahkamlikka tekshirishning qiyosiy tahlili va ahamiyatiga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

№	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Juft kuchlarni qo'shish, juft kuchlar tizimining muvozanati. Sirpanish ishqalanish qonunlarining mazmun-mohiyati.
2	Matematika	MathCAD dasturini qo'llab, funksiyalarning grafiklarini qurish va tenglamalar tizimini echish.
3	Konstruktion materiallar texnologiyasi	Payvand birikmalarning ishlatilishi. Metall va qotishmalarni kesib ishlash usullarining amaliyotda qo'llanilishi.
4	Materiallar qarshiligi	"KAAM" usulining mazmun mohiyati. Og'ma yuzalardagi normal va urunma kuchlanishlar. Guk qonuni. Deformatsiya turlari.

5.1-§. Sof siljish

Agar elastik sterjendan ma'lum qiyalikdagi tekisliklar yordamida ajratib olingan elementar kubning tomonlariga faqat urunma kuchlanishlar ta'sir qilsa, u holda kubning bunday tekis kuchlanish holatiga **sof siljish** deyiladi.

Faqat urunma kuchlanishlar paydo bo'ladigan yuzalar **sof siljish yuzalari** deyiladi.

I. Masalaning statik tomoni. Aytaylik, tekis kuchlanish holatidagi sterjenning biror nuqtasi atrofidan ajratilgan elementar kub $\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma$ bosh kuchlanishlar ta'sirida bo'lsin (V.1-shakl).

Tekis kuchlanish holati uchun qiya kesimlardagi kuchlanishlar

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\alpha} &= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha \\ \tau_{\alpha} &= \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

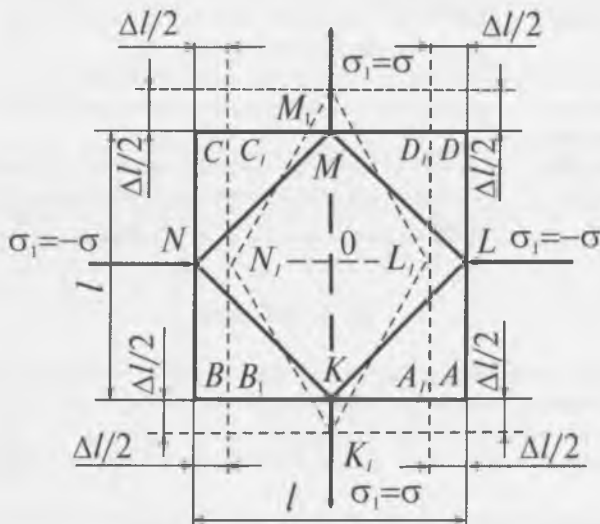
formulalar yordamida aniqlanishi bizga oldindan ma'lum (IV-modulga qarang).

Bundan tashqari, IV-modulda siljish yuzasi bilan bosh yuza orasidagi burchak miqdor jihatidan 45° ga teng ekanligi aytib o'tilgan edi. SHu sababli sof siljish yuzasidagi kuchlanishlar quyidagicha bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\alpha=45^\circ} &= \sigma_1 \cos^2 45^\circ + (-\sigma_1) \sin^2 45^\circ \\ \tau_{\alpha=45^\circ} &= \frac{\sigma_1 - (-\sigma_1)}{2} \sin 2 \cdot 45^\circ \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

Xulosalar: *Birinchidan, urunma kuchlanishning maksimal qiymati sterjenni o'zaro tik yo'nalgan o'qlar bo'yicha cho'zuvchi va siquvchi bosh kuchlanishlarga teng bo'ladi.*

Ikkinchidan esa, urunma kuchlanish ta'siridagi MNKL element sof siljish holatida faqat siljish deformatsiyasiga uchrab, uning tomonlari cho'zilmaydi va siqilmaydi.



V.1-shakl

II. Masalaning geometrik tomoni. Bosh kuchlanishlar ta'sirida elementar kubning AD, BC qirralari cho'zilib, AB, CD qirralari esa siqiladi; ularning mutlaq cho'zilish va siqilishlari miqdor jihatidan teng:

$$\Delta l = \varepsilon_1 l = |\varepsilon_2 l| = \varepsilon l \quad (d)$$

Kvadrat shakldagi $KLMN$ element esa siljish natijasida $K_1L_1M_1N_1$ romb shaklini egallaydi. Natijada deformatsiyagacha bo'lgan KLM to'g'ri burchak $K_1L_1M_1$ o'tmas burchakka aylanadi.

Odatda, bu burchaklarning ayirmasi nisbiy sof siljish burchagi yoki qisqacha, **nisbiy siljish** deyiladi:

$$\gamma = \angle K_1 L_1 M_1 - \angle KLM = \angle K_1 L_1 M_1 - \frac{\pi}{2}$$

bundan $\frac{\angle K_1 L_1 M_1}{2} = \angle K_1 L_1 O = \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{2}$, chizmadan bu burchakning tangensini aniqlaymiz:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{OL}{OL_1} = \frac{\frac{l}{2} + \frac{\Delta l}{2}}{\frac{l}{2} - \frac{\Delta l}{2}} = \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad (e)$$

Ikkinchi tomondan γ ning kichikligidan $\operatorname{tg} \gamma \approx \gamma$ ekanligini nazarda tutib, ikki burchak yigindisining tangensini quyidagicha yozamiz:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{\operatorname{tg} \frac{\pi}{4} + \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}}{1 - \operatorname{tg} \frac{\pi}{4} \cdot \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}} \approx \frac{1 + \frac{\gamma}{2}}{1 - \frac{\gamma}{2}} \quad (f)$$

Oxirgi ikkita ifodalarni tenglab, nisbiy cho'zilish miqdor jihatidan nisbiy siljishning yarmiga teng ekanligiga ishonch hosil qilamiz:

$$\boxed{\varepsilon = \frac{\gamma}{2}} \quad (V.1)$$

III. Masalaning fizik tomoni. Umumlashgan Guk qonunini e'tiborga olib, nisbiy deformatsiyani

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu \sigma_3) = \frac{1 + \mu}{E} \sigma \quad \text{yoki} \quad \frac{\gamma}{2} = \frac{1 + \mu}{E} \sigma$$

ko'rinishlarda yozamiz.

Sof siljishdagi element faqat urunma kuchlanish ta'sirida bo'lgani uchun oxirgi ifodani quyidagicha o'zgartirish mumkin:

$$\boxed{\tau = G \cdot \gamma} \quad (V.2)$$

bu erda,

$$\boxed{G = \frac{E}{2(1 + \mu)}} \quad (V.3)$$

bo'lib, **siljishdagi elastiklik moduli** yoki **ikkinchi tur elastiklik moduli** deyiladi (tajribalardan po'lat materialini uchun $G_n \approx 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ ekanligi aniqlangan).

(V.2) formula sof siljish uchun Guk qonunini ifodalaydi.

Umuman olganda, (V.1) va (V.3) munosabatlar cho'zilish (siqilish) va siljish deformatsiyalari orasida boglanish mavjud degan xulosani tasdiqlaydi.

Sof siljishdagi elementar kubning nisbiy hajmiy deformatsiyasi va solishtirma potensial energiyalarini aniqlaymiz (IV-modulga qarang).

MLKN element sof siljishda bo'lganligi uchun uning tomonlariga normal kuchlanishlar ta'sir ko'rsatmaydi; shu bois **sof siljish deformatsiyasi natijasida hajmning nisbiy o'zgarishi nolga teng bo'ladi**.

MLKN elementning tomonlariga faqat $\tau_{max} = \sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma$ urunma kuchlanishlar ta'sir ko'rsatadi (bu erda, $\sigma_2 = 0$, chunki element tekis kuchlanish holatida). SHuning uchun solishtirma potensial energiyalar quyidagiga teng bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} a &= \frac{1}{E} [\sigma^2 + (-\sigma)^2 - 2\mu(-\sigma)\sigma] = \frac{1+\mu}{E} \tau_{max}^2 \\ a_v &= \frac{1-2\mu}{6E} [\sigma + (-\sigma)] = 0 \\ a_{sh} &= \frac{1+\mu}{6E} [\sigma^2 + \sigma^2 + (-\sigma - \sigma)^2] = \frac{1+\mu}{E} \tau_{max}^2 \end{aligned} \right\} \quad (V.4)$$

Demak, **sof siljishda hajmning o'zgarishidan hosil bo'ladigan solishtirma potensial energiya nolga teng bo'lib, to'la solishtirma potensial energiya shaklning o'zgarishiga sarf bo'ladigan solishtirma potensial energiyadan iborat bo'lar ekan**.

5.2-§. Siljishga ishlovchi konstruksiya elementlarining hisobi

Siljish deformatsiyasining o'ziga xos xususiyati shundaki, tekshirilayotgan kesimda ichki kuch omillaridan faqat kesuvchi kuch mavjud bo'lib, qolganlari esa nolga teng bo'ladi.

Kesuvchi kuchlar kesimda urunma kuchlanishlarni hosil qilishi bizga oldindan ma'lum (I-Modul, 4-§ ga qarang):

$$Q = \int \tau dA \quad (V.5)$$

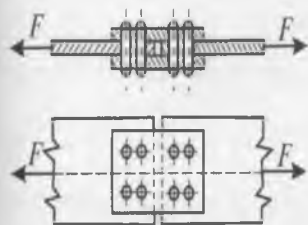
SHuni ta'kidlab o'tish lozimki, muhandislik amaliyotida siljish deformatsiyasiga duch kelgan elementlar faqat sof siljishga emas, balki cho'zilish (siqilish) va egilish kabi deformatsiyalarga ham qarshilik ko'rsatishi mumkin. Amalda siljish deformatsiyasi kesilish yoki yorilish kabi deformatsiyalar tarzida namoyon bo'lib, u ko'pincha boltli, parchin mixli va payvand birikmali konstruksiya elementlarida uchraydi.

Boltli, parchin mixli va payvand birikmalarni hisoblash uslubi mashina detallari, metall konstruksiyalar kabi maxsus kurslarda mukammal o'rganiladi. SHu sababli, bu erda faqat parchin mixli birikmalarni hisoblash uslubi qisqacha bayon etilgan, xolos.

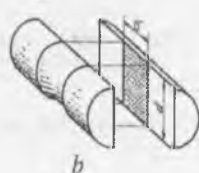
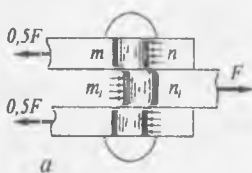
Siljish deformatsiyasiga oid amaliy hisoblashlarni osonlashtirish maqsadida quyidagi cheklanishlar kiritilgan:

- siljish sodir bo'lgan kesimdagi urunma kuchlanishlar bir tekisda taqsimlangan deb faraz qilinadi; bundan $Q = \tau \cdot A$ ekanligi kelib chiqadi;
- konstruktsiya elementlarini o'zaro bir-birlariga biriktirishda ishlatiladigan barcha biriktiruvchi detal (bolt, parchin mix va shu kabi)lar baravar yuklangan deb faraz qilinadi.

Qalinligi δ bo'lgan ikkita list (metall tunuka) uchma-uch joylashtirilib, ularning ustidan va ostidan δ_1 qalinlikdagi ustquyma (po'lat taxtakach)lar qo'yilib, parchin mixlar yordamida biriktirilgan (V.2-shakl). Bunday birikmalarda ishlovchi parchin mixlar ikki kesilishli parchin mixlar deyiladi.



V.2-shakl



V.3-shakl

Bitta parchin mix uchun muvozanat tenglamasini yozamiz (V.2-shakl, a):

$$\sum X_i = 0, \quad -\tau_{kes}A - \tau_{kes}A + F = 0$$

bundan esa listlarni cho'zuvchi kuchni topamiz:

$$F = 2 \cdot \tau_{kes}A$$

Oxirgi ifodani umumlashtirib, kesilishdagi mustahkamlik shartini quyidagicha yozamiz:

$$\tau_{kes} = \frac{F}{n \cdot 2A} \leq \tau_{adm} \quad (V.6)$$

bunda $A = \pi d^2/4$ – parchin mixning ko'ndalang kesim yuzasi;

d – parchin mix sterjenining diametri;

n – parchin mixlar soni;

τ_{adm} – materialning siljishdagi ruxsat etilgan urunma kuchlanishi.

Siljishdagi joiz urunma kuchlanish τ_{adm} bilan oddiy cho'zilish (siqilish)dagi joiz normal kuchlanish σ_{adm} orasida quyidagi munosabat mavjud:

$$\tau_{adm} = k \cdot \sigma_{adm} \quad (V.7)$$

Bunda k o'zgarmas son bo'lib quyidagicha tanlanadi:

- mo'rt materiallar uchun $k = 0,7 \div 1,0$
- plastik materiallar uchun $k = 0,5 \div 0,6$

- anizotrop materiallar (masalan, oʻrtacha sifatli qaragʻay) uchun $k = 0,1$.

Listlarni choʻzuvchi kuch F maʼlum qiymatga etganda list parchin mixni yoki aksincha, parchin mix listni ezishi mumkin. Konstruktiv talablarga asosan hamma vaqt $\delta > \delta_1$ boʻlganligidan ustquymalarni ezilishga hisoblashning zaruriyati yoʻq.

V.3-shakl a, b larda tasvirlangan ikki kesilishli parchin mix ezilgan sirtining shartli yuzasi $A_{ez} = \delta d$ ga teng.

Ikki kesilishli parchin mixlarning ezilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{n \delta d} < \sigma'_{con} \quad (V.8)$$

Bunda σ'_{con} - ezilish uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

Odatda, σ'_{con} - oddiy choʻzilish (siqilish)dagi ruxsat etilgan normal kuchlanishga nisbatan quyidagicha olinadi:

$$\sigma'_{con} = (2 \div 2,5) \sigma_{adm} \quad (V.9)$$

Endi ulanuvchi listlarning choʻzilish yoki siqilishdagi puxtaligini tekshirishga oʻtamiz.

Ulanuvchi listning koʻndalang kesim yuzasini A_{brutto} va parchin mixlar oʻtadigan teshiklar chiqarib tashlangandan keyin qolgan yuzani esa A_{netto} bilan belgilaymiz.

Ulanuvchi listlarning choʻzilish yoki siqilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \frac{F}{A_{netto}} \leq \sigma_{adm} \quad (V.10)$$

Bu formuladan A_{netto} aniqlangach, quyidagi taqribiy formulalar yordamida A_{brutto} topiladi:

a) choʻzilgan listlar uchun

$$A_{brutto} = A_{netto} + 0,15 A_{netto}$$

b) siqilgan listlar uchun

$$A_{brutto} = A_{netto} + 0,3 A_{netto}$$

Siqilishga qarshilik koʻrsatuvchi listlar egilishga ham qarshilik koʻrsatadi; shu bois, ularning koʻndalang kesim yuzasi choʻzilgan listlarga nisbatan yana 15 foizga oshiriladi.

5.3-§. Oddiy birikmalarni hisoblashda MathCAD dasturini qoʻllash

Umumiy holda mustahkamlik shartlari quyidagi koʻrinishlarga ega:

cho'zilish
yoki
siqilishda:

$$\sigma_{cho'z} = \frac{F}{A_{cho'z}} \leq \sigma_{adm}$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{oq}}{n}$$

kesilishda:

$$\tau_{kes} = \frac{F}{A_{kes}} \leq \tau_{adm} \quad \tau_{adm} \cong (0.5 \div 0.65) \cdot \sigma_{adm}$$

ezilishda:

$$\tau_{ez} = \frac{F}{A_{ez}} \leq \tau_{adm} \quad \tau_{adm} \cong 2 \cdot \sigma_{adm}$$

Diametr va kuch

Ruxsat etilgan kuchlanishlar

$$d := 1 \cdot 10^{-3} \cdot m$$

cho'zilish
(siqilish)

$$\sigma_{adm1} := 16 \times 10^7 \cdot N \cdot m^{-2}$$

$$F := 80000 \cdot N$$

ezilish

$$\tau_{adm2} := 32 \times 10^7 \cdot N \cdot m^{-2}$$

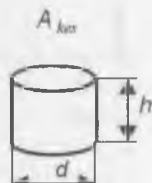
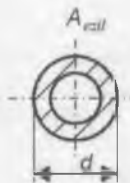
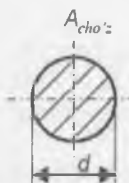
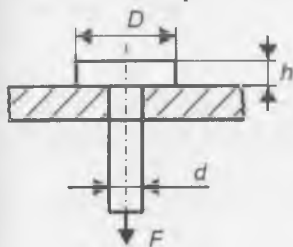
kesilish

$$\tau_{adm3} := 8 \times 10^7 \cdot N \cdot m^{-2}$$

Eslatma: hozircha MathCAD dasturida bevosita tengsizliklarni echishning imkoniyati mavjud emas. SHuning uchun maxsus "root" funksiyani qo'llab, mustahkamlik sharti asosida kesim yuza o'lchamlarini osongina hisoblash mumkin. Bunda mustahkamlik shartining tenglik alomati qo'llanilgan qismidan foydalanish tavsiya etiladi:

$\sigma_{cho'z} \leq \sigma_{adm}$	o'rniga	$\sigma_{cho'z} - \sigma_{adm} = 0$	ishlatiladi.
------------------------------------	---------	-------------------------------------	--------------

V.1-masala. Tortqilarni mustahkamlikka hisoblash



1. Cho'zilishga hisoblash

Birinchi yaqinlashuv:

$$d := 1 \cdot 10^{-3} \cdot m$$

Kesim yuza:

$$A(d) := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, diametrni aniqlash:

$$d := \text{root} \left(\frac{F}{A(d)} - \sigma_{adm1}, d \right)$$

Javob:

$$d = 25.0 \text{ mm}$$

2. Kesilishga hisoblash

Birinchi yaqinlashuv:

$$h := 1 \cdot 10^{-3} \cdot m$$

Kesim yuza:

$$A(h) := \pi \cdot d \cdot h$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, kesim yuza
o'lchamini aniqlash:

$$h := \text{root} \left(\frac{F}{A(h)} - \tau_{adm3}, h \right)$$

Javob:

$$h = 13.0 \text{ mm}$$

3. Ezilishga hisoblash

Birinchi yaqinlashuv:

$$d := 2.5 \text{ mm} \quad D := 3.8 \text{ mm}$$

Kesim yuza:

$$A(D) := \pi \cdot \frac{D^2}{4} - \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

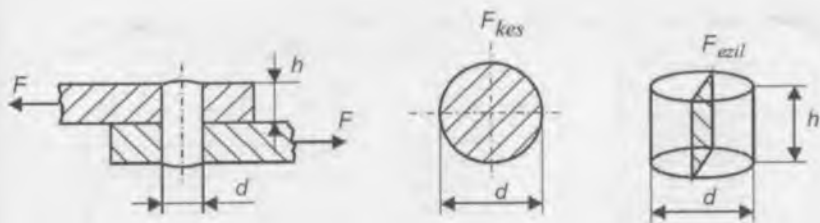
Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, diametrni
aniqlash:

$$D := \text{root} \left(\frac{F}{A(D)} - \tau_{adm2}, D \right)$$

Javob:

$$D = 18.6 \text{ mm} \quad d = 3 \text{ mm}$$

V.2-masala. SHtftlarni mustahkamlikka hisoblash



1. Kesilishga hisoblash

Birinci yaqinlashuv:

$$d := 1 \cdot 10^{-3} \cdot m$$

Kesim yuza:

$$A(d) := \pi \cdot \frac{d^2}{4}$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, diametrni
aniqlash:

$$d := \text{root} \left(\frac{F}{A(d)} - \tau_{adm3}, d \right)$$

Javob:

$$d = 36.2 \text{ mm}$$

2. Ezilishga hisoblash

Birinci yaqinlashuv:

$$h = 10.0 \text{ mm}$$

Kesim yuza:

$$A(h) := d \cdot h$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, kesim yuza
o'lchamini aniqlash:

$$h := \text{root} \left(\frac{F}{A(h)} - \tau_{adm2}, h \right)$$

Javob:

$$h = 7.006 \text{ mm}$$

V.3-masala. Payvand choklarni mustahkamlikka hisoblash

Kuch:

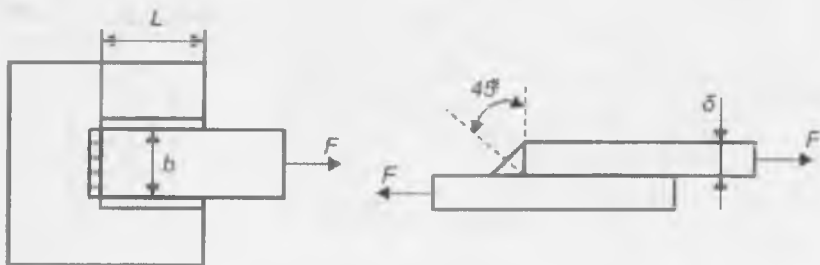
Ruxsat etilgan kuchlanishlar va qalinlik:

$$F := 270 \cdot \text{kN}$$

$$\sigma_{adm1} := 16 \times 10^7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$\delta := 8 \cdot \text{mm}$$

$$\tau_{adm3} := 8 \times 10^7 \cdot \text{N} \cdot \text{m}^{-2}$$



1. Plastinalarni uzilish (emirilish)ga hisoblash

Birinchi yaqinlashuv:

$$b = 100 \text{ mm}$$

Kesim yuza:

$$A(b) := b \cdot \delta$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, diametрни
aniqlash:

$$b := \text{root} \left(\frac{F}{A(b)} - \sigma_{adm1}, b \right)$$

Javob:

$$b = 211.5 \text{ mm}$$

2. Payvand choklarni kesilish (qirqilish)ga hisoblash

Birinchi yaqinlashuv:

$$L = 100.0 \text{ mm}$$

Kesim yuza:

$$A(L) := \delta \cdot \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot (2 \cdot L + b)$$

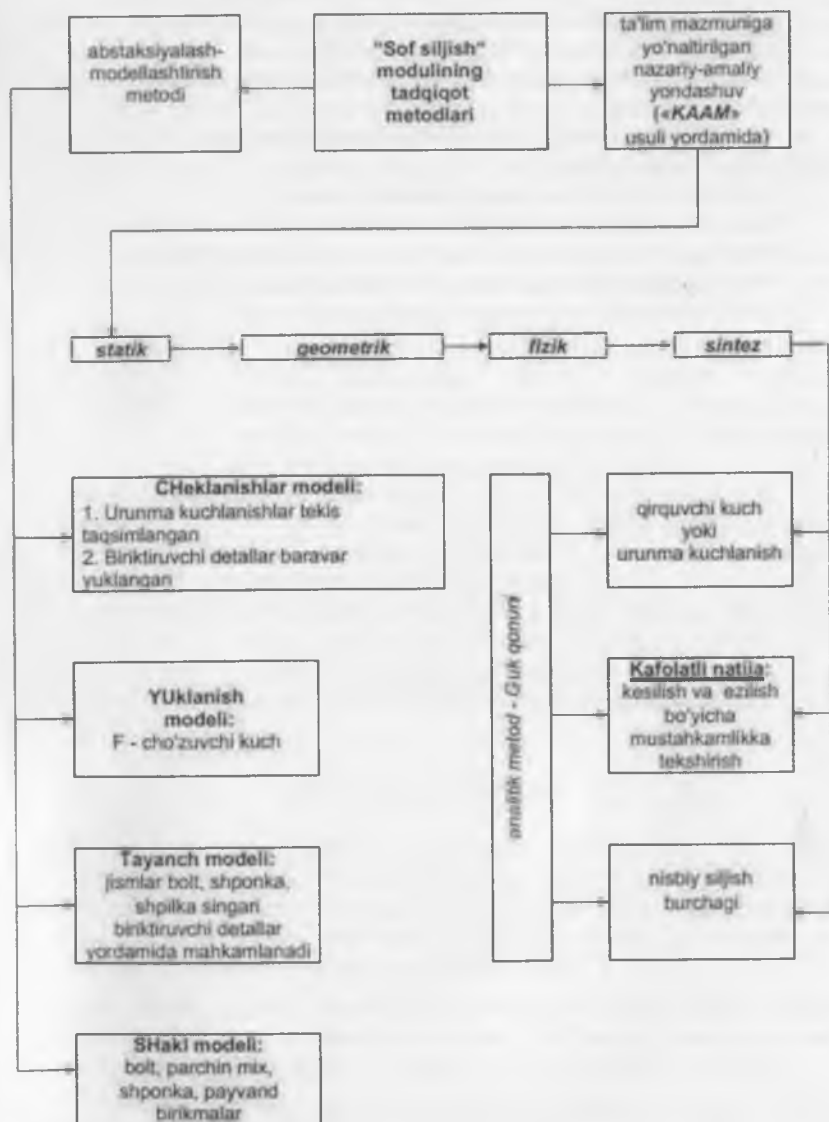
axsus "root" funksiyani
qo'llab, kesim yuza
o'lchamini aniqlash:

$$L := \text{root} \left(\frac{F}{A(L)} - \tau_{adm3}, L \right)$$

Javob:

$$L = 193.12 \text{ mm}$$

Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritim* asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Qanday kuchlanish holati sof siljish deyiladi?
2. Siljishdagi Guk qonuni qanday ifodalanadi?
3. Birinchi va ikkinchi tur elastiklik ξ lari orasidagi matematik bog'lanishni yozing va tushuntiring.
4. Sof siljishda hajmning o'zgarishidan solishtirma potensial energiya hosil bo'lmashligini tushuntiring.
5. Siljishdagi potensial energiya qanday aniqlanadi?
6. Siljish deformatsiyasiga oid hisoblashlar qanday cheklanishlarga asoslangan?
7. Siljishdagi joiz urunma kuchlanish bilan oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi joiz normal kuchlanish orasidagi bog'lanishni tushuntiring.
8. Ezilish deformatsiyasi qanday sharoitda paydo bo'ladi?

VI-MODUL. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Modulning asosiy maqsadi: buralish, egilish, murakkab deformatsiya, bo'ylama egilish (siqilgan sterjenlarning ustuvorligi) va dinamik yuklarning ta'sirlarini o'rganish jarayonida ko'ndalang kesim yuza tekis shakllarni geometrik tomondan tavsiflay olmasligini aniq misollar yordamida tushuntirish orqali mustahkamlik, bikrlilik va ustuvorlikka hisoblash jarayonlarida albatta o'qqa nisbatan statik momentlar va inersiya momentlari hamda qarshilik momentlarni qo'llanilishini o'zlashtirishga, shuningdek koordinata o'qlari parallel ko'chganda yoki o'qlar burilganda inersiya momentlarining o'zgarishini to'laqonli asoslashga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir. Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

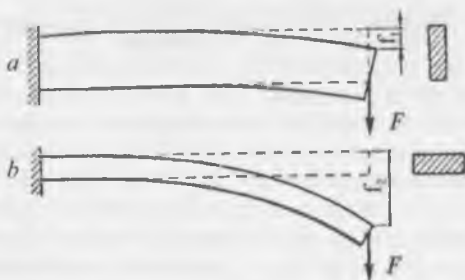
No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Tekis shakllarning og'irlik markazi. Massalar geometriyasidan qisqacha tushunchalar. Mexanik tizimning massalar markazi va uning koordinatalari. Oddiy shaklli jismlarning inersiya momentlarini hisoblash.
2	Matematika	Oddiy shakllarning og'irlik markazlarini topish. Qutb koordinata tizimi. Koordinata o'qlari burilganda nuqta koordinatasining o'zgarishi. Asosiy trigonometrik funksiyalar, hosila, aniq integral.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallarni prokatlash to'g'risida umumiy tushunchalar, prokat mahsulotlari: shveller, qo'shtavr, tunuka, quvur singari sortamentlardan amalda foydalanish
4	Materiallar qarshiligi	Tashqi kuchlar va deformatsiyalarning tasniflanishi.

6.1-§. Asosiy mulohazalar

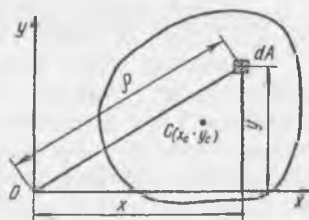
Oldingi modullarda markaziy cho'zilish yoki siqilish va siljish deformatsiyalarini o'rganib, brusning ko'ndalang kesim yuzi mustahkamlik va bikrlikni tavsiflovchi miqdor ekanligiga ishonch hosil qilgan edik. Boshqacha aytganda, bunday deformatsiyalar sodir bo'lganda ko'ndalang kesim yuza tekis shakllarni geometrik nuqtai nazardan tavsiflay olar ekan.

Ammo buralish, egilish, murakkab deformatsiya, bo'ylama egilish (siqilgan sterjenlarning ustuvorligi) va dinamik yuklarning ta'sirlarini o'rganish jarayonida ko'ndalang kesim yuza tekis shakllarni geometrik tomondan tavsiflay olmaydi.

VI.1-shaklda tasvirlangan konsolning ikki xil holatda egilishini (1-holatda ko'ndalang kesimning eng kichik tomoni, 2-holatda esa eng katta tomoni gorizontol holatga keltirilgan) tahlil qilib, yuqoridagi to'g'riligiga to'liq ishonch hosil qilamiz.



VI.1-shakl



VI.2-shakl

Haqiqatan ham, kesim yuza bir xil bo'lgani holda F kuch ta'siridan paydo bo'lgan ko'chishlar o'zaro bir-birlaridan keskin farq qiladi: $f_1 < f_2$. Bundan esa brusning ko'ndalang kesim yuzasi egilishdagi qarshilikni geometrik jihatdan to'la tavsiflay olmaydi, degan xulosa kelib chiqadi.

SHu bois buralish, egilish, murakkab deformatsiya, siqilgan sterjenlarning ustuvorligi va dinamik yuklarning ta'sirlarini o'rganishda tekis shakllarning quyidagi geometrik tavsiflarini ham bilish muhimdir:

- a) tekis shakllarning o'qqa nisbatan statik momentlari;
- b) tekis shakllarning inersiya momentlari;
- d) tekis shakllarning qarshilik momentlari.

6.2-§. Tekis shakllarning o'qqa nisbatan statik momentlari

Nazariy mexanikaning statika bo'limida tekis shakllarning og'irlik markaz koordinatalarini aniqlashda quyidagi formulalardan foydalangan edik:

$$x_c = \frac{\int x dA}{A}; \quad y_c = \frac{\int y dA}{A} \quad (\text{VI.1})$$

bunda x -elementar A yuzachadan ordinata o'qigacha bo'lgan masofa;

y -elementar A yuzadan abssissa o'qigacha bo'lgan masofa;

A -tekis shaklning yuzasi.

Bu formulalarning o'ng tomonlaridagi kasrlarning suratidagi yig'indi (integral)ga tekis shaklning x va y koordinata o'qlariga nisbatan **statik momentlari** deb atalib, ular tegishli S_x va S_y harflari bilan belgilanadi (VI.2-shakl):

$$S_x = \int y dA, \quad S_y = \int x dA \quad (\text{VI.2})$$

Statik momentlar uzunlik o'lchovining uchinchi darajasi m^3 da o'lchanib, musbat, manfiy va nol qiymatlariga ega bo'ladi.

(VI.2) ni e'tiborga olib, tekis shakllarning og'irlik markaz koordinatalarini

$$x_c = \frac{S_y}{A}, \quad y_c = \frac{S_x}{A} \quad (VI.3)$$

ko'rinishlarda aniqlaymiz.

Koordinata o'qlaridan biri yoki ikkalasi ham tekis shaklning og'irlik markazidan o'tsa, bunday o'qlar **markaziy o'qlar** deyiladi. Oxirgi formuladan markaziy o'qlarga nisbatan statik momentlar nolga teng ekanligi yaqqol ko'rinib turibdi.

6.3-§. Tekis shakllarning inersiya momentlari

Ixtiyoriy tekis shaklning **o'qli yoki ekvatorial inersiya momenti** deb miqdor jihatdan quyidagi integralga teng bo'lgan geometrik tavsifga aytiladi:

a) x o'qiga nisbatan

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA \quad (VI.4)$$

b) y o'qiga nisbatan

$$J_y = \int_{(A)} x^2 dA \quad (VI.5)$$

Tekis shaklning **qutb inersiya momenti** deb quyidagi integral bilan aniqlanuvchi geometrik tavsifga aytiladi:

$$J_\rho = \int_{(A)} \rho^2 dA \quad (VI.6)$$

bunda ρ -elementar dA yuzachadan qutb nuqtasi O gacha bo'lgan masofa.

Tekis shakllarning o'qli (ekvatorial) va qutb inersiya momentlari faqat musbat kattaliklardir.

Tekis shaklning **markazdan qochma inersiya momenti** deb quyidagi integralga teng bo'lgan geometrik tavsifga aytiladi:

$$D_{xy} = \int_{(A)} x y dA \quad (VI.7)$$

Bittasi yoki ikkalasi ham tekis shaklning simmetriya o'qlari hisoblanuvchi o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentlari nolga teng bo'ladi. Bundan tashqari, $x \cdot y$ ko'paytma musbat yoki manfiy qiymatlarga ham ega bo'lishi mumkin. Tekis shakllarning inersiya momentlari uzunlik birligining to'rtinchi darajasi (m^4) da o'lchanadi.

Endi o'qli va qutb inersiya momentlari orasidagi bog'lanishni ko'rib chiqamiz. VI.2-shakldan ko'rinib turibdiki,

$$\rho^2 = x^2 + y^2$$

ga teng; u holda (VI.6) formula

$$J_{\rho} = \int_{(A)} \rho^2 dA = \int_{(A)} (x^2 + y^2) dA = \int_{(A)} x^2 dA + \int_{(A)} y^2 dA$$

yoki

$$J_{\rho} = J_x + J_y \quad (\text{VI.8})$$

ko'rinishga keladi.

Demak, tekis shaklning qutb inersiya momenti o'zaro perpendikulyar bo'lgan va qutb nuqtasidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan olingan o'qli momentlarning yig'indisiga teng ekan.

6.4-§. Oddiy tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash

1. To'g'ri to'rtburchak. Asosi b va balandligi h bo'lgan to'g'ri to'rtburchakning asosidan o'tuvchi x o'qqa nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (VI.3-shakl). Buning uchun x o'qidan ixtiyoriy y masofada yuzasi $dA = b dy$ ga teng bo'lgan cheksiz yupqa qatlam ajratib olamiz.

Inersiya momentining ta'rifi asosan:

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA = \int_{(A)} y^2 b dy \quad (\text{VI.9})$$

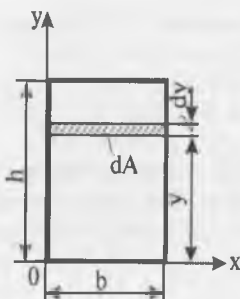
Oxirini ifodani integrallashda uning chegarasi 0 dan h gacha o'zgarishini e'tiborga olamiz:

$$J_x = \int_0^h y^2 b dy = \frac{bh^3}{3} \quad (\text{VI.10})$$

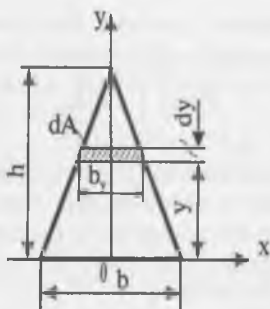
Xuddi shu tartibda vertikal y o'qqa nisbatan inersiya momentini aniqlab, uning

$$J_y = \frac{hb^3}{3} \quad (\text{VI.11})$$

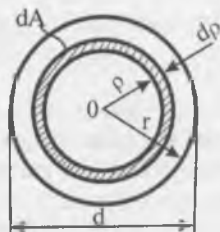
ekanligiga ishonch hosil qilish mumkin.



VI.3-shakl



VI.4-shakl



VI.5-shakl

Xususiy hol. (VI.4) va (VI.5) formulalarga asosan, tomonlari $b=h=a$ bo'lgan kvadrat uchun o'qli inersiya momentlarini osongina aniqlaymiz:

$$J_x = J_y = \frac{a^4}{3} \quad (\text{VI.12})$$

2. Uchburchak. Asosi b va balandligi h ga teng bo'lgan ixtiyoriy uchburchakning asosidan o'tuvchi x o'qqa nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (VI.4-shakl). Uchburchakning asosidan ixtiyoriy y masofada qalinligi b_y bo'lgan cheksiz yupqa trapetsiya ajratib olamiz. Agar trapetsiyaning yuzasini to'g'ri to'rtburchakning yuzasiga taxminan teng deb olsak, u holda $dA \approx b_y dy$ bo'ladi.

Uchburchaklarning o'xshashligidan

$$\frac{b_y}{b} = \frac{h-y}{h} \quad \text{yoki} \quad b_y = \frac{b}{h}(h-y) \quad (\text{VI.13})$$

munosabatni yozib olib, quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA = \int_0^h y^2 \cdot \frac{b}{h}(h-y) dy = \frac{bh^3}{12} \quad (\text{VI.14})$$

3. Doira. Dastlab doiraning qutb inersiya momentini aniqlaymiz: buning uchun uning markazidan ixtiyoriy masofada yuzasi $dA = 2\pi\rho d\rho$ bo'lgan cheksiz yupqa doira ajratib olamiz (VI.5-shakl), (VI.6) formulaga ko'r a:

$$J_\rho = 2\pi \int_0^r \rho^3 d\rho = \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi d^4}{32} \quad (\text{VI.15})$$

(VI.8) formuladan foydalanib, doiraning ekvatorial inersiya momentlarini aniqlaymiz. Doira ox va oy o'qlarga nisbatan simmetrik shakl bo'lganligi uchun uning ekvatorial inersiya momentlari o'zaro teng bo'ladi:

$$J_x = J_y = 0,5 J_\rho = \frac{\pi d^4}{64} \quad (\text{VI.16})$$

6.5-§. Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash

Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash aniq integralning quyidagi xossasiga asoslangan (VI.6-shakl):

$$\int_{(A)} y^2 dA = \sum_{i=1}^n \left(\int_{A_i} y_i^2 dA = \int_{(A_1)} y^2 dA + \int_{(A_2)} y^2 dA + \dots + \int_{(A_n)} y^2 dA \right) \quad (\text{VI.17})$$

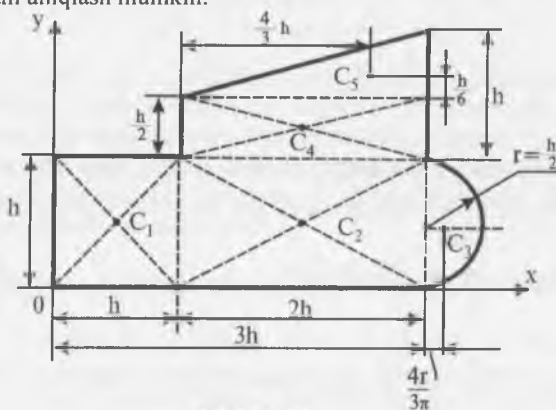
bunda $A = A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n$.

Bu integrallarning har biri tegishli qismning birorta x o'qiga nisbatan inersiya momentini ifodalaydi:

$$J_x = J_x^I + J_x^{II} + \dots + J_x^n \quad (\text{VI.18})$$

Oxirgi ifoda murakkab tekis shaklning inersiya momenti uni tashkil etuvchi alohida qismlar inersiya momentlarining yig'indisiga teng deyishga asos bo'ladi.

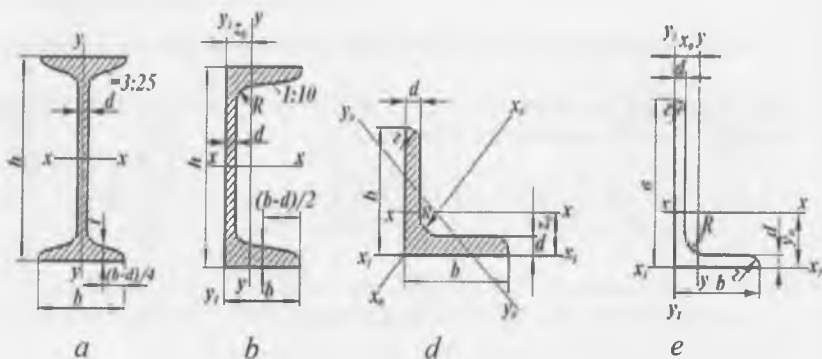
Bu qoida yordamida murakkab tekis shakllarning markazdan qochirma inersiya momentlarini ham aniqlash mumkin.



VI.6-shakl

Murakkab ko'rinishdagi tekis shakllarning inersiya momentlarini osonroq aniqlash maqsadida, albatta, uni inersiya momentlari oldindan ma'lum bo'lgan bir necha oddiy: to'g'ri to'rtburchak, uchburchak, doira va shu kabi tekis shakllarga ajratish ma'qul.

Metall konstruksiya elementlarining qo'shtavr (VI.7-shakl, *a*), shveller (VI.7-shakl, *b*) hamda teng yonli (VI.7-shakl, *d*) yoki teng yonli bo'lmagan (VI.7-shakl, *e*) burchakliklar ko'rinishidagi ko'ndalang kesimlari standart o'lchamli bo'lib, ular maxsus jadvallarda beriladi. Odatda, bunday jadvallar «sortament»lar deb atalib, ular ko'pgina texnik adabiyotlarda keltirilgan. Sortamentlarda ko'ndalang kesim o'lchamlaridan tashqari ularning yuzalari, og'irlik markazining koordinatalari, markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari kabi muhim ma'lumotlar beriladi.

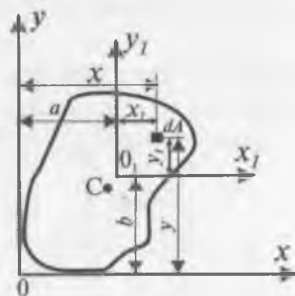


VI.7-shakl

6.6-§. Koordinata o'qlari parallel ko'chganda inersiya momentlarining o'zgarishi

Tekis shaklning ixtiyoriy x va y o'qlarga nisbatan olingan J_x , J_y o'qli va D_{xy} markazdan qochirma inersiya momentlari ma'lum bo'lsin (VI.8-shakl).

Masalaning qo'yilishi quyidagicha: tekis shaklning x va y o'qlarga parallel hamda ulardan a va b masofalarda joylashgan x_1 va y_1 o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topish talab etiladi.



VI.8-shakl

Ushbu shakldan elementar dA yuzacha og'irlik markazining yangi x_1 va y_1 o'qlarga nisbatan vaziyatini aniqlaymiz:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x - a \\ y_1 &= y - b \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

YAngi o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz:

$$\left. \begin{aligned} J_{x_1} &= \int_{(A)} y_1^2 dA = \int_{(A)} (y-b)^2 dA = \int_{(A)} y^2 dA - 2b \int_{(A)} y dA + b^2 \int_{(A)} dA \\ J_{y_1} &= \int_{(A)} x_1^2 dA = \int_{(A)} (x-a)^2 dA = \int_{(A)} x^2 dA - 2a \int_{(A)} x dA + a^2 \int_{(A)} dA \\ D_{x_1 y_1} &= \int_{(A)} x_1 y_1 dA = \int_{(A)} (x-a)(y-b) dA = \int_{(A)} xy dA - a \int_{(A)} y dA - \\ &\quad - b \int_{(A)} x dA + ab \int_{(A)} dA \end{aligned} \right\} \quad (VI.19)$$

Hosil bo'lgan bu ifodalarning o'ng qismidagi birinchi integrallar tekis shaklning eski o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlaridan iborat:

$$J_x = \int_A y^2 dA, \quad J_y = \int_A x^2 dA, \quad D_{xy} = \int_A xy dA \quad (b)$$

(VI.2) formulaga asosan $S_x = \int_A y dA$ va $S_y = \int_A x dA$ bo'lib, ular tekis shaklning

eski o'qlarga nisbatan olingan statik momentlari hisoblanadi. Integral $\int_A dA = A$ bo'lib, u tekis shaklning to'la yuzasidir.

Demak, inersiya momentlari quyidagi umumiy ko'rinishlarga ega:

$$\left. \begin{aligned} J_{x_1} &= J_x - 2aS_x + b^2A \\ J_{y_1} &= J_y - 2bS_y + a^2A \\ D_{x_1y_1} &= D_{xy} - aS_x - bS_y + abA \end{aligned} \right\} \quad (VI.20)$$

Endi quyidagi ikkita xususiy hollarni tahlil qilib, amalda juda ko'p ishlatiladigan muhim formulalarni hosil qilamiz:

a) aytaylik, O va C nuqtalar ustma-ust tushsin, ya'ni inersiya momentlari ma'lum bo'lgan o'qlar shaklning og'irlik markazidan o'tsin. U holda $S_x = S_y = 0$ bo'lib, o'qlar o'z-o'ziga parallel qilib ko'chirilganda inersiya momentlarining o'zgargan qiymatlarini hisoblash formulalari quyidagicha soddalashadi:

$$\left. \begin{aligned} J_{x_1} &= J_{x_c} + a_0^2A \\ J_{y_1} &= J_{y_c} + b_0^2A \\ D_{x_1y_1} &= D_{x_cy_c} + a_0b_0A \end{aligned} \right\} \quad (VI.21)$$

bu erda, a_0, b_0 -markaziy o'qlar bilan yangi o'qlar orasidagi masofalar.

b) tekis shakl markaziy o'qlarning bittasi yoki ikkalasiga nisbatan simmetrik bo'lsin. U holda $D_{x_cy_c} = 0$ bo'lib, oxirgi formulaning uchinchi yana soddalashadi:

$$D_{x_1y_1} = a_0b_0A$$

Endi (VI.21) formulalardan foydalanib, to'g'ri to'rtburchak va uchburchakning markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlaymiz:

- to'g'ri to'rtburchak uchun

$$J_{x_cy_c} = J_{x_1} - a_0^2A = \frac{bh^3}{3} - \left(\frac{h}{2}\right)^2bh = \frac{bh^3}{12} \quad (VI.22)$$

$$J_{y_c} = J_{y_1} - b_0^2A = \frac{hb^3}{12} \quad (VI.23)$$

bu erda,

$$a_0 = \frac{h}{2}; \quad b_0 = \frac{b}{2}$$

- uchburchak uchun

$$J_{x_c} = J_{x_1} - a_0^2A = \frac{bh^3}{12} - \left(\frac{h}{3}\right)^2\frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{36} \quad (VI.24)$$

$$J_{y_c} = J_{y_1} - b_0^2A = \frac{hb^3}{36} \quad (VI.25)$$

bunda

$$a_0 = \frac{h}{3}; \quad b_0 = \frac{b}{3}$$

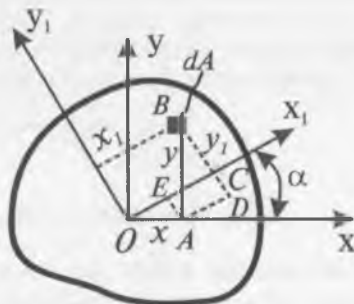
6.7-§. Koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlarining o'zgarishi

Aytaylik, tekis shaklning ixtiyoriy x va y o'qlarga nisbatan olingan J_x , J_y o'qli va D_{xy} markazdan qochirma inersiya momentlari ma'lum bo'lsin (VI.9-shakl).

Masalaning qo'yilishi quyidagicha: ushbu shaklning x va y o'qlarga nisbatan biror α burchakka burilgan x_1 va y_1 o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlash talab etiladi.

Analitik geometriyadan ma'lumki, tekis shakldan ajratilgan dA elementar yuzacha og'irlik markazining yangi o'qlarga nisbatan holatini quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= x \cos \alpha + y \sin \alpha \\ y_1 &= y \cos \alpha - x \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (a)$$



VI.9-shakl

Bu tengliklarni nazarda tutsak,

$$J_{x_1} = \int_{(A)} y_1^2 dA = \int_{(A)} (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_{(A)} y^2 dA + \sin^2 \alpha \int_{(A)} x^2 dA - 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_{(A)} xy dA,$$

$$J_{y_1} = \int_{(A)} x_1^2 dA = \int_{(A)} (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_{(A)} x^2 dA + \sin^2 \alpha \int_{(A)} y^2 dA + 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_{(A)} xy dA,$$

$$\begin{aligned} D_{x_1 y_1} &= \int_{(A)} x_1 y_1 dA = \int_{(A)} (x \cos \alpha + y \sin \alpha)(y \cos \alpha - x \sin \alpha) dA = \\ &= \cos^2 \alpha \int_{(A)} xy dA + \sin \alpha \cos \alpha \int_{(A)} y^2 dA - \sin \alpha \cos \alpha \int_{(A)} x^2 dA - \sin^2 \alpha \int_{(A)} xy dA \end{aligned}$$

ko'rinishlardagi ifodalar hosil bo'ladi.

Inersiya momentlarining ta'rifiga ko'ra,

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA, \quad J_y = \int_{(A)} x^2 dA, \quad D_{xy} = \int_{(A)} xy dA \quad (b)$$

ekanligini e'tiborga olib, oxirgi formulalarni quyidagicha yozamiz:

$$\left. \begin{aligned} J_{x_1} &= J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - D_{xy} \sin 2\alpha \\ J_{y_1} &= J_y \cos^2 \alpha + J_x \sin^2 \alpha + D_{xy} \sin 2\alpha \\ D_{x_1y_1} &= D_{xy} \cos 2\alpha + \frac{1}{2} (J_x - J_y) \sin 2\alpha \end{aligned} \right\} \quad (VI.26)$$

Bu formulalar yordamida koordinata o'qlari ma'lum burchakka burilganda inersiya momentlarining o'zgargan qiymatlari hisoblanadi.

(VI.26) ifodaning dastlabki ikkitasini hadlab qo'shib, o'zaro tik o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi o'zgarmas miqdor ekanligiga va o'qlarning burilish burchagiga bog'liq emasligiga ishonch hosil qilamiz:

$$J_{x_1} + J_{y_1} = J_x + J_y = \text{const} \quad (VI.27)$$

6.8-§. Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari

Bosh inersiya o'qlari deb, tekis shaklning ixtiyoriy nuqtasidan o'tuvchi shunday ikkita o'zaro perpendikulyar o'qlarga aytiladiki, bu o'qlarga nisbatan olingan o'qli inersiya momentlari ekstremal (maksimal yoki minimal) qiymatlarga, markazdan qochirma inersiya momentlari esa nolga teng bo'ladi.

Odatda, bosh inersiya o'qlariga nisbatan olingan inersiya momentlari **bosh inersiya momentlari** deyiladi hamda $J_{\max}$ va $J_{\min}$ lar bilan belgilanadi.

Bosh inersiya o'qlarining yana shunday o'ziga xos xususiyati mavjudki, maksimal o'q doimo o'qli inersiya momenti katta bo'lgan o'q bilan kichik burchak tashkil qiladi.

SHuni ta'kidlab o'tish muhimki, ko'pgina masalalarni echayotganda tekis shakllarning og'irlik markazidan o'tuvchi bosh o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlashga to'g'ri keladi.

Tekis shaklning og'irlik markazidan o'tuvchi bosh inersiya o'qlari **markaziy bosh inersiya o'qlari** deb ataladi: bu o'qlarga nisbatan olingan bosh inersiya momentlari esa **markaziy bosh inersiya momentlari** deyiladi.

Endi bosh inersiya o'qlarining holatini aniqlashga o'tamiz; buning uchun (VI.26) formulaning birinchisidan $\alpha = \alpha_0$ argument bo'yicha birinchi tartibli hosila olamiz:

$$\begin{aligned} \left(\frac{dJ}{d\alpha} \right)_{\alpha=\alpha_0} &= 2 J_x \cos \alpha (-\sin \alpha) + 2 J_y \sin \alpha \cdot \cos \alpha - 2 D_{xy} \cos 2\alpha = \\ &= -2 \left[\frac{(J_x - J_y)}{2} \sin 2\alpha_0 + D_{xy} \cos 2\alpha_0 \right] = -2 D_{x_1y_1} \end{aligned} \quad (a)$$

Bosh inersiya o'qlarining ta'rifiga asoslansak:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = - \frac{2D_{xy}}{J_x - J_y} \quad (VI.28)$$

Bu ifodani α_0 ning 90° farq qiladigan ikkita qiymati qanoatlantiradi. SHu sababli, (VI.28) formula yordamida bosh inersiya o'qlarining holati aniqlanadi.

Bosh inersiya o'qlarining holati aniqlangandan keyin trigonometriyadan ma'lum bo'lgan quyidagi formulalarni

$$\left. \begin{aligned} \cos 2\alpha_0 &= \frac{1}{\pm \sqrt{1 + tg^2 2\alpha_0}} = \pm \frac{J_x - J_y}{\sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2}} \\ \sin 2\alpha_0 &= tg 2\alpha_0 \cdot \cos 2\alpha_0 = \pm \frac{2D_y}{\sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2}} \\ \cos^2 \alpha_0 &= \frac{1}{2}(1 + \cos 2\alpha_0) = \frac{1}{2} \left(1 \pm \frac{J_x - J_y}{\sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2}} \right) \\ \sin^2 \alpha_0 &= \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha_0) = \frac{1}{2} \left(1 \pm \frac{J_x - J_y}{\sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2}} \right) \end{aligned} \right\} \quad (b)$$

ko'rinishlarda osongina yozib olish mumkin.

Oxirgi ifodalarni e'tiborga olib, tegishli soddalashtirishlardan keyin (VI.26) formulaning birinchisini quyidagicha yozamiz:

$$\left. \begin{aligned} J_{\max} &= \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2} \\ J_{\min} &= \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(J_x - J_y)^2 + 4D_y^2} \end{aligned} \right\} \quad (VI.29)$$

Bu formulalar yordamida bosh inersiya momentlarining maksimal va minimal qiymatlari aniqlanadi.

Ba'zan bosh inersiya o'qlarining holatini $J_{\max}$ va $J_{\min}$ lar orqali ham topish mumkin. Kuyida ox bilan $J_{\max}$ va $J_{\min}$ lar orasidagi α_{1x} va α_{2x} burchaklarni topish imkonini beradigan formulalarni isbotsiz keltiramiz:

$$\left. \begin{aligned} tg \alpha_{1x} &= \frac{D_y}{J_y - J_{\max}} \\ tg \alpha_{2x} &= \frac{D_y}{J_y - J_{\min}} \end{aligned} \right\} \quad (VI.30)$$

6.9-§. Tekis shakllarning qarshilik momentlari

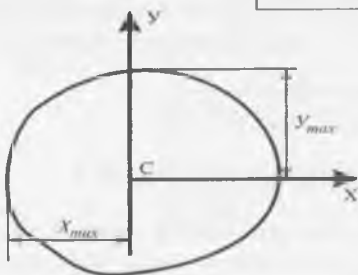
Tekis shaklning **o'qli qarshilik momenti** deb, biror o'qqa nisbatan olingan inersiya momentining shu o'qdan mazkur shaklda joylashgan eng uzoqdagi nuqtagacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadigan kattalikka aytiladi (VI.10-shakl):

x o'qiga nisbatan

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} \quad (\text{VI.31})$$

y o'qiga nisbatan

$$W_y = \frac{J_y}{x_{\max}} \quad (\text{VI.32})$$



VI.10-shakl

Tekis shakllarning qarshilik momentlari uzunlik o'lchovining uchinchi darajasi (sm^3 , m^3) larda o'lchanadi.

Tekis shaklning **qutb qarshilik momenti** deb, qutb inersiya momentining qutb nuqtasidan mazkur shaklda joylashgan eng uzoqdagi nuqttagacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadigan kattalikka aytiladi:

$$W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}} \quad (\text{VI.33})$$

Endi ba'zi oddiy tekis shakllarning markaziy o'qlarga nisbatan qarshilik momentlarini hisoblaymiz.

1. To'g'ri to'rtburchak. To'g'ri to'rtburchakli shakl uchun $y_{\max} = \frac{h}{2}$ va $x_{\max} = \frac{b}{2}$ bo'lganligi uchun (VI.31) va (VI.32) formulalarga asosan:

$$W_{xc} = \frac{bh^2}{6} \quad (\text{VI.34}),$$

$$W_{yc} = \frac{hb^2}{6} \quad (\text{VI.35})$$

2. Doira. Doiraviy shakllar uchun

$$y_{\max} = x_{\max} = \rho_{\max} = \frac{d}{2}$$

bo'lganligini e'tiborga olib, yuqoridagi formulalarga asosan o'qli va qutb qarshilik momentlarini hisoblaymiz:

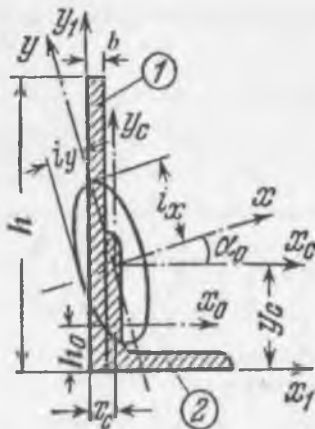
$$W_{xc} = W_{yc} = \frac{\pi d^3}{32} \quad (\text{VI.36}),$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad (\text{VI.37})$$

VI.1 -masala.

VI.11-shaklda o'lchamlari 220 x 16 mm bo'lgan tunuka va teng yonli (80 x 80 x 8) burchaklikdan iborat murakkab kesim yuza tasvirlangan.

Ushbu kesim yuzaning asosiy geometrik tavsiflari aniqlansin.



VI.11-shakl

Masalaning echilishi

1. Dastlab berilgan murakkab shaklni ikkiga ajratib, quyidagilarni hisoblaymiz:

tunuka uchun ($h = 220 \text{ mm}$, $b = 16 \text{ mm}$)

$$A_1 = 220 \cdot 16 = 3520 \text{ mm}^2 = 35,2 \text{ cm}^2 \quad \text{kesim yuza,}$$

$$J_x^0 = \frac{hb^3}{12} = \frac{16(220)^3}{12} = 1419733 \text{ mm}^4 \approx 141,9 \text{ cm}^4 \quad \text{inersiya momenti,}$$

$$J_y^0 = \frac{h^3b}{12} = \frac{220(16)^3}{12} = 75093,33 \text{ mm}^4 \approx 7,51 \text{ cm}^4 \quad \text{inersiya momenti.}$$

teng yonli burchaklik uchun (sortament jadvalidan olinadi)

$$A_2 = 12,3 \text{ cm}^2 \quad \text{kesim yuza,}$$

$$J_x^0 = J_y^0 = 73,4 \text{ cm}^4, \quad J_{\max} = 116 \text{ cm}^4, \quad J_{\min} = 30,6 \text{ cm}^4 \quad \text{inersiya momenti,}$$

$$D_{xy}^0 = \frac{J_{\max} - J_{\min}}{2} \cdot \sin 2\alpha = \frac{116 - 30,6}{2} \cdot (-1) = -42,7 \text{ cm}^4, \quad h_0 = 2,27 \text{ cm}$$

2. Kesim yuzaning og'irlik markaz koordinatalarini aniqlaymiz. Buning uchun x_1 va y_1 ordamchi o'qlarga nisbatan statik momentlarni hisoblaymiz:

$$S_{x1} = A_1 y_1^{(1)} + A_2 y_2^{(2)} = 35,2 \cdot 11 + 12,3 \cdot 2,27 = 415,12 \text{ cm}^3$$

$$S_{y1} = A_1 x_1^{(1)} + A_2 x_2^{(2)} = 35,2 \cdot 0,8 + 12,3 \cdot 3,07 = 65,92 \text{ cm}^3$$

U holda

$$x_c = \frac{S_{y1}}{A} = \frac{65,92}{35,2 + 12,3} = 1,38 \text{ cm}, \quad y_c = \frac{S_{x1}}{A} = \frac{415,12}{35,2 + 12,3} = 8,74 \text{ cm}$$

Demak, og'irlik markazi $C(1,38, 8,74)$ nuqtada ekan.

3. Markaziy bosh inersiya o'qlarining holatini aniqlaymiz. Buning uchun quyidagi jadvalga kiritilgan qiymatlardan foydalanamiz.

YUza	Og'irlik markazi		Inersiya momentlari								
			$J_x = J_x^0 + Ay_c^2$			$J_y = J_y^0 + Ax_c^2$			$D_{xy} = D_{xy}^0 + Ax_c y_c$		
	x_c	y_c	J_x^0	Ay_c^2	J_{xc}	J_y^0	Ax_c^2	J_{yc}	D_{xy}^0	$Ax_c y_c$	$D_{x_c y_c}$
35,2	-0,58	2,26	141,9	179,78	321,69	7,51	11,84	19,35	0	-46,14	-46,14
12,3	0,89	-6,47	73,4	514,89	588,29	73,4	9,74	83,14	-42,7	-70,83	-113,53
47,5			215,3	694,67	909,97	80,9	21,58	102,5	-42,7	-116,9	-159,67

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2D_{xy}^{(c)}}{J_x - J_y} = -\frac{2 \cdot 159,67}{102,49 - 909,97} = 0,395$$

4. Markaziy bosh inersiya momentlarini aniqlaymiz.

$$J_{\max/\min} = 0,5 \left[(J_{xc} + J_{yc}) \pm \sqrt{(J_{xc} - J_{yc})^2 + 4D_{x_c y_c}^2} \right] =$$

$$= 0,5 \left[(909,97 + 102,49) \pm \sqrt{(909,97 - 102,49)^2 + 4(-159,67)^2} \right] \approx 506,23 \pm 433,92 \text{ cm}^4$$

Demak,

$$J_{\max} = 506,23 + 433,92 = 940,15 \text{ cm}^4,$$

$$J_{\min} = 506,23 - 433,92 = 72,31 \text{ cm}^4.$$

Endi kesimning inersiya ellipsini quramiz.

Bizga ellipsning tenglamasi

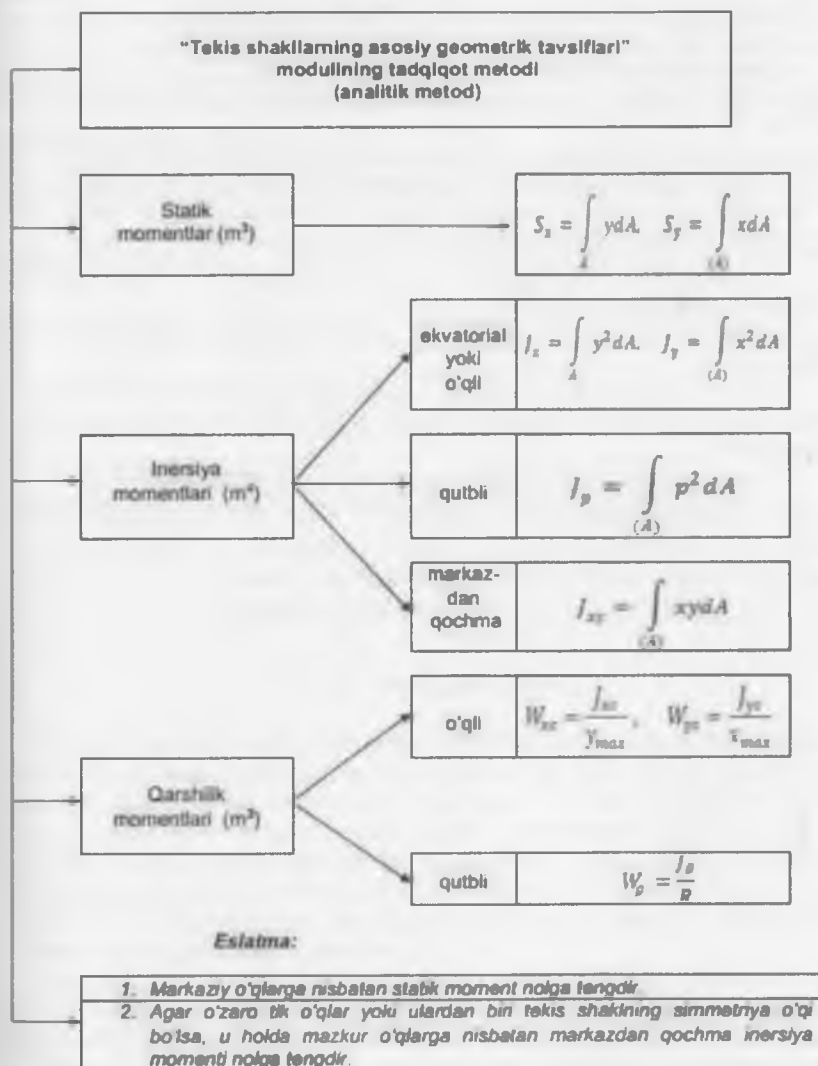
$$\frac{x^2}{i_y^2} + \frac{y^2}{i_x^2} = 1$$

ekanligi ma'lum.

$$\text{U holda } i_x = \sqrt{\frac{J_{\max}}{A}} = \sqrt{\frac{940,15}{35,2+12,3}} = 4,45 \text{ sm},$$

$$i_y = \sqrt{\frac{J_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{72,31}{35,2+12,3}} = 1,25 \text{ sm}.$$

Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritim* asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Tekis shaklning statik momenti qanday aniqlanadi?
2. Tekis shaklning og'irlik markazi koordinatalari qanday formulalardan topiladi?
3. O'qli, qutb va markazdan qochirma inersiya momentlarini tushuntiring.
4. Inersiya momentlarining qaysi biri hamma vaqt musbat qiymatga ega?
5. Markazdan qochirma inersiya momentlari qachon nolga teng bo'ladi?
6. Statik moment va inersiya momentlarining o'lcham birliklarini ayting.
7. O'qlar parallel ko'chirilganda yoki ma'lum burchakka burilganda inersiya momentlarining qiymatlari qanday o'zgaradi?
8. Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari deganda nimani tushunasiz?
9. To'g'ri to'rtburchak, kvadrat, to'g'ri burchakli uchburchak va doiraviy tekis shakllarning markaziy o'qlarga nisbatan o'qli inersiya momentlari qanday hisoblanadi?
10. Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlari qanday aniqlanadi?
11. Tekis shakllarning o'qli va qutb qarshilik momentlari qanday aniqlanadi?

VII-MODUL. BURALISH

Modulning asosiy maqsadi: nazariy-tajribaviy tadqiqotlar natijasida olingan mustahkamlik sharti asosida doiraviy kesimli va xalqasimon vallarning buralishga qarshilik ko'rsatish layoqatini tahliliy o'rganish hamda mustahkamlikka tekshirish, mustahkam kesim yuza o'lchamlarini to'g'ri tanlash va val ko'tara oladigan eng katta xavfsiz yukni aniqlash kabilarga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iboratdir.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kuchning o'qdagi proektsiyasi. Juft kuch va uning momenti, juft kuchlarni qo'shish, juft kuchlar tizimining muvozanati
2	Matematika va AKT	MathCAD dasturini qo'llab, funksiyalarning grafiklarini qurish va tenglamalar tizimini echish. Hosila, aniq integral, uchburchaklarning o'xshashlik alomatlari.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallarning asosiy mexanik xossalari, cho'yan, po'lat, qotishmalar va metalmas materiallar to'g'risida tushunchalar. Elastik va plastik deformatsiyalar.
4	Materiallar qarshiligi	"KAAM" usulining mazmun-mohiyati. Asosiy cheklanishlar. Tayanch turlari. Epyura qurish va tekshirish tartibi, xavfli kesimlarni topish. Tekis shakllarning asosiy geometrik tavsiflari.

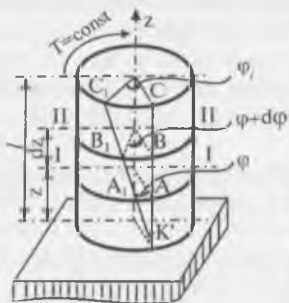
7.1-§. Valning buralishi

Agar kuchlanish holatidagi brusning ko'ndalang kesimlarida ichki kuchlardan faqat burovchi moment mavjud bo'lib, qolganlari esa nolga teng bo'lsa, u holda **buralish** deformatsiyasi sodir bo'ladi. Buralishga qarshilik ko'rsatuvchi doiraviy kesimli brusga **val** deyiladi. Amalda buralish deformatsiyasini juda ko'p uchratish mumkin. Masalan, tirsakli, transmission va shu singari vallar, fazoviy konstruksiya elementlari, prujinalarning o'ramlari, bolt va shu kabilar asosan buralish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatadi. Materiallar qarshiligida faqat doiraviy kesim yuzali yaxlit va g'ovak vallarning buralishi o'rganiladi.

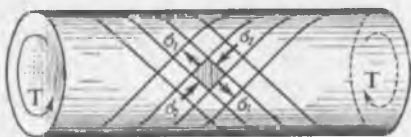
Aytaylik, bir uchi bilan mahkamlangan, ikkinchi uchiga esa $T=const$ burovchi moment qo'yilgan doiraviy kesimli yaxlit val buralishga qarshilik ko'rsatayotgan bo'lsin (VII.1-shakl).

Valning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'luvchi kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash bilan shug'ullanamiz. Burovchi moment ta'siridan valning barcha kesimlarida urunma kuchlanishlar paydo bo'lishi bizga oldindan ma'lum. SHu bois tomonlari valning ko'ndalang va bo'ylama kesimlariga parallel bo'lgan element

sof siljish holatida bo'ladi. Val o'qiga 45° qiyalikdagi yuzalar bosh yuzalar bo'lib, ulardagi cho'zuvchi va siquvchi bosh kuchlanishlar urunma kuchlanishga teng bo'ladi (VII.2-shakl).



VII.1-shakl



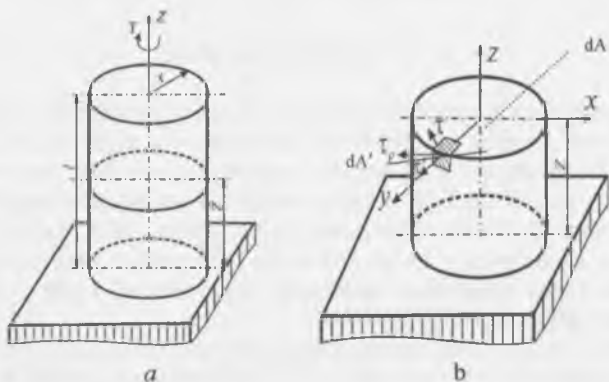
VII.2-shakl

I. Masalaning statik tomoni. Odatdagidek, quyidagi ishlar ketma-ket bajariladi:

1) valni tayanchdan ixtiyoriy z balandlikdan o'tuvchi va simmetriya o'qiga perpendikulyar bo'lgan tekislik bilan fikran kesamiz (VII.3-shakl, a);

2) valning bir qismini tashlab yuborib, qolgan qismini esa alohida ajratib ko'rsatamiz (VII.3-shakl, b);

3) tashlangan qismning ajratib olingan qismga ko'rsatgan ta'sirini burovchi moment bilan almashtiramiz.



VII.3-shakl

Burovchi moment ta'siridan valning ixtiyoriy kesimlarida hosil bo'ladigan urunma kuchlanishning yo'nalishini aniqlaymiz.

Faraz qilaylik, ko'ndalang kesimdan ajratilgan elementar dA yuzacha ou o'qi bilan ixtiyoriy α burchak hosil qiluvchi τ_ρ urunma kuchlanish ta'sirida bo'lsin. Bu

kuchlanishning radial va tangensial yo'nalishlardagi tashkil etuvchilarini mos ravishda τ' va τ lar bilan belgilab,

$$\tau' = \tau_{\rho} \cos \alpha, \quad \tau = \tau_{\rho} \cdot \sin \alpha \quad (a)$$

ifodalarga ega bo'lamiz.

4) statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\left. \begin{array}{lll} \sum X_i = 0 & \text{ёку} & \int_{(A)} \tau dA \sin \alpha = 0 \\ \sum Y_i = 0 & \text{ёку} & \int_{(A)} \tau dA \cos \alpha = 0 \\ \sum M_{z_i} = 0 & \text{ёку} & \int_{(A)} \tau dA \rho - T = 0 \end{array} \right\} \quad (b)$$

bu erda, τ - ixtiyoriy dA yuzachadagi urunma kuchlanish;

ρ - yuzachaning radius-vektor;

α - radius-vektorning absissa o'qi bilan tashkil etgan burchagi.

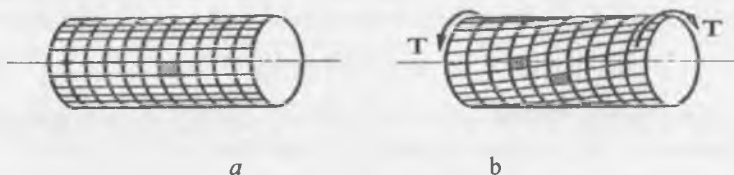
II. Masalaning geometrik tomoni. Masalani geometrik nuqtai nazardan tahlil qilishdan oldin, vallarning buralishiga oid o'tkazilgan tajribalardan kelib chiqqan quyidagi muhim xulosalar bilan tanishib chiqamiz:

- *deformatsiyagacha tekis va valning buralish (bo'ylama simmetriya) o'qiga tik bo'lgan barcha ko'ndalang kesimlar deformatsiyadan keyin yana tekisligicha hamda mazkur o'qqa nisbatan tikligicha qoladi. Faqatgina ular buralish o'qi atrofida bir-birlariga nisbatan buriladi, xolos;*

- *buralish natijasida barcha ko'ndalang kesimlarning radiuslari o'zlarining deformatsiyagacha bo'lgan uzunliklarini o'zgartirmaydi, ya'ni kesim gardishi aylanaligicha qoladi;*

- *valning sirtidagi to'r hosil qilgan kvadratlar buralish natijasida deyarli bir xil romblarga aylanadi (VII.4-shakl, a, b). Bundan valning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida (urunma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan) urunma kuchlanishlar paydo bo'ladi, degan xulosa kelib chiqadi;*

- *buralish natijasida barcha ixtiyoriy qo'shni ko'ndalang kesimlar orasidagi masofalar o'zgarmaydi. Bu esa valning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida normal kuchlanishlar mavjud bo'lmasligini tasdiqlaydi.*



VII.4-shakl

Endi valdan o'zaro parallel hamda z o'qiga tik bo'lgan $I-I$ va $II-II$ tekisliklari yordamida fikran ajratib olingan cheksiz kichiq dz qalinlikdagi diskni tekshiramiz (VII.5-shakl). Endi nisbiy buralish burchagi θ_z ni aniqlaymiz:

$$\theta_z = \frac{d\varphi}{dz} \quad (\text{VII.1})$$

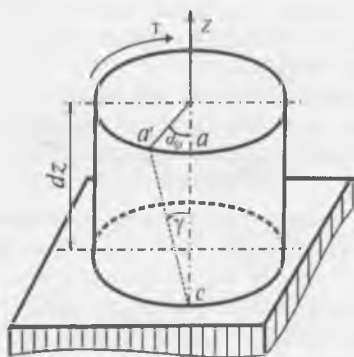
Demak, nisbiy siljish va nisbiy buralish burchaklari orasida quyidagi munosabat mavjud ekan:

$$\gamma = r \cdot \theta_z \quad (\text{VII.2})$$

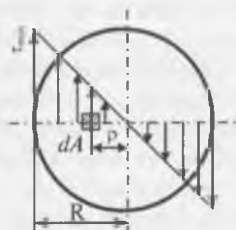
Kesim markazidan ixtiyoriy ρ masofada joylashgan nuqtalar uchun oxirgi ifodani tadbiq etsak

$$\gamma_\rho = \rho \cdot \theta \quad (\text{VII.3})$$

ko'rinishdagi formulaga ega bo'lamiz.



VII.5-shakl



VII.6-shakl

III. Masalaning fizik tomoni. Biz masalani geometrik nuqtai nazardan tekshirganimizda valdan ajratilgan elementar diskning sof siljish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatishiga ishonch hosil qildik. SHu sababli, buralish paytida vallarning ko'ndalang kesimlaridagi urunma kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = G\gamma = Gr\theta \quad \text{yoki} \quad \tau_\rho = G\rho\theta \quad (\text{VII.4})$$

Demak, urunma kuchlanish kesimning radius-vektoriga to'g'ri mutanosib bog'lanishda bo'lib, qutb burchagiga bog'liq emas ekan.

IV. Sintez. (VII.4) ifodani e'tiborga olib, muvozanat tenglamalarining dastlabki ikkitasini quyidagicha yozamiz:

$$\left. \begin{aligned} \int_{(A)} \tau_{\rho} dA \sin \alpha &= \int_{(A)} G \rho \theta dA \sin \alpha = G \theta \int_{(A)} y dA = 0 \\ \int_{(A)} \tau_{\rho} dA \cos \alpha &= \int_{(A)} G \rho \theta dA \cos \alpha = G \theta \int_{(A)} x dA = 0 \end{aligned} \right\}$$

Oxirgi tenglamalardagi $G\theta \neq 0$, lekin $S_x = \int_{(A)} y dA$ va $S_y = \int_{(A)} x dA$ statik

momentlar esa nolga teng bo'ladi, chunki x va y o'qlar doiraviy kesim yuzaning markaziy o'qlari ekanligi chizmadan yaqqol ko'rinib turibdi.

Demak, valning ko'ndalang kesimidan o'tuvchi burovchi momentni urunma kuchlanishlar muvozanatlar ekan:

$$T = \int_{(A)} \tau_{\rho} \rho dA$$

(VII.4) ifodadagi τ_{ρ} ning qiymatini oxirgi formulaga keltirib qo'yib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$T = \int_{(A)} G \theta \rho^2 dA = G \theta J_{\rho}$$

Bunda $\int_{(A)} \rho^2 dA = J_{\rho}$ doira yuzining qutb inersiya momenti ekanligi bizga

avvaldan ma'lum. Oxirgi ifodadan

$$\theta = \frac{T}{G J_{\rho}} \quad (\text{VII.5})$$

ekanligini e'tiborga olib, ko'ndalang kesimning istalgan nuqtasidagi urunma kuchlanishni aniqlovchi formulani hosil qilamiz:

$$\tau_{\rho} = \frac{T}{J_{\rho}} \rho \quad (\text{VII.6})$$

VII.6-shaklda urunma kuchlanishning ko'ndalang kesimda chiziqli qonuniyat bo'yicha o'zgarishi tasvirlangan; bu kuchlanish kesim markazida nolga teng bo'lib, kesimning gardishidagi $\rho_{\max} = R$ bo'lgan nuqtada esa eng katta qiymatga erishadi:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{J_{\rho}} \cdot R \quad \text{yoki} \quad \tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho}} \quad (\text{VII.7})$$

bu erda, $W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{\rho}$ - buralishdagi qarshilik momenti.

Endi uyqoridagi formulalar asosida quyidagini yozamiz (indeksdagi «e» inglizcha external - tashqi degan ma'noni anglatadi):

$$\frac{d\varphi}{dz} = \frac{T_e}{G J_{\rho}} \quad \text{yoki} \quad d\varphi = \frac{T_e}{G J_{\rho}} dz \quad (\text{VII.8})$$

Burovchi moment va val ko'ndalang kesimining bikrligi GJ_ρ ni o'zgarmas deb, oxirigi tenglamani z bo'yicha integrallaymiz:

$$\varphi_z = \frac{T_e}{GJ_\rho} \cdot z + C \quad (\text{VII.9})$$

Valning mahkamlangan kesimi burilmasligini ifodalovchi shartdan foydalanib, integral doimiysi C ni aniqlaymiz: $z=0$ bo'lganda A kesim burilmaydi, ya'ni $\varphi_z = \varphi_A = 0$ bo'ladi. Integral doimiysi $C=0$ bo'lib,

$$\varphi_z = \frac{T_e}{GJ_\rho} \cdot z \quad (\text{VII.10})$$

ekanligi kelib chiqadi.

Demak, valning mahkamlangan kesimiga nisbatan z masofada joylashgan kesimning buralish burchagi mazkur masofaga to'g'ri mutanosib ravishda o'zgarar ekan.

Eng katta buralish burchagi valning erkin uchida hosil bo'lib, uning qiymati

$$\varphi = \frac{T_e}{GJ_\rho} \cdot l \text{ (rad) yoki } \varphi^0 = \frac{180^0}{\pi} \cdot \frac{T_e \cdot l}{GJ_\rho} \text{ (grad)} \quad (\text{VII.11})$$

formulalardan topiladi.

Oxirigi ifodalar shaklan va mazmunan cho'zilish (siqilish)dagi mutlaq deformatsiyani aniqlaydigan (III.8) formulaga o'xshaydi. SHu sababli, ular **buralishdagi Guk qonuni formulalari** deb ham aytiladi.

Oxirigi formulalardan valning birlik uzunligiga to'g'ri keluvchi nisbiy buralish burchagini aniqlaymiz:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T_e}{GJ_\rho} \text{ (rad) yoki } \theta^0 = \frac{180^0}{\pi} \cdot \frac{T_e}{GJ_\rho} \text{ (grad)} \quad (\text{VII.12})$$

7.2-§. Valning buralishda mustahkamlik sharti

Valning buralishdagi mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_\rho} \leq \tau_{adm} \quad (\text{VII.13})$$

bu erda, τ_{adm} - urunma kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati bo'lib, taxminan oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi ruxsat etilgan normal kuchlanishning 0,5+0,6 qismiga tengdir.

(VII.13) hisob tenglamasi yordamida doiraviy kesimli yaxlit va g'ovak vallar uchun quyidagi uchta masalalarni echish mumkin:

a) **valning kesimidagi kuchlanishni tekshirish masalasi**; bu masalaning mohiyati shundaki, agar valning kesim yuza o'lchamlari va unga qo'yilgan

T ma'lum bo'lsa, u holda (VII.7) formula bo'yicha o'ziga xos kesimdagi maksimal urunma kuchlanish aniqlanib, τ_{adm} bilan solishtiriladi:

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \quad (a)$$

b) val uzata oladigan maksimal burovchi momentni aniqlash masalasi; agar valning kesim yuza o'lchamlari va uning materiali uchun ruxsat etilgan urunma kuchlanish ma'lum bo'lsa, u holda bu masala

$$T_{max} \leq \tau_{adm} \cdot W_{\rho} \quad (b)$$

formula yordamida echiladi.

d) yangi vallarni loyihalash masalasi; bu masalani echish uchun val materialining joiz urunma kuchlanishi va o'ziga xos kesimdagi eng katta burovchi moment ma'lum bo'lishi kerak. Masalan, (b) formulaga qarshilik momentning ifodasini qo'yib, yaxlit val uchun quyidagi munosabatga ega bo'lamiz:

$$\frac{16T}{\pi D^3} \leq \tau_{adm} \quad (d)$$

bundan

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \tau_{adm}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{adm}}} \quad (VII.14)$$

Xuddi shu tarzda ichi g'ovak vallar uchun quyidagi munosabatni yozamiz:

$$D \geq 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{(1 - \alpha^4) \cdot \tau_{adm}}} \quad (VII.15)$$

bu erda, $\alpha = \frac{d}{D}$ -ichki diametrning tashqi diametrga nisbati bo'lib, u $0 \leq \alpha \leq 1$ oraliqda o'zgaradi. Mexaniquadan ma'lumki, burovchi moment val uzatadigan quvvat K va uning aylanishlari soni n orqali

$$T_e = 9549 \frac{K}{n} \quad \text{N.m} \quad (VII.16)$$

ko'rinishida ifodalanar edi.

Bunda K -quvvatning kilovatt qiymati; agar quvvat ot kuchi (*qisqacha o.k.*) hisobida berilsa, oxirgi formula

$$T_e = 7028,8 \cdot \frac{N_{ok}}{n} \quad (VII.17)$$

ko'rinishni egallaydi.

Oxirgi munosabatlarni e'tiborga olib, yaxlit valning diametrini aniqlash uchun mos ravishda quyidagi formulalarni hosil qilamiz:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 9549 K}{\pi \tau_{adm} \cdot n}} = 36,5 \sqrt[3]{\frac{K}{\tau_{adm} n}} \quad (VII.18)$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 7028,8 N_{ok}}{\pi \tau_{adm} n}} = 32,96 \sqrt[3]{\frac{N_{ok}}{\tau_{adm} n}} \quad (\text{VII.19})$$

Xuddi shu yo'l bilan ichi g'ovak vallarning diametrini ham aniqlaymiz:

$$D \geq 36,5 \sqrt[3]{\frac{K}{(1-\alpha^4) \tau_{adm} n}} \quad (\text{VII.20})$$

$$D \geq 32,96 \sqrt[3]{\frac{N_{ok}}{(1-\alpha^4) \tau_{adm} n}} \quad (\text{VII.21})$$

YUqoridagi formulalar ayni quvvatda ishlayotgan yaxlit yoki ichki g'ovak vallarning n aylanishlar sonini oshirish yo'li bilan ularning diametrini kichraytirib, materialni tejash mumkinligini tasdiqlaydi.

7.3-§. Buralishda deformatsiyaning potentsial energiyasi

Elastik deformatsiyalar chegarasida burovchi moment T_e bilan buralish burchagi φ orasida to'g'ri chiziqli bog'lanish mavjudligi buralish defomatsiyasiga oid tajribalardan tasdiqlangan (VII.7-shakl).

SHuningdek, valni elastiklik chegarasida burash uchun sarf bo'lgan burovchi momentning bajargan ishi uchburchakning yuzasi orqali ifodalanadi:

$$A_T = \frac{1}{2} T_e \varphi \quad (\text{a})$$

Burovchi moment valga statik ravishda qo'yilganligi sababli bu ish deformatsiyaning potentsial energiyasiga to'liq aylanadi:

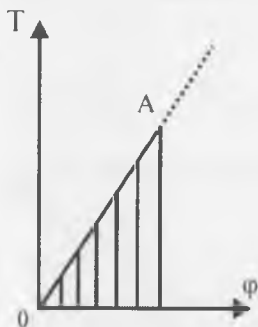
$$A_T = U = \frac{1}{2} T_e \varphi \quad (\text{b})$$

(VII.11) ifodani e'tiborga olib, buralishda deformatsiyaning potentsial energiyasini quyidagicha yozamiz:

$$U = \frac{T_e^2 \cdot l}{2GJ_\rho} \quad (\text{VII.22})$$

Pog'onali val uchun oxirgi formulani quyidagicha o'zgartirish mumkin:

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{T_{ei}^2 l_i}{2GJ_{\rho i}} \quad (\text{VII.22})$$



VII.7-shakl

Bunda n - pog'onalar soni.

VII.1-masala.

O'ng uchi bilan qistirib mahkamlangan doiraviy kesimli val tashqi momentlar ta'sirida buralishga qarshilik ko'rsatmoqda (VII.8-shakl).

Burovchi moment

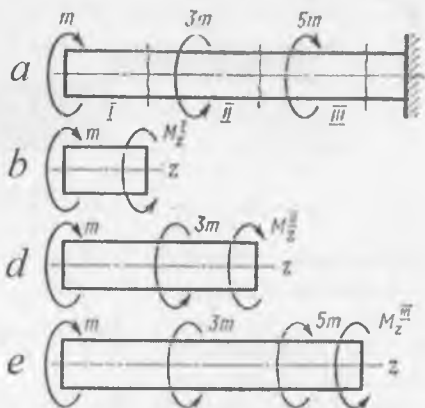
$$(M_z = T_z)$$

larning epyurasini qurish talab etiladi.

Hisoblash jarayonida

$$m = 100 \text{ N} \cdot \text{m}$$

deb hisoblansin.



VII.8-shakl

Masalaning echilishi

1. Val 3 ta oraliqdan iborat. Dastlab *root* funksiyadan foydalanib, tayanchdagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Birinchi yaqinlashuv	$m_0 := 100 \text{ N} \cdot \text{m}$	$Tr := 5 \text{ N} \cdot \text{m}$
Tenglamani echish:	$Tr := \text{root}(m_0 - 3 \cdot m_0 + 5 \cdot m_0 - Tr, Tr)$	
Javob:	$Tr = 300 \text{ J}$	

2. Kesish usulidan foydalanib, har bir oraliq uchun burovchi momentning ifodasini tuzamiz:

$$T_1(z) := mC$$

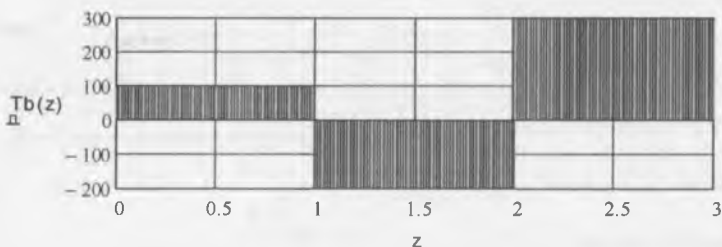
$$T_2(z) := m_0 - 3 \cdot mC$$

$$T_3(z) := m_0 - 3 \cdot m_0 + 5 \cdot mC$$

Masshtab tanlab, shartli operatorni qo'llaymiz:

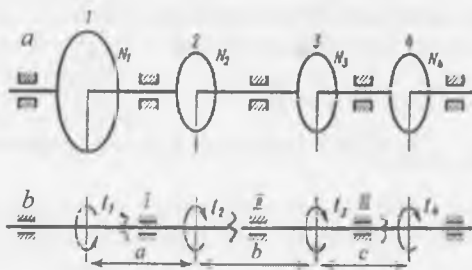
$z := 0, \frac{L_0}{60} \dots 3L_0$	$Tb(z) := \left(\begin{array}{l} T_1(z) \text{ if } 0 \leq z \leq L_0 \\ T_2(z) \text{ if } L_0 \leq z \leq 2 \cdot L_0 \\ T_3(z) \text{ if } 2 \cdot L_0 \leq z \leq 3 \cdot L_0 \end{array} \right)$
-------------------------------------	---

3. "Graf" menyusi yordamida burovchi momentning epyurasini quramiz.



VII.2 -masala. Valga 1, 2, 3 va 4 shkivlar o'rnatilgan (VII.9-shakl, a).

Birinchi shkiv energiya manbaidan olgan N_1 quvvatni valga uzatadi. O'z navbatida qolgan uchta shkiv tegishli N_2 , N_3 va N_4 quvvatlarni mashinaning ishchi qismiga uzatadi. SHuningdek, val n ayl/min chastota bilan aylanadi.



VII.9-shakl

SHkivlar orasidagi masofalarni ma'lum deb, burovchi moment T ning epyurasini quring.

Berilgan kattaliklar:

$$\begin{aligned} N_1 &= 5.5 \text{ kVt} & N_2 &= 1.6 \text{ kVt} & N_3 &= 1.2 \text{ kVt} & N_4 &= 2.8 \text{ kVt} \\ n &= 185 \frac{\text{ayl}}{\text{min}} & a &= 1.2 \text{ m} & b &= 1.8 \text{ m} & s &= 1.4 \text{ m}. \end{aligned}$$

Masalaning echilishi:

Izoh: podshipniklarda energiya sarfi kamligini inobatga olsak, amalda quyidagi munosabat o'rinni bo'ladi:

$$N_1 = N_2 + N_3 + N_4 \quad (a)$$

Masalani echishda quyidagi munosabatlardan foydalanish lozim:

$$T(z) = \sum_{i=1}^k t_i(z) = \sum_{i=1}^k \frac{N_i(z)}{\omega} = \sum_{i=1}^k \frac{30 \cdot N_i(z)}{\pi \cdot n} \quad (b)$$

Ushbu formuladan hamda kesish usulidan foydalanib, valning har bir oralig'i uchun burovchi momentning ifodasini tuzamiz (VII.9-shakl, b):

$$T_1(z) := \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n}$$

$$T_2(z) := \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n}$$

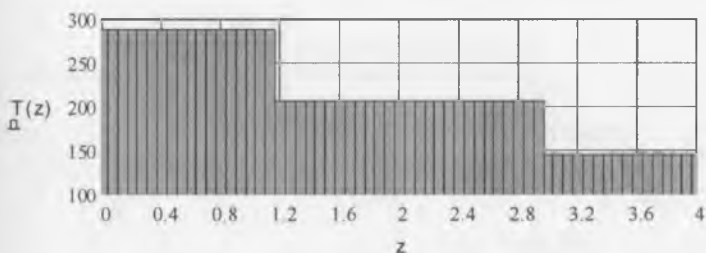
$$T_3(z) := \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_3}{\pi \cdot n}$$

$$T_4(z) := \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_3}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_4}{\pi \cdot n}$$

Masshtab tanlab, shartli operatorni qo'llaymiz:

$z := 0, \frac{(a+b+c)}{60} \dots (a+b+c)$	$T(z) := \begin{cases} T_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq a \\ T_2(z) & \text{if } a \leq z \leq (a+b) \\ T_3(z) & \text{if } (a+b) \leq z \leq (a+b+c) \end{cases}$
--	---

Endi **"Graf"** menyusi yordamida aniq masshtab asosida burovchi momentning epyurasini quramiz.



Endi birinchi va ikkinchi shkiqlarning o'rnini almashtiramiz (VII.9-shakl, a, b). U holda quyidagi munosabat o'rinli bo'ladi:

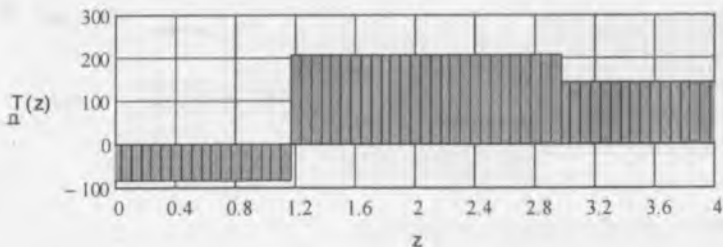
$$T_1(z) := \frac{-30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n}$$

$$T_2(z) := \frac{-30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n} + \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n}$$

$$T_3(z) := \frac{-30 \cdot 10^3 \cdot N_2}{\pi \cdot n} + \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_1}{\pi \cdot n} - \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_3}{\pi \cdot n}$$

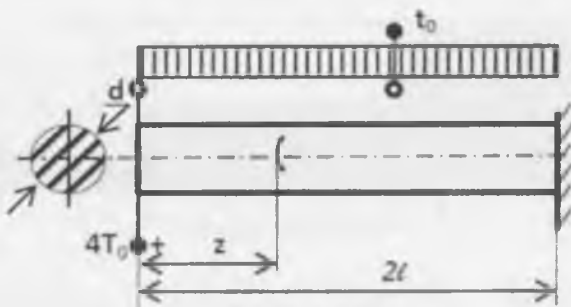
Ikkinchi holat uchun ham burovchi momentning epyurasini quramiz:

$z := 0, \frac{(a+b+c)}{60} \dots (a+b+c)$	$T(z) := \begin{cases} T_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq a \\ T_2(z) & \text{if } a \leq z \leq (a+b) \\ T_3(z) & \text{if } (a+b) \leq z \leq (a+b+c) \end{cases}$
--	---



Xulosa: epyuralarni taqqoslab, birinchi holatda burovchi momentning eng katta qiymati 289, 1 Nm va ikkinchi holatda esa 206, 5 Nm ekanligiga ishonch hosil qilamiz. SHu sababli, shkiylarni ikkinchi holatdagi singari oʻrnatish maqsadga muvofiqdir.

VII.3-masala. Oʻng uchi bilan tayanchga qistirib maxkamlangan val toʻplangan va yoyilgan momentlar taʼsirida buralish deformatsiyasiga qarshilik koʻrsatmokda (VII.10-shakl).



VII.10-shakl

Berilgan kattaliklar:					
$L_0 := 1.5 \text{ m}$	material	G	τ_{adm}	θ_{adm}^0	Kesim yuza shakli
$T_0 := 180 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$	choʻyan	MPa	MPa	rad/m	
$t_0 := \frac{5}{2}(T_0 + L_0)$	CH 15-32	$4 \cdot 10^4$	24	2	doiraviy
Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:					
- tayanch reaksiya kuchini topish; - burovchi moment epyurasini qurib, xavfli kesimga mos keluvchi eng katta burovchi momentni aniqlash; - valni mustahkamlik va bikrikka hisoblash; - urunma kuchlanish $\tau(z)$ va buralish burchagi $\varphi(z)$ larning epyuralarini qurish.					

Masalaning echilishi:

1. Dastlab **Given/Find** hisoblash bloki va **root** funksiyadan foydalanib, tayanchdagi T_r reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Faraz qilaylik, birinchi yaqinlashuvda reaksiya kuchi $5N\cdot m$ ga teng bo'lsin:

Given
 $T_r := 5 \cdot N \cdot m$

Statika tenglamasi:

$$4 \cdot T_0 - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - T_r = 0$$

Tenglamani echish:

$$T_{r_{\text{new}}} := \text{Find}(T_r)$$

Javob:

$$T_r = -180J$$

Olingan natijalarning to'g'ri yoki noto'g'ri ekanligini tekshirish maqsadida ikkinchi usuldan ham foydalanish mumkin:

Tenglamani echish:

$$T_r := \text{root}(4 \cdot T_0 - t_0 \cdot 2 \cdot L_0 - T_r, T_r)$$

Javob:

$$T_r = -180J$$

2. Masshtab tanlash

Oraliq

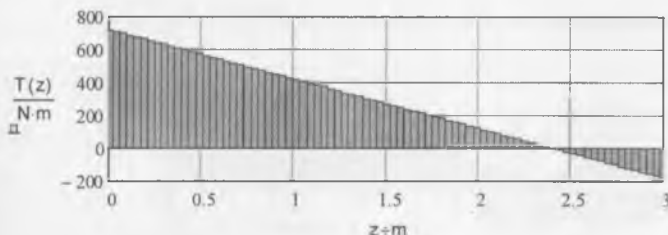
Burovchi momentning ifodasi

I

$$T(z) := 4T_0 - t_0 \cdot z$$

$$z := 0,4 \frac{L_0}{160} \dots 2L_0$$

3. "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.



4. Quyidagi "Burovchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturi" yordamida xavfli kesimga to'g'ri keluvchi eng katta burrovchi momentni aniqlaymiz.

$$L := 2L_0$$

$$L_H := 0 \cdot m$$

$$L_K := L$$

$$N1 := 8$$

Tb max ni aniqlash dasturi

```

Fmax(F, LH, LK, N1) :=
  L ← LH
  A1 ← |F(L)|
  while L < LK
    L ← L +  $\frac{L_K - L_H}{N1}$ 
    A2 ← |F(L)|
    if A2 > A1
      A1 ← A2
      L2 ← L
  (A1, L2 · H)T
Tbmax := Fmax(T, LH, LK, N1)1
Fmax(T, LH, LK, N1)2
zTbmax :=  $\frac{H}{H}$ 

```

$$T_{\max} := F1_{\max}(T, L_H, L_K, N5)_1$$

$$z_{T\max} := \frac{F1_{\max}(T, L_H, L_K, N5)_2 \cdot M}{H}$$

Javoblar:

$$Tb_{\max} = 720 \text{ J}$$

$$z_{T\max} = 0$$

Demak, tayanch kesimda xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 720 N.m eguvchi moment ta'sir ko'rsatar ekan.

Endi kesim yuza o'lchamini tanlaymiz.

a) **mustahkamlik shartidan** foydalanib, kesim yuza o'lchamlarini tanlash

Tashqi yuk	Ruxsat etilgan kuchlanish
$T_{\max} := 720 \cdot H \cdot m$	$\tau_{adm} := 24 \cdot 10^4 \cdot \frac{H}{m^2}$

Birinchi yaqinlashuv:

$$d := 1.0 \text{ cm}$$

Qarshilik momenti:

$$W(d) := \pi \cdot \frac{d^3}{16}$$

Eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max}(d) := \frac{T_{\max}}{W(d)}$$

Maxsus "root" funksiyani
qo'llab, diametrni aniqlash:

$$d2 := \text{root}(\tau_{\max}(d) - \tau_{adm}, d)$$

Javob:

$$d2 = 0.248 \text{ m}$$

b) bikrlilik shartidan foydalanib, kesim yuza o'lchamlarini tanlash

Tashqi yuk	Ruxsat etilgan nisbiy buralish burchagi	Elastiklik moduli
$T_{max} := 720 \cdot H \cdot m$	$\varphi_{adm} := 2 \cdot \frac{1}{m}$	$G := 4 \cdot 10^8 \cdot \frac{H}{m^2}$

Birinchi yaqinlashuv:

$$d := 1.0 \text{ cm}$$

Inersiya momenti:

$$J(d) := \pi \cdot \frac{d^4}{32}$$

Eng katta nisbiy buralish burchagi:

$$\varphi_{max}(d) := \frac{180 \cdot T_{max}}{\pi \cdot G J(d)}$$

Maxsus "root" funksiyani qo'llab, diametrni aniqlash:

$$d3 := \text{root}(\varphi_{max}(d) - \varphi_{adm}, d)$$

Javob:

$$d3 = 0.151 \text{ m}$$

YUqoridagilardan kelib chiqib, brusning diametrini quyidagiga teng deb qabul qilamiz.

$$d0 := 26 \text{ cm}$$

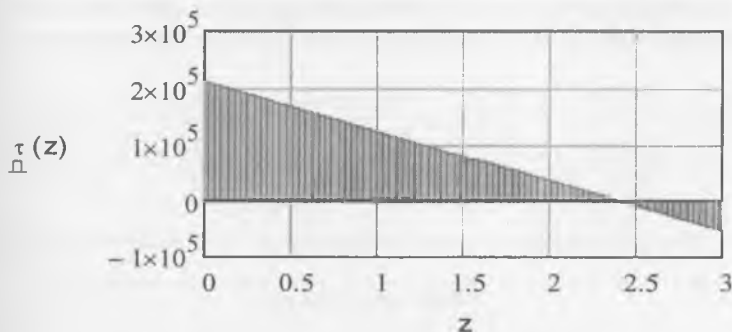
Endi urunma kuchlanish va buralish burchaklarining epyuralarini quramiz.

$$T(z) := 4T0 - t0 \cdot z$$

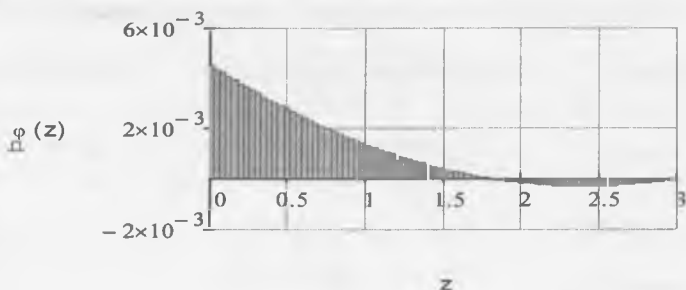
$$\tau(z) := 16 \cdot \frac{T(z)}{\pi \cdot (d0)^3}$$

$$\varphi(z) := \frac{32}{G \cdot \pi \cdot (d0)^4} \int_z^{2 \cdot L0} T(z) dz$$

$$z := 0,4 \frac{L0}{160} \dots 2L0$$



$$\varphi(z) := \frac{32}{G \cdot \pi \cdot (d0)^4} \left[8 \cdot T0 \cdot L0 - 4 \cdot T0 \cdot z - 2 \cdot t0 \cdot (L0)^2 + t0 \cdot \frac{z^2}{2} \right]$$



7.4-§. Buralishda statik aniqmas masalalar

Buralish deformatsiyasiga oid masalalarni echish deganda, vallarning mahkamlangan uchlari hosil bo'ladigan reaktiv momentlarni, istalgan ko'ndalang kesimlardagi burovchi moment va kuchlanishlarni, kesimlarning buralish burchagini aniqlash tushuniladi.

Agar bunday masalalar birgina statikaning muvozanat tenglamalari yordamida echilmasa, ularga buralishdagi statik aniqmas masalalar deb ataladi.

MathCAD dasturi asoaida ushbu statik aniqmas masalani echib ko'satamiz.

VII.5-masala. Ikkala uchlari bilan tayanchga kistirib maxkamlangan val tekis taqsimlangan yoyilgan moment va juft kuch bilan buralmokda (VII.11 -shakl). Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqmaslik darajasini topish;
- tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash;
- burovchi moment va urunma kuchlanishlarning analitik ifodalarini tuzish;
- burovchi moment va urunma kuchlanishlarning epyuralarini qurish.

Ma'lum parametrlar:

$$\tau_{adm} := 24 \cdot 10^4 \cdot \frac{H}{m^2}$$

$$\sigma_{adm} := 2 \cdot \frac{1}{m}$$

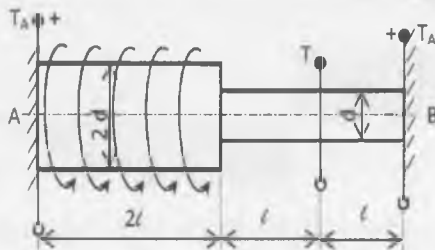
$$L_0 := 1.5$$

$$t := 400$$

$$d := 2.5 \cdot 10^{-2}$$

$$T := 2 \cdot t \cdot L_0$$

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$



VII.11-shakl

Kesim yuza shakli: doiraviy, oraliqlar soni 3 ta.

Masalaning echilishi:

CHizmadan ko'rinib turibdiki, masala bir marta statik aniqmasdir. CHunki noma'lum reaksiya kuchlari soni ikkiga va statika tenglamalari soni esa birga tengdir.

Masalaning statik tomonini tahlil qilib, quyidagi muvozanat tenglamasini yozamiz:

$$\sum M(z) = 0 \quad T_A - t \cdot 2 \cdot L_0 + T - T_B = 0$$

Bu masalani teng kuchli tizim tanlash usulida echamiz.

Garchi chap tomondagi B tayanchda reaksiya kuchining qiymati hozircha noma'lum bo'lsa-da, Guk qonunini qo'llab teng kuchli tizim uchun quyidagi ifodani tuzish mumkin:

$$\frac{T \cdot L_0}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} + \frac{T \cdot 2 \cdot L_0}{G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} - \frac{t \cdot 2 \cdot L_0 \cdot 2 \cdot L_0}{2 \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} - \frac{T_B \cdot 2 \cdot L_0}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} - \frac{T_B \cdot 2 \cdot L_0}{G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} = 0$$

Given/Find hisoblash bloki asosida tayanchlardagi reaksiyani aniqlaymiz.

Birinchii yaqinlashuv:		
Given	$T_A := 15$	$T_B := 9$

Tenglamalar:	$TA - t \cdot 2 \cdot L0 + T - TB = 0$
	$\frac{T \cdot L0}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} + \frac{T \cdot 2 \cdot L0}{G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} - \frac{t \cdot 2 \cdot L0 \cdot 2 \cdot L0}{2 G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} - \frac{TB \cdot 2 \cdot L0}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} - \frac{TB \cdot 2 \cdot L0}{G \cdot \frac{\pi \cdot (1.1d)^4}{32}} = 0$
Tenglamani echish: $\left(\begin{matrix} TA \\ TB \end{matrix} \right) := \text{Find}(TA, TB)$	
Javob:	$TA = 600 \quad TB = 600$

Burovchi moment va urunma kuchlanishlarni aniqlashga o'tamiz.

Oraliq: **Burovchi moment:**

I $T1(z) := TA - t \cdot z$

II $T2(z) := TA - t \cdot 2L0$

III $T3(z) := TA - t \cdot 2L0 + T$

Urunma kuchlanish:

$$\tau_1(z) := (TA - t \cdot z) \div \left[\pi \cdot \frac{(1.1d)^2}{4} \right]$$

$$\tau_2(z) := (TA - t \cdot 2L0) \div \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

$$\tau_3(z) := (TA - t \cdot 2L0 + T) \div \left(\pi \cdot \frac{d^2}{4} \right)$$

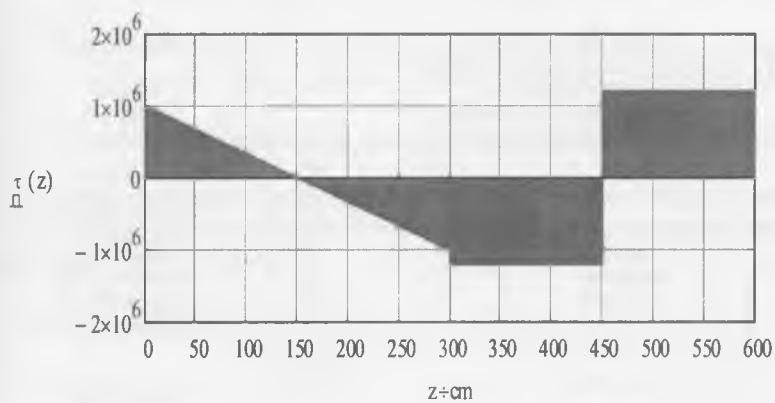
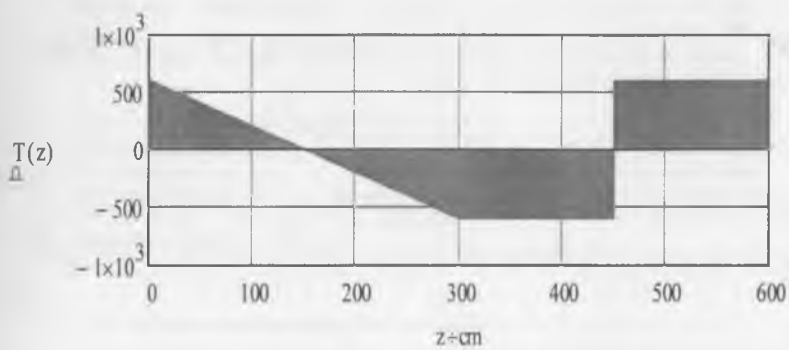
Burovchi moment:

$$\underline{T}(z) := \begin{cases} T1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ T2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ T3(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

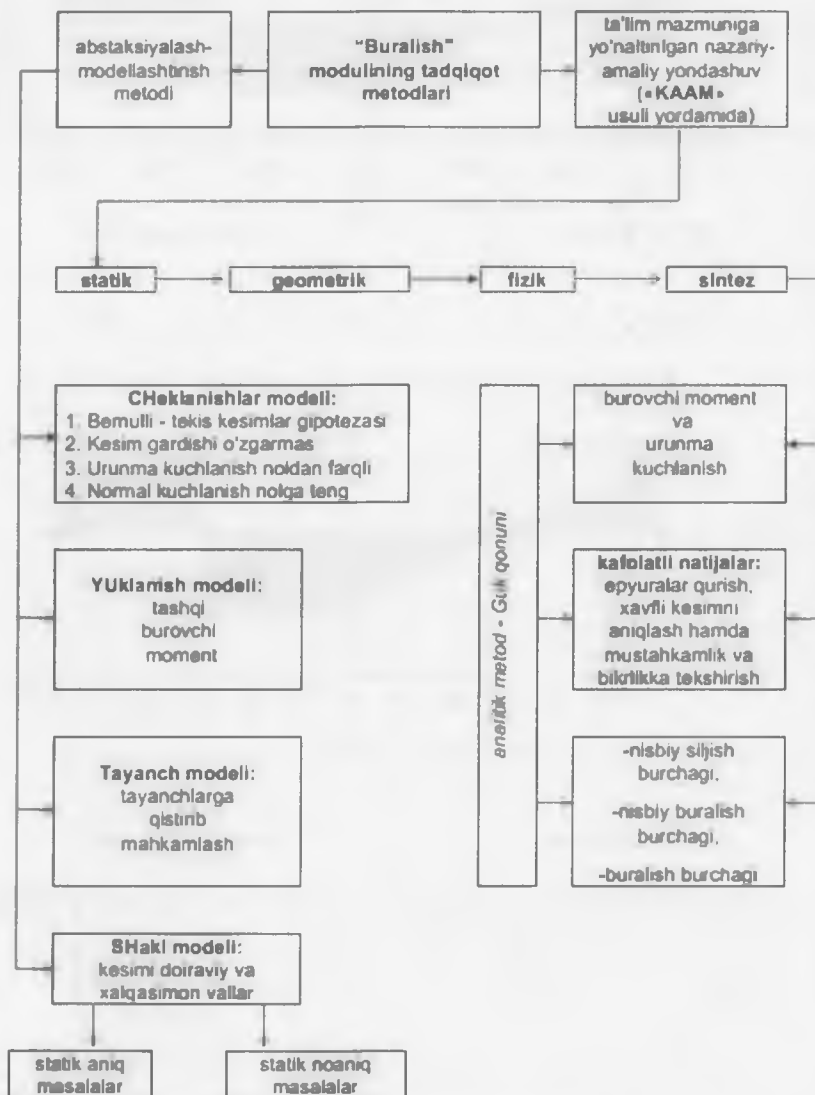
Urunma kuchlanish:

$$\underline{\tau}(z) := \begin{cases} \tau_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2L0 \\ \tau_2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 3 \cdot L0 \\ \tau_3(z) & \text{if } 3 \cdot L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \end{cases}$$

"Graf" menyusi yordamida ikkala epyuralarni quramiz.



Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *turkiy-mantiqiy* algoritm asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar

1. Nisbiy buralish burchagi qanday aniqlanadi?
2. Nisbiy siljish va nisbiy buralish burchaklari orasida qanday munosabat mavjud?
3. Buralishda qarshilik momenti qanday aniqlanadi? Uning o'lcham birligini yozing.
4. Qanday kattalik buralishdagi bikrlilik deyiladi? Uning o'lcham birligini yozing.
5. Buralishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?
6. Kesimi doiraviy vallar buralganda kesimning qaysi nuqtalarida eng katta urunma kuchlanishlar paydo bo'ladi?
7. Kesimi doiraviy vallar buralganda mustahkamlik sharti qanday ko'rinishda yoziladi?
8. Doiraviy kesimli va ichi g'ovak vallar buralganda bikrlilik sharti qanday ifodalanadi?
9. Mustahkamlik va bikrlilik shartlarini qanoatlantiruvchi vallarning diametrlarini aniqlash formulalarini o'zaro taqqoslash orqali, ularning mazmun-mohiyatini yoriting.
10. Buralishda deformatsiyaning potensial energiyasini aniqlash formulasini yozing va uni tushuntiring.
11. MathCAD dasturi asosida buralishda statik aniqmas masalalar qanday tartibda echiladi? Ushbu savolga javob berishda imkoni boricha oddiyroq masalani echish jarayonini bayon qiling.

VIII-MODUL. TEKIS EGILISHDA KUCHLANISHLARNI ANIQLASH

Modulning asosiy maqsadi: sof va ko'ndalang egilishlarga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinlarning egilishini nazariy-tajribaviy tadqiqotlar natijasida olingan mustahkamlik sharti asosida tahliliy o'rganish hamda mustahkamlikka tekshirish, mustahkam kesim yuza o'lchamlarini to'g'ri tanlash va to'sin ko'tara oladigan eng katta xavfsiz yukni aniqlash, shuningdek mustahkamlikni bosh kuchlanishlar asosida ham tekshirish, kesimlarining ratsional shakllarini tanlash, teng qarshilik ko'rsatuvchi to'sinlarni loyihalash-hisoblashlarga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kesishuvchi kuchlar tizimi, tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar tizimi, statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish.
2	Matematika va AKT	Funksiyalarning grafiklarini qurishga MathCAD dasturini qo'llash, trigonometrik funksiyalar, hosila, aniq integral, uchburchaklarning o'xshashlik alomatlari, tenglamalar tizimini echish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallarni prokatlash to'g'risida umumiy tushunchalar, prokat mahsulotlari: shveller, qo'shtavr, tunuka, quvur singari sortamentlardan amalda foydalanish.
4	Materiallar qarshiligi	"KAAM" usulining mazmun-mohiyati. Tayanch turlari. Epyura qurish va tekshirish tartibi, xavfli kesimlarni topish. Oddiy shakllarning inersiya momentlari, qarshilik momentlari.

8.1-§. Asosiy tushunchalar

Agar barcha tashqi yuklar (tayanch reaksiyalari ham) to'sinning bo'ylama o'qidan o'tuvchi bitta tekislikda yotsa va bu tekislik simmetriya tekisliklari bilan ustma-ust tushsa, u holda egilish ham mazkur simmetriya tekisligida sodir bo'ladi, odatda, bunday egilish **tekis egilish** deb yuritiladi.

Agar barcha tashqi yuklar (tayanch reaksiyalari ham) to'sinning bo'ylama o'qidan o'tuvchi bitta tekislikda yotsa, lekin bu tekislik bosh inersiya tekisliklari bilan ustma-ust tushmasa, u holda bunday egilish **qiyshiq egilish** deyiladi.

Bu modulda faqat tekis egilish o'rganiladi.

Tashqi yuklarning qo'yilishi va to'sinlarning tayanchlarga mahkamlanish usullariga qarab tekis egilish sof va ko'ndalang egilishlarga ajratiladi.

Sof egilishda to'sinning ko'ndalang kesim yuzalarida kesuvchi kuch nolga teng bo'lib, eguvchi moment o'zgarmas miqdorga teng bo'ladi; **ko'ndalang egilishda** esa kesim yuzalarda eguvchi momentdan tashqari kesuvchi kuch ham paydo bo'ladi.

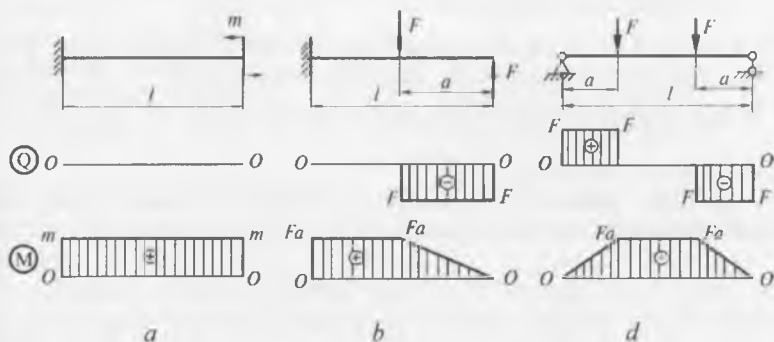
VIII.1-shaklda tasvirlangan to'sinlarning kesuvchi kuch va eguvchi moment epyuralarini tahlil qilib, quyidagi xulosalarga kelish mumkin (bu erda to'sinlarning xususiy og'irlik kuchlari e'tiborga olinmagan):

VIII.1-shakl, *a* da tasvirlangan to'sin faqat sof egilishga qarshilik ko'rsatadi;

VIII.1-shakl, *b* da tasvirlangan to'sinning chap qismi sof egilishga, o'ng qismi esa ko'ndalang egilishga qarshilik ko'rsatadi;

VIII.1-shakl, *d* da tasvirlangan to'sinning faqat o'rta qismi sof egilishga, chap va o'ng qismlari esa ko'ndalang egilishga qarshilik ko'rsatadi.

To'sinning ko'ndalang kesimlaridagi ichki zo'riqlishlarni mazkur kesimlarda paydo bo'luvchi kuchlanishlar muvozanatlaydi. Aniqrog'i, eguvchi momentni normal kuchlanish, kesuvchi kuchni esa urunma kuchlanish muvozanatlaydi.



VIII.1-shakl

Demak, normal kuchlanish faqat eguvchi momentga, urunma kuchlanish esa kesuvchi kuchga bog'liq ekan, ya'ni: $\sigma = \sigma(M)$ va $\tau = \tau(Q)$.

Bu xulosa normal va urunma kuchlanishlarni alohida aniqlashga, ya'ni sof va ko'ndalang egilishlarni bir-biridan mustaqil ravishda o'rganishga imkon beradi.

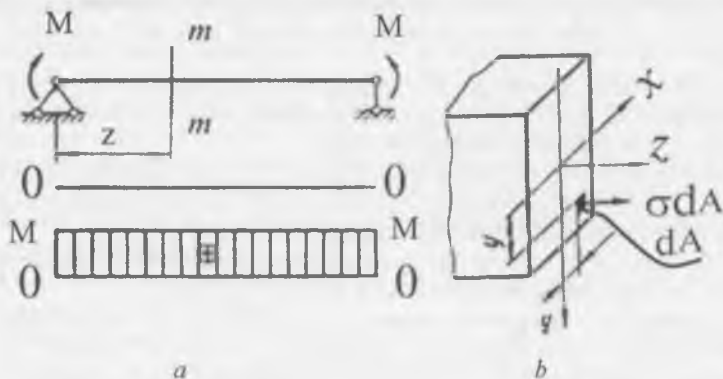
8.2-§. Sof egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash

Sof egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinni tekshiramiz (VIII.2-shakl, *a*).

To'sinning ixtiyoriy kesimlarida paydo bo'luvchi eguvchi momentlarni muvozanatlovchi normal kuchlanishni aniqlash maqsadida masalaga statik, geometrik va fizik nuqtai nazardan yondashish zarur.

I. Masalaning statik tomoni. Quyidagi ishlarni ketma-ket bajaramiz:

1) to'sinni chap tayanchdan ixtiyoriy z o'qi bo'yicha $m-m$ tekislik bilan fikran qirqamiz.



VIII.2 – shakl

2) m - m kesimning o'ng tomonini tashlab yuborib, to'sinning qolgan qismini alohida ajratamiz (VIII.2-shakl, b). Kesimdan koordinatalari x , y va yuzasi dA bo'lgan element ajratib olamiz; bu elementga faqat $dN_z = \int_{(A)} \sigma dA$ ichki zo'riqish ta'sir ko'rsatadi;

3) ajratilgan qismning muvozanatini tekshiramiz. Umumiy holda oltita muvozanat tenglamasini tuzish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= 0, & \sum M_{xi} &= 0, \\ \sum Y_i &= 0, & \sum M_{yi} &= 0, \\ \sum Z_i &= 0, & \sum M_{zi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.1})$$

Biz tekshirayotgan holat uchun yuqoridagi tenglamalarning dastlabki ikkitasi ayniyat ravishda nolga aylanadi; chunki dN_z ichki zo'riqish kuchi ox va oy o'qlariga nisbatan tik yo'nalgan.

Muvozanat tenglamalarining uchinchisi quyidagicha yoziladi:

$$\int_{(A)} \sigma dA = 0 \quad (a)$$

to'rtinchisi

$$M - \int_{(A)} \sigma dA y = 0 \quad (b)$$

va beshinchisi esa

$$\int_{(A)} \sigma dA x = 0 \quad (d)$$

ko'rinishda ifodalanadi.

Nihoyat, muvozanat tenglamalarining oxirgisi ayniyat ravishda nolga aylanadi, chunki dN_z zo'riqish kuchi Oz o'qiga parallel yo'nalgan.

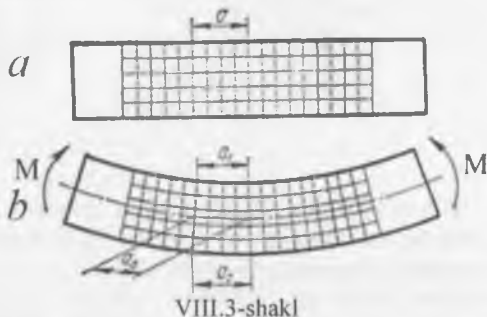
SHunday qilib, cheksiz ko'p noma'lum miqdor σ ga ega bo'lgan

$$\left. \begin{aligned} \int_{(A)} \sigma dA &= 0 \\ \int_{(A)} \sigma y dA - M &= 0 \\ \int_{(A)} \sigma x dA &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (e)$$

ko'rinishdagi uchta tenglamalar tizimiga ega bo'ldik. SHu jihatdan qaraganda sof egilishda normal kuchlanishni aniqlash masalasi statik aniqmas ekan.

II. Masalaning geometrik tomoni.

Sof egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sin (masalan, rezinadan yasalgan)ning sirtiga to'r chizilgan deb faraz qilaylik (VIII.3-shakl, a).



VIII.3-shakl

U holda deformatsiyadan so'ng quyidagi hodisalar namoyon bo'lishini kuzatish mumkin:

- to'sinning sirtidagi bo'ylama chiziqlar deformatsiyadan keyin oraliq masofani o'zgartirmasdan egrilaniadi; ko'ndalang chiziqlar esa to'g'riligicha qoladi. Bu hol, birinchidan y o'qi yo'nalishida chiziqli deformatsiya ($\varepsilon_y = 0$) mavjud emasligini, ikkinchidan esa Bernulli gipotezasining to'g'ri ekanligini tasdiqlaydi.

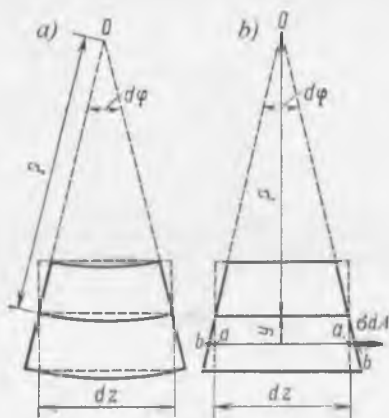
- to'sinning qavariq tomonidagi tolalari cho'zilib ($a_2 > a$), botiq tomonidagi tolalari esa siqiladi ($a_1 < a$); ular orasida yotuvchi qandaydir tolalar o'z uzunliklarini o'zgartirmaydi: $a_0 = a = \text{const}$ bo'ladi (VIII.3-shakl, b). Demak, to'sinning cho'zilgan va siqilgan tolalar qatlami orasida shunday qatlam mavjud ekanki, unda yotuvchi tolalar to'sin egilganda ham o'z uzunliklarini o'zgartirmas ekan.

To'sinning cho'zilmagan va siqilmagan tolalari yotgan qatlami **neytral qatlam** deyiladi. Neytral qatlam tekisligi bilan to'sinning ko'ndalang kesim tekisligi kesishgan chiziq mazkur kesimning **neytral o'qi** deb ataladi. To'sin egilganda har bir ko'ndalang kesim o'zining neytral o'qi atrofida aylanadi.

Brusdan ajratib olingan dz uzunlikdagi elementni ko'rib chiqamiz (VIII.4-shakl, a);

neytral qatlamdan yuqoridagi barcha tolalar siqilib, pastki tolalar esa cho'ziladi. Masalan, ikkita qo'shni kesim bir-biriga qarab og'adi va $d\varphi$ burchak hosil qiladi.

VIII.4-shakl, b bo'yicha neytral qatlamdan y masofada yotuvchi $\overline{aa}$ tolaning cho'zilishi har birining qiymati $y \cdot \frac{d\varphi}{2}$ ga teng bo'lgan 2 ta $\overline{ab}$ dan iboratdir.



VIII.4-shakl

SHunday qilib, ixtiyoriy tolaning umumiy cho'zilishi $\Delta dz = y \cdot d\varphi$ ga teng bo'ladi. SHuningdek, $dz = \rho \cdot d\varphi$ bo'lganligi uchun mazkur tolaning nisbiy cho'zilishi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\varepsilon = \varepsilon_z = \frac{\Delta dz}{dz} = \frac{y \cdot d\varphi}{\rho \cdot d\varphi} = \frac{1}{\rho} \cdot y \quad (\text{VIII.2})$$

Bu erda ρ -neytral qatlamning hozircha noma'lum bo'lgan egrilik radiusi.

Demak, tekshirilayotgan tolaning nisbiy cho'zilishi neytral o'qqacha bo'lgan masofaga to'g'ri mutanosib ekan.

III. Masalaning fizik tomoni. Masalani fizik nuqtai nazardan tahlil qilish uchun tekshirilayotgan ab tolaning kuchlanish holatini bilish muhimdir. YUqorida ko'rib o'tganimizdek, birinchidan tolaning dA ko'ndalang kesimida urunma kuchlanish ta'sir ko'rsatmaydi; u holda urunma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan, to'sin o'qiga parallel kesimlarda ham urunma kuchlanishlar paydo bo'lmaydi. Ikkinchidan qo'shni tolalarning y o'qi yo'nalishidagi o'zaro ta'sirini ifodalovchi normal kuchlanish ham nolga teng, chunki mazkur yo'nalishda chiziqli deformatsiya ($\varepsilon_y=0$) mavjud emas.

Bundan chiqdi, to'sinning barcha bo'ylama tolalari bir-birlariga bosim ko'rsatmasdan, balki ular chiziqli kuchlanish holatida bo'lib, mustaqil ravishda faqat cho'zilar yoki siqilar ekan; bu xulosa neytral o'qdan u masofada turgan tolalardagi normal kuchlanishlarni aniqlash uchun oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi Guk qonunini qo'llashga imkon beradi:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon_z$$

(VIII.3)

IV. Sintez. (VIII.1) munosabatni nazarda tutib, normal kuchlanish uchun quyidagi ifodani yozamiz:

$$\sigma = E \cdot \frac{\gamma}{\rho} \quad (\text{VIII.4})$$

Demak, sof egilishda to'sinning ko'ndalang kesimida yotgan barcha nuqtalarning normal kuchlanishi, mazkur nuqtadan neytral o'qqacha bo'lgan masofaga to'g'ri mutanosib ravishda o'zgarar ekan.

Oxirgi formula garchi normal kuchlanishning kesim yuza balandligi bo'yicha chiziqli qonuniyat bilan o'zgarishini ifodalasa-da, ammo uning yordamida kuchlanishni hisoblab bo'lmaydi, chunki neytral o'qning holati va neytral qatlamning egrilik radiusi hozircha bizga ma'lum emas. SHu bois, (VIII.4) ifodani e'tiborga olgan holda (e) tenglamalar tizimini quyidagicha yozamiz:

$$\left. \begin{aligned} \int_{(A)} E \frac{\gamma}{\rho} dA &= \frac{E}{\rho} \int_{(A)} \gamma dA = 0 \\ \int_{(A)} E \frac{\gamma}{\rho} y dA - M &= \frac{E}{\rho} \int_{(A)} y^2 dA - M = 0 \\ \int_{(A)} E \frac{\gamma}{\rho} x dA &= \frac{E}{\rho} \int_{(A)} x y dA = 0 \end{aligned} \right\} \quad (f)$$

Bizga ma'lumki, (f) ifoda tarkibidagi integral munosabatlar, tegishli ko'ndalang kesim yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momentini, o'qli inersiya momentini hamda x va y o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentini ifodalaydi (VI-modulga qarang):

$$S_x = \int_{(A)} y dA, \quad J_x = \int_{(A)} y^2 dA, \quad D_{xy} = \int_{(A)} x y dA \quad (g)$$

$\frac{E}{\rho} = \text{const}$ va ρ nolga teng bo'lmagan miqdordir.

Demak, oxirgi ifodaning birinchi va uchinchisidan $S_x = 0$ va $D_{xy} = 0$ ekanligi kelib chiqadi. S_x ning nolga teng bo'lishi x o'qining kesim yuza og'irlik markazidan o'tishini, D_{xy} ning nolga teng bo'lishi esa ox va oy o'qlarning bosh o'qlar ekanligidan dalolat beradi.

(f) ifodaning ikkinchisidan neytral qatlamning egriligini topamiz:

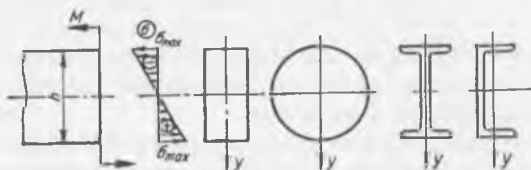
$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{E J_x} \quad (\text{VIII.5})$$

Nihoyat, oxirgi ifodani (VIII.4) ga qo'yib, quyidagi munosabatga ega bo'lamiz:

$$\sigma = \frac{M}{J_x} y \quad (\text{VIII.6})$$

Bu erda $M = M_x(z)$ -kuchlanish topiladigan kesimdagi eguvchi moment.

Olingan ifoda sof egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinning ko'ndalang kesimida yotuvchi istalgan nuqtadagi **normal kuchlanish**ni aniqlash formulasi yoki **Nave** formulasi deyiladi.



VIII.5- shakl

(VIII.5) formuladan ko‘rinib turibdiki, normal kuchlanish y masofaga chiziqli bog‘liqdir; VIII.5-shaklda neytral o‘qqa nisbatan simmetrik, VIII.6-shaklda esa nosimmetrik bo‘lgan ba’zi kesim yuzalar uchun normal kuchlanishning kesim yuza balandligi bo‘yicha taqsimlanishini ko‘rsatuvchi normal kuchlanish epyurasi keltirilgan. Ushbu epyuradagi musbat ishora tolalarning cho‘zilishini, manfiy ishora esa ularning siqilishini ko‘rsatadi:

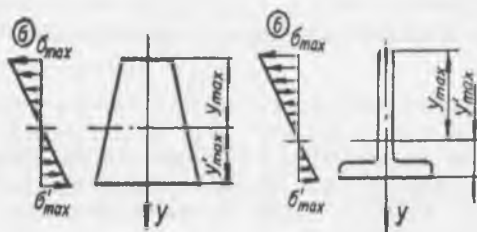
$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\max}^v &= \frac{M}{J_x} y_{\max} = \frac{M}{\frac{J_x}{y_{\max}}} \\ \sigma_{\max}^c &= \frac{M}{J_x} y'_{\max} = \frac{M}{\frac{J_x}{y'_{\max}}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VIII.7})$$

Oxirgi formulalarning maxrajidagi ifodalar ko‘ndalang kesim yuzaning neytral o‘qqa nisbatan qarshilik momentini ifodalaydi (6.9-§ ga qarang):

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}}, \quad W'_x = \frac{J_x}{y'_{\max}}.$$

SHunday qilib, cho‘zilgan tolalardagi normal kuchlanish quyidagiga teng ekan:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_y} \quad (\text{VIII.8})$$



VIII.6-shakl

SHuni ta'kidlab o'tish muhimki, (VIII.5) formula garchi sof egilish holati uchun chiqarilgan bo'lsada, undan ko'ndalang egilgan to'sinning kesimidagi har qanday nuqtaning normal kuchlanishini aniqlashda ham foydalanish mumkin.

8.3-§. Ko'ndalang egilishda urunma kuchlanishlarni aniqlash

Aytaylik, ko'ndalang egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinning ixtiyoriy kesimlarida hosil bo'luvchi urunma kuchlanishlarning miqdori va kesim yuza bo'yicha taqsimlanish qonuniyatlarini aniqlash talab etilsin.

I. Masalaning statik tomoni. Har galgidek, quyidagi ishlarni ketma-ket bajaramiz:

1) kesish usuliga asoslanib, dz uzunlikdagi cheksiz kichik element-bo'lakchani ajratib olamiz (VIII.7-shakl, a).

2) ajratilgan bo'lakchani muvozanat holatini saqlash uchun unga tashlab yuborilgan qismlarning ko'rsatgan ta'sirini ichki kuchlar bilan almashtiramiz (VIII.7-shakl, b).

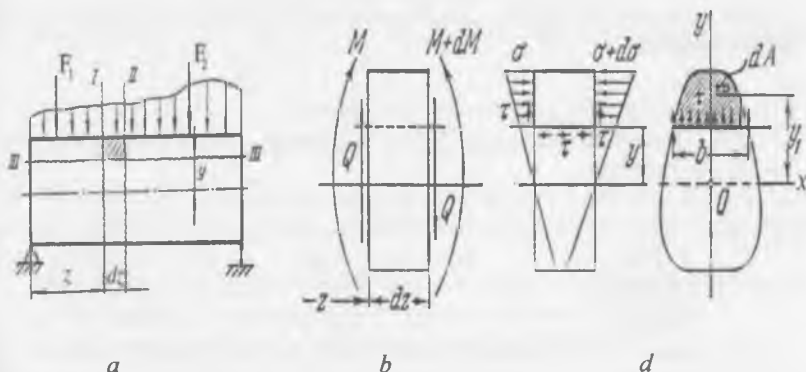
Quyidagi cheklanishlarga tayanamiz:

- ko'ndalang kesimda hosil bo'luvchi urunma kuchlanishlar kesuvchi kuchga parallel yo'nalgan;
- neytral o'qdan baravar masofada turgan barcha nuqtalardagi urunma kuchlanishlar teng.

Kesim yuza bo'yicha ta'sir qilayotgan urunma kuch (kuchlanish) lar yig'indisi faqat ko'ndalang kuch bilan muvozanatlashadi:

$$Q = \int_{(A)} \tau_y dA \quad (a)$$

Demak, urunma kuchlanishlar miqdor jihatidan ko'ndalang kuchga teng, yo'nalishi esa uning yo'nalishiga teskari ekan.



VIII.7-shakl

Endi urunma kuchlanishlarning kesim yuza bo'yicha qanday taqsimlanganligini ko'rib chiqamiz (VIII.7-shakl, d).

Buning uchun esa avvalo ko'ndalang kesimning o'ziga xos nuqtalari atrofidan olingan ixtiyoriy dA yuzachalardagi kuchlanishlarni aniqlash zarur.

Ko'ndalang kesimlardagi boshqa barcha nuqtalardan o'tuvchi yuzalardagi urunma kuchlanishning qiymati noldan farqli.

YUqoridagi mulohazalardan ko'ndalang kesimdagi urunma kuchlanishlar umumiy holda $\tau_y = \tau(y)$ egri chiziqli qonuniyat bo'yicha uzluksiz o'zgaradi, degan xulosaga kelish mumkin.

II. Masalaning geometrik tomoni. Kesimlarda hosil bo'luvchi urunma kuchlanishlar natijasida siljish deformatsiyasi sodir bo'lishi tabiiy. SHu sababli siljish deformatsiyasi ham kesim yuza balandligi bo'yicha $\gamma = \gamma(y)$ egri chiziqli qonuniyat asosida uzluksiz o'zgarishi shart.

Endi deformatsiyalarning uzluksizligini e'tiborga olib, tajriba natijalarini ikkinchi tartibli egri chiziq ko'rinishida ifodalaymiz. Bu egri chiziqni parabolaning tenglamasi ko'rinishida quyidagicha yozish mumkin:

$$\gamma_y = \gamma_{\max} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right) \quad (\text{VIII.9})$$

Bunda $\gamma_{\max}$ -eng katta siljish burchagi bo'lib, tenglamaning parametridir.

III. Masalaning fizik tomoni. (VIII.7) formulani nazarda tutib, siljishdagi Guk qonunini quyidagicha yozamiz:

$$\tau_y = G \gamma_{\max} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right) \quad (\text{VIII.10})$$

Demak, urunma kuchlanish y koeffitsienti va $\gamma_{\max}$ parametrlar bilan funksional bog'lanishda ekan.

IV. Sintez. Dastlab $\gamma_{\max}$ parametрни aniqlaymiz.

(VIII.8) formulani e'tiborga olib, statikaning muvozanat tenglamasini tubandagicha yozamiz:

$$Q = \int_{(A)} G \gamma_{\max} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right) dA = G \gamma_{\max} \left[\int_{(A)} dA - \frac{4}{h^2} \int_{(A)} y^2 dA \right] \quad (\text{b})$$

Qavs ichidagi birinchi integral kesim yuza A ga, ikkinchisi esa neytral o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti J_x ga teng; shu bois, eng katta siljish burchagini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\gamma_{\max} = \frac{Q}{G(A - 4 \frac{J_x}{h^2})} \quad (\text{VIII.11})$$

Oxirgi ifodani e'tiborga olib, (VIII.8) formulani quyidagicha yozamiz:

$$\tau_y = \frac{\left(1 - 4 \frac{y^2}{h^2}\right)}{A - 4 \frac{J_x}{h^2}} Q = \frac{Q \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right)}{\frac{h^2}{4} A - J_x} \quad (\text{VIII.12})$$

(VIII.10) formula bilan ko'ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urunma kuchlanishni aniqlash mumkin. Ammo bu formula deyarli barcha adabiyotlarda birmuncha boshqacharoq ko'rinishda keltirilgan. SHu sababli, quyidagi xususiy holni tahlil qilish maqsadga muvofiqdir.

Aytaylik, to'sinning kesimi to'g'ri to'rtburchak shaklida bo'lsin (VIII.8-shakl).

To'g'ri to'rtburchakli kesim yuzasi uchun $A = bh$, $J_x = \frac{bh^3}{12}$ ekanligini nazarda tutsak, tegishli soddalashtirishdan so'ng

$$\tau_y = \frac{\left(1 - 4 \frac{y^2}{h^2}\right)}{\frac{2}{3}bh} Q$$

yoki

$$\tau_y = \frac{\frac{b}{2} \frac{h^3}{4} \left(1 - 4 \frac{y^2}{h^2}\right)}{\frac{b}{2} \frac{h^3}{4} \frac{2}{3}bh} Q = \frac{\frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right)}{bJ_x} Q \quad (\text{VIII.13})$$

ifodani hosil qilamiz.

Oxirgi ifodaga $S_x^{ajr} = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2\right)$ belgilashni kiritib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\tau_y = \frac{Q S_x^{ajr}}{bJ_x} \quad (\text{VIII.14})$$

Bu erda, S_x^{ajr} -ko'ndalang kesimdan urunma kuchlanishi topilishi kerak bo'lgan qatlamning yuqorisidan ajratib olingan yuzachaning neytral o'qqa nisbatan statik momenti;

$b=b_y$ - urunma kuchlanishi topiladigan qatlamdagi ko'ndalang kesimning eni;

J_x - ko'ndalang kesimning neytral o'qqa nisbatan inersiya momenti;

$Q = Q_x$ - tekshirilayotgan ko'ndalang kesimdagi kesuvchi kuch.

(VIII.14) formulani dastlab rus muhandisi D.I.Juravskiy keltirib chiqargan; shuning uchun bu formula **Juravskiy** formulasi yoki ko'ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi **urunma kuchlanishni aniqlash formulasi** deb ataladi.

(VIII.14) formula yordamida urunma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asoslanib to'sinning bo'ylama kesimlaridagi urunma kuchlanishlarni ham aniqlash mumkin. To'g'ri to'rtburchakli kesimning neytral o'qqa nisbatan statik momentini aniqlaymiz:

$$S_x^{ajr.} = A_{ajr.} \cdot y_c = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (\text{VIII.15})$$

chunki $A_{ajr.} = b \cdot \left(\frac{h}{2} - y \right)$, $y_c = y + \frac{\left(\frac{h}{2} - y \right)}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + y \right)$

Bundan tashqari, $J_x = \frac{b h^3}{12}$, $b = \text{const}$ ekanliklari ma'lum. Natijada quyidagi ifoda hosil bo'ladi:

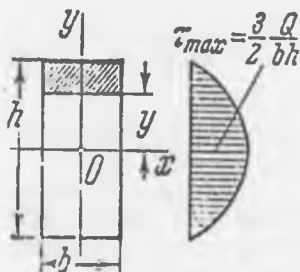
$$\tau_y = \frac{Q \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)}{b \frac{b h^3}{12}} = \frac{6Q}{b h^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (\text{VIII.16})$$

Demak, urunma kuchlanish kesim yuza balandligi bo'yicha parabola qonuniyatiga mos ravishda o'zgarar ekan.

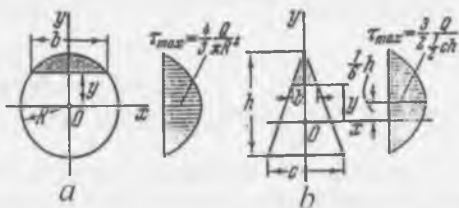
Eng katta urunma kuchlanish neytral o'q ustidagi nuqtalarda bo'lib, uning qiymati quyidagiga tengdir:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{\max}}{A} \quad (\text{VIII.17})$$

Demak, ko'ndalang egilishdagi eng katta urunma kuchlanish sof siljish holatidagi o'rtacha urunma kuchlanish $\tau_{o'rt.} = \frac{Q_{\max}}{A}$ dan 1,5 marta katta ekan.



VIII.8-shakl



VIII.9-shakl

VIII.9-shakl, a va b larda kesimi tegishli uchburchakli to'sinlar uchun urunma kuchlanishning epyurasi keltirilgan (talabalarga mustaqil bajarish tavsiya etiladi). Bu epyuralardan quyidagi xulosalarga kelish mumkin:

a) doiraviy kesimlarda eng katta urunma kuchlanish neytral o'q ustidagi nuqtalarda bo'lib, uning qiymati quyidagicha

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \frac{Q_{\max}}{\pi R^2} \quad (d)$$

b) uchburchakli kesimlarda eng katta urunma kuchlanish neytral o'qdan $\frac{h}{6}$ masofadan o'tuvchi chiziq ustida joylashgan nuqtalarda bo'lib, qiymati quyidagicha

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{\max}}{0,5bh} \quad (e)$$

8.4-§. To'sinlarning mustahkamligini normal kuchlanishlar bo'yicha tekshirish

Agar to'sinning ixtiyoriy ko'ndalang kesimlarida hosil bo'luvchi normal kuchlanishning eng katta qiymati uning materiali uchun joiz normal kuchlanishdan oshib ketmasa, u holda to'sinning mustahkamligi ta'minlangan deb hisoblanadi.

CHO'zilish va siqilishga bir xilda qarshilik ko'rsatuvchi materiallardan yasalgan va kesim shakli neytral o'qqa nisbatan simmetrik bo'lgan to'sinlarning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (VIII.18)$$

bunda $M_{\max}$ - to'sinning xavfli kesimidagi eguvchi moment;

σ_{adm} - to'sin materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

To'sinning mustahkamlik shartidan quyidagi uch xil masala hal qilinadi:

a) *mustahkamlikka tekshirish:*

Agar ko'ndalang kesim o'lchamlari oldindan berilgan to'singa qo'yilgan tashqi kuchlarning miqdori ma'lum bo'lsa, u holda xavfli kesimdagi normal kuchlanish $\sigma_{\max}$ aniqlanib, uni to'sin materiali uchun joiz kuchlanish σ_{adm} bilan solishtirib ko'rish mumkin:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm} \quad (a)$$

Bu kuchlanishlar orasidagi farq 5 foizdan oshmasligi kerak, aks holda to'sinning mustahkamligi yoki materialning tejalishi ta'minlanmay qoladi.

b) *mustahkam kesim yuza tanlash.*

Agar to'singa qo'yilgan tashqi kuchlarning miqdori va uning materiali ma'lum bo'lsa, u holda to'sin ko'ndalang kesimining xavfsiz o'lchamlarini topib, mustahkam kesim yuza tanlash mumkin. Buning uchun kesimning muayyan shakliga ko'ra qarshilik momentining geometrik ifodasi tuziladi va u

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} \quad (b)$$

formuladan aniqlangan qarshilik momenti bilan tenglashtiriladi hamda undan kerakli o'lchamlar aniqlanadi.

Bordi-yu, to'sin prokat po'latdan yasalgan bo'lsa, (b) formuladan topilgan W_x ning qiymatiga ko'ra to'sinning ko'ndalang kesim o'lchamlari sortamentdan tanlanadi (qo'shtavr, shveller va boshqalar).

d) to'sin ko'tara oladigan eng katta kuchni topish.

Agar to'sinning ko'ndalang kesim o'lchamlari va uning materiali oldindan ma'lum bo'lsa, u holda to'sin ko'tara oladigan tashqi kuchning eng katta qiymatini aniqlash mumkin. Buning uchun

$$M_{\max} \leq \sigma_{adm} \cdot W_x \quad (d)$$

formuladan xavfli kesimdagi eguvchi momentni aniqlab, uni to'singa qo'yilgan tashqi kuchlar bilan bog'lash etarli; hosil qilingan ifodadan to'singa qo'yilishi mumkin bo'lgan tashqi kuchlar topiladi.

SHuni ta'kidlab o'tish muhimki, agar to'sin cho'zilish va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatuvchi material (masalan, mo'rt material)lardan yasalgan bo'lsa hamda kesim shakli neytral o'qqa nisbatan nosimmetrik bo'lsa, u holda mustahkamlik shartini cho'ziluvchi va siqiluvchi kesimlar uchun alohida-alohida tuzish zarur:

$$\sigma_{\max}^+ = \frac{M_{\max}}{W_x^+} \leq \sigma_{adm}^+ \quad \sigma_{\max}^- = \frac{M_{\max}}{W_x^-} \leq \sigma_{adm}^- \quad (e)$$

8.5-§. To'sinlarning mustahkamligini urunma kuchlanishlar bo'yicha tekshirish

To'sinlarning urunma kuchlanishga puxta qarshilik ko'rsatishini ta'minlash uchun uning kesimlarida paydo bo'luvchi maksimal urunma kuchlanish $\tau_{\max}$ ning mazkur to'sin materiali uchun joiz urunma kuchlanishdan oshib ketishiga yo'l qo'ymaslik kerak:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_{x(\max)}^{ajr.}}{b J_x} \leq \tau_{adm} \quad (VIII.19)$$

bunda $S_{x(\max)}^{ajr.}$ - ko'ndalang kesimning neytral o'qdan bir tomonda joylashgan yuzaning mazkur o'qqa nisbatan statik momenti;

τ_{adm} - to'sin materiali uchun joiz kuchlanish (po'latdan yasalgan to'sinlar uchun $\tau_{adm} \approx (0,52 - 0,61) \cdot \sigma_{adm}$).

Ba'zi materiallar, xususan yog'och materiallari siljish (urunma kuchlanish)ga zaif qarshilik ko'rsatadi. Aniqliq, yog'ochdan yasalgan to'sinlarning neytral qavatidagi tolalari urunma kuchlanishlarga chidash bera olmasdan neytral qavat tekisligi bo'yicha yorilib ketadi. SHu sababli, bunday to'sinlarning mustahkamligini albatta, urunma kuchlanishlarga nisbatan tekshirib ko'rish lozim.

8.6-§. To'sinlarning mustahkamligini bosh kuchlanishlar asosida tekshirish

Ko'ndalang egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinlarning ixtiyoriy kesimlaridagi normal va urunma kuchlanishlarning epyuralarini tahlil qilib, xavfli nuqtalar haqida quyidagi mulohazalarga kelamiz (VIII.10 -shakl, a):

a) normal kuchlanishlari eng katta qiymatga erishgan nuqtalari xavfli nuqtalar deb hisoblanadi. Bunday nuqtalar kesim yuzaning eng chekka tolalarida joylashgan bo'ladi (VIII.10-shakl, b); ularning atrofidan ajratib olingan element 1 chiziqli kuchlanish holatida bo'lib, uning mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{VIII.20})$$

ko'rinishda yoziladi.

b) urunma kuchlanishlari eng katta qiymatga ega bo'lgan nuqtalar xavfli nuqtalar deb hisoblanadi. bunday nuqtalar neytral qatlamda joylashadi (VIII.10-shakl, d); ularning atrofidan ajratib olingan element 2 sof siljish holatida bo'ladi va mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{Q S_{x(\max)}^{ajr}}{b J_x} \leq \tau_{adm} \quad (\text{VIII.21})$$

d) normal va urunma kuchlanishlari (garchi ular eng katta qiymatlarga erishmasa ham) birdaniga etarli darajada katta qiymatga ega bo'lgan nuqtalar xavfli nuqtalar deb hisoblanadi. Bunday nuqtalar neytral qatlamdan birorta y masofada joylashgan bo'lib, ularning atrofidan ajratib olingan element 4 tekis kuchlanish holatida bo'ladi. Bunday elementlarning mustahkamligini tekshirish uchun tekis kuchlanish holatining umumiy nazariyasiga tayanib, avvalo bosh kuchlanishlarni topish zarur; so'ngra mustahkamlik nazariyalaridan biri yordamida mustahkamlik sharti yoziladi.

Masalan, mustahkamlikning III nazariyasiga muvofiq:

$$\sigma_1 - \sigma_2 \leq \sigma_{adm} \quad (a)$$

Ma'lumki, tekis kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlar

$$\sigma_{1,2} = 0,5(\sigma_x + \sigma_y) \pm 0,5\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2},$$

ekstremal urunma kuchlanishlar esa

$$\tau_{1,2} = \pm 0,5\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

formulalar yordamida aniqlanadi.

Bosh yuzalarning yo'nalishlari esa quyidagicha topiladi:

$$\operatorname{tg} \alpha_{1,2} = \frac{\tau_{xy}}{\sigma_y - \sigma_{1,2}}$$

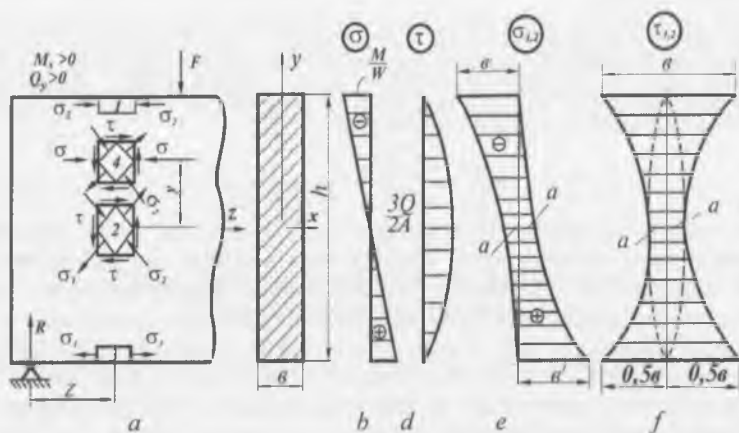
Biz teshirayotgan hol uchun $\sigma_x = \sigma$, $\tau_{xy} = -\tau_{yx} = \tau$ ga teng; bundan tashqari, to'sinning o'qiga tik yo'nalishdagi σ_y normal kuchlanishlar nolga teng bo'ladi, chunki deformatsiya vaqtida to'sinning bo'ylama tolalari bir-birlariga bosim ko'rsatmaydi. SHu sababli yuqoridagi formulalar ancha soddalashadi:

$$\sigma_{1,2} = 0,5\sigma \pm 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (b)$$

$$\tau_{1,2} = \pm 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (c)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1,2} = -\frac{\tau}{\sigma_{1,2}} \quad (d)$$

Bu formulalar tarkibidagi σ va τ larning qiymati mos ravishda Nave va Juravskiy formulalaridan topiladi.



VIII.10-shakl

(b) munosabatni nazarda tutib, (a) dan mustahkamlikning III nazariyasi bo'yicha quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm} \quad (VIII.22)$$

Xuddi shu tarzda, mustahkamlikning IV nazariyasi bo'yicha

$$\sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm} \quad (VIII.23)$$

ifodani hosil qilamiz.

To'sinning mustahkamligini istalgan mustahkamlik nazariyasi yordamida tekshirmaylik, bari-bir muayyan kesimlarning qaysi nuqtalarida σ va τ ning ikkalasi ham birdaniga etarli darajada katta qiymatga erishadi, degan savolga duch

kelamiz. Tekshirishlardan ma'lumki, quyidagi ikki shart bajarilgan taqdirdagina σ va τ lar birdaniga etarli darajada katta qiymatga ega bo'lar ekan:

1. *Eguvchi moment va ko'ndalang kuchlar birdaniga o'zlarining eng katta yoki unga yaqinroq qiymatlariga erishuvchi kesimlarida.*

Umumiy holda, M va Q larning birdaniga maksimal qiymatga erishgan kesimlarini uchratish qiyin. Ammo ba'zi hollarda, xususan konsolning qistirib mahkamlangan kesimlarida, og'ir yuk quyilgan nuqta tayanchga yaqin o'rnatilgan hollardagina M va Q lar birdaniga eng katta qiymatga erishadi.

2. *Ko'ndalang kesim to'satdan o'zgargan joylarda.*

Masalan, qo'shtavrli yoki ichi g'ovak to'g'ri to'rtburchakli kesimlarda τ neytral o'qdan chetga tomon juda sekin kamayadi. Kesimning devori bilan tokchasi qo'shilgan joyda σ va τ larning qiymatlari etarli darajada katta bo'ladi.

SHuni ta'kidlab o'tish zarurki, to'g'ri to'rtburchakli va doiraviy kesimlarda birdaniga σ va τ lar eng katta qiymatga ega bo'ladigan nuqtalar uchramaydi.

Endi (b), (c) va (d) formulalarga tayanib, bitta ko'ndalang kesim yuzasida, ammo turlicha balandliklarda yotuvchi nuqta atrofidan olingan elementlarning kuchlanganlik holatini tekshiramiz.

1 nuqtada $(\sigma = -\frac{M_x}{W_x}, \quad \tau = 0)$

$$\sigma_1 = -0,5 \left(-\frac{M_x}{W_x} \right) + 0,5 \sqrt{\left(-\frac{M_x}{W_x} \right)^2} = 0$$

$$\sigma_2 = -0,5 \left(-\frac{M_x}{W_x} \right) - 0,5 \sqrt{\left(-\frac{M_x}{W_x} \right)^2} = \sigma$$

$$\tau_{1,2} = \pm 0,5 \sigma, \quad \alpha_1 = 90^\circ, \quad \alpha_2 = 0 \quad (\text{chiziqli kuchlanish holati})$$

2 nuqtada $(\sigma = 0, \quad \tau = \frac{3}{2} \frac{Q}{A}) \quad \sigma_1 = \tau_1, \quad \sigma_2 = \tau_1,$

$$\gamma_1 = 135^\circ, \quad \gamma_2 = 45^\circ \quad (\text{sof siljish holati})$$

3 nuqtada $(\sigma = \frac{M_x}{W_x}, \quad \tau = 0)$

$$\sigma_1 = -\sigma, \quad \sigma_2 = 0, \quad \tau_{1,2} = \pm \sigma,$$

$$\gamma_1 = 0^\circ, \quad \gamma_2 = 90^\circ \quad (\text{chiziqli kuchlanish holati})$$

VIII.10-shakl, e va f larda tegishlicha bosh kuchlanishlar va ekstremal kuchlanishlar epyurasining umumiy ko'rinishi tasvirlangan; bu epyuralarning o'ziga xos tomoni shundaki, ularning neytral o'qidagi ordinatlari bir xildir.

8.7-§. Egilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi

Materiallar qarshiligining to'la kursida to'sinning l uzunlikdagi qismida to'plangan potentsial energiya quyidagicha aniqlanishi isbotlangan:

$$U = \int_{(l)} \frac{M^2}{2EJ_x} dz + \int_{(l)} \eta \frac{Q^2}{2GA} dz \quad (\text{VIII.24})$$

Bu erda η -urunma kuchlanishlarning kesim yuza bo'yicha notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi o'lchamsiz miqdor bo'lib

$$\eta = \frac{A}{J_x^2} \cdot \int_{(A)} \frac{S_z^2}{b^3} dA \quad (\text{VIII.25})$$

ko'rinishda aniqlanadi; u ko'ndalang kesimning shakliga bog'liq bo'lib, to'g'ri to'rtburchakli kesim uchun $\eta = 1,2$ ga, doiraviy kesim uchun esa $\eta = \frac{10}{9}$ ga teng va hakoza.

O'zgarmas kesimli to'sinlar uchun deformatsiyaning potentsial energiyasi quyidagicha bo'ladi:

a) ko'ndalang egilishda

$$U = \frac{1}{2EJ_x} \int_{(l)} M^2 dz + \frac{\eta}{2GA} \int_{(l)} Q^2 dz \quad (\text{VIII.26})$$

b) sof egilishda

$$U = \frac{1}{2EJ_x} \int_{(l)} M^2 dz \quad (\text{VIII.27})$$

VIII.1-masala. Uzunligi $l=5a$ bo'lgan qo'shtvar kesimli to'sinning sortament jadvalidagi nomeri 20 (GOST 8239-72) bo'lib, to'plangan kuchlar bilan yuklangan (VIII.11-shakl, a). Hisoblashda $a=0,6$ m ga teng deb olinsin. Normal kuchlanish $\sigma=140$ MPa dan oshmasligi uchun F kuchning eng katta qiymati qancha bo'ladi?

Echish: № 20 profil uchun $W_z=184$ sm³; to'sinning mustahkamlik shartidan:

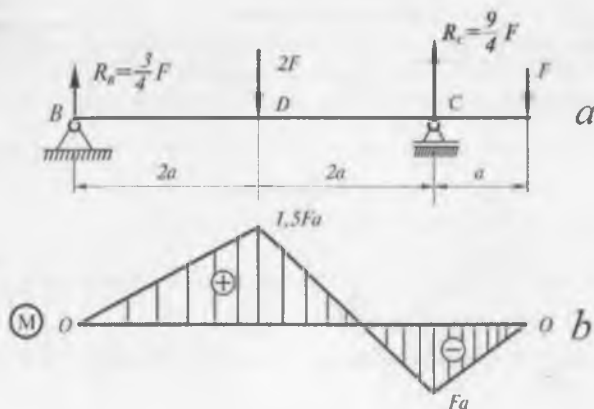
$$M_{\max} = \sigma_{\max} \cdot W_z = 140 \cdot 10^6 \cdot 184 \cdot 10^{-6} = 25760 \text{ N} \cdot \text{m} = 25,76 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad (\text{a})$$

Epyuradan ko'rinish turibdiki (VIII.11-shakl, b), to'sinning D kesimi xavfli kesim bo'lib, unga quyidagi eng katta eguvchi moment mos keladi.

$$M_{\max} = 1,5 Fa \quad (\text{b})$$

(a) va (b) ifodalarni solishtirib kuchning eng katta qiymatini aniqlaymiz:

$$1,5 Fa = 25,76 \text{ kN}, \quad F = 28,62 \text{ kN}.$$



VIII.11-shakl

VIII.2-masala. Asosiy to'sinning o'rtasiga shunday F kuch qo'yilganki, uning ta'sirida xavfli kesimda vujudga keladigan eng katta normal kuchlanish to'sin materiali uchun joiz normal kuchlanish σ_{adm} dan 30 foizdan oshib ketadi (VIII.12-shakl, a). Ortiqcha kuchlanishni yo'qotish maqsadida yordamchi to'sindan foydalanilgan (VIII.12-shakl, b).

Yordamchi to'sinning uzunligini aniqlang.

Echish: Ikkala hol uchun ham eguvchi moment epyuralarini qurib, xavfli kesimlardagi eng katta eguvchi momentlarini aniqlaymiz.

1-hol: yordamchi to'sin bo'lmaganda (VIII.12-shakl, a):

$$M_{\max} = \frac{Fl}{4}$$

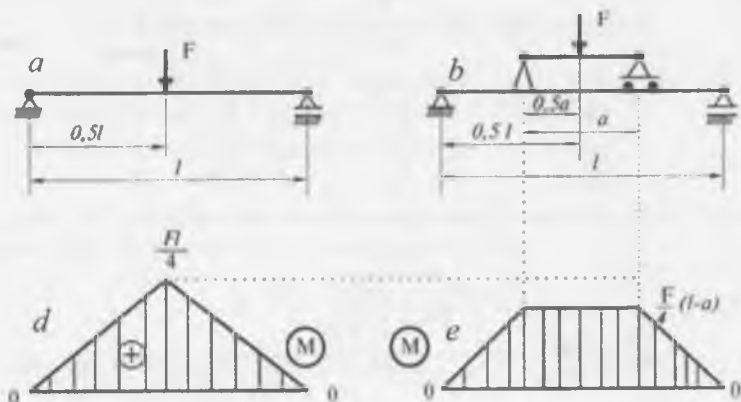
2-hol: yordamchi to'sin bo'lganda (VIII.12-shakl, b):

$$M_{\max} = \frac{Fl}{4} - \frac{Fa}{4}$$

Ortiqcha kuchlanishni yo'qotish uchun $\frac{Fl}{4}$ ni 30 foizga kamaytirish kifoya:

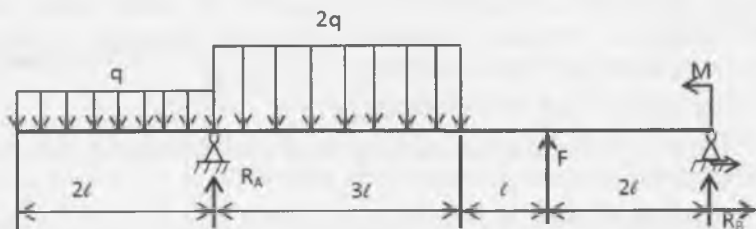
$$0,3 \cdot \frac{Fl}{4} - \frac{Fa}{4} = 0,$$

bundan $a = 0,3 l$ ga teng ekanligi kelib chiqadi.



VIII.12-shakl

VIII.3-masala. To'plangan, yoyilgan va juft kuchlar bilan yuklangan doiraviy kesimli to'sin egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (VIII.13-shakl).



VIII.13-shakl

$$L_0 := 1 \text{ m}$$

$$F := 120 \text{ N}$$

$$q := 40 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$M_0 := 70 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Quyidagilar talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash;
- har bir oraliq uchun kesuvchi kuchning analitik ifodasini tuzish;
- har bir oraliq uchun eguvchi momentning analitik ifodasini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish va xavfli kesimni aniqlash hamda mustahkamlik shartidan to'sinning diametrini topish.

Masalaning echilishi

1. Dastlab **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanchlardagi reaksiya kuchlarini aniqlaymiz hamda kesish usulini qo'llab, har bir oraliq uchun kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning analitik ifodalarini tuzamiz.

Birinci galdagi
yaqinlashuv:

Tayanch
kesimlarga
nisbatan
momentlar
tenglamasi:

Given

$$RA := 5 \cdot N$$

$$RB := 10 \cdot N$$

$$-M0 + F \cdot 2 \cdot L0 - q \cdot 2 \cdot L0 \cdot (L0 + 6 \cdot L0) - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \left(3 \cdot \frac{L0}{2} + 3 \cdot L0 \right) + 6 \cdot L0 \cdot RA = 0$$

$$-M0 - F \cdot 4 \cdot L0 + 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \cdot 3 \cdot \frac{L0}{2} - q \cdot 2 \cdot L0 \cdot L0 - 6 \cdot L0 \cdot RB = 0$$

Tekshirish:

$$RA + RB + F - 2q \cdot 3 \cdot L0 - q \cdot 2 \cdot L0 - S = 0$$

Tenglamani echish:

$$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, S)$$

Javob:

$$RA = 245 \cdot N$$

$$RB = -45 \cdot N$$

$$S = 0 \cdot N$$

Oraliq-
lar

Kesuvchi kuchlarning ifodasi

I

$$Q1(z) := -q \cdot z$$

II

$$Q2(z) := RA - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot q \cdot (z - 2 \cdot L0)$$

III

$$Q3(z) := RA - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0$$

IV

$$Q4(z) := RA - q \cdot 2 \cdot L0 - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 + F$$

Oraliq-
lar

Eguvchi momentlarning ifodasi

I

$$M1(z) := -q \cdot z^2 \div 2$$

II

$$M2(z) := RA \cdot (z - 2 \cdot L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 2 \cdot q \cdot \frac{1}{2} \cdot (z - 2 \cdot L0)^2$$

III

$$M3(z) := RA \cdot (z - 2 \cdot L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot L0 - 3 \cdot \frac{L0}{2} \right)$$

IV

$$M4(z) := RA \cdot (z - 2 \cdot L0) - q \cdot 2 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot \frac{L0}{2} \right) - 2 \cdot q \cdot 3 \cdot L0 \left(z - 2 \cdot L0 - 3 \cdot \frac{L0}{2} \right) + F \cdot (z - 6 \cdot L0)$$

Massstab tanlash

$$z := 0,4 \frac{L0}{4} \dots 8L0$$

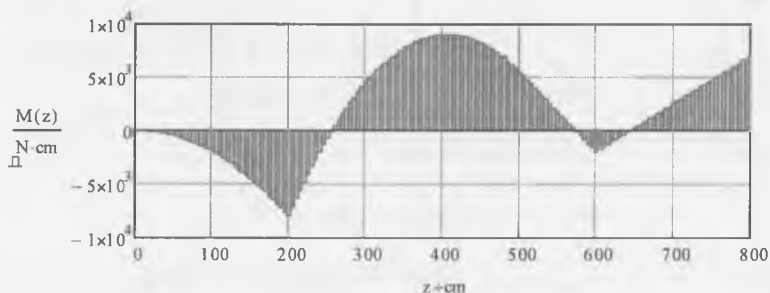
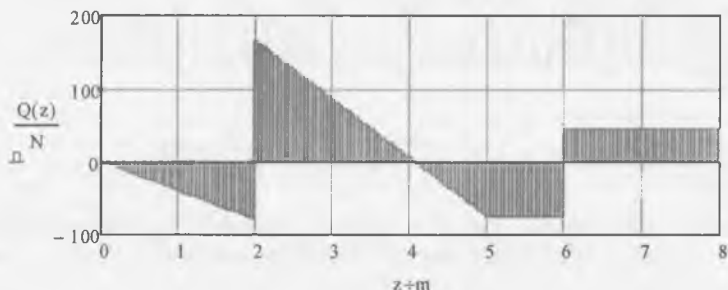
Kesuvchi kuch

$$Q(z) := \begin{cases} Q1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ Q2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ Q3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ Q4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

Eguvchi moment

$$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq 2 \cdot L0 \\ M2(z) & \text{if } 2 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \\ M3(z) & \text{if } 5 \cdot L0 \leq z \leq 6 \cdot L0 \\ M4(z) & \text{if } 6 \cdot L0 \leq z \leq 8 \cdot L0 \end{cases}$$

2. Har galgidek, "Grapp" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz va natijalarni tahlil qilamiz.



3. Endi "Kesuvchi kuch va eguvchi momentning maksimal qiymatini aniqlash dasturlari" yordamida xavfli kesimga to'g'ri keluvchi eng katta kesuvchi kuch va eguvchi momentni aniqlaymiz (Dasturlar oldingilariga o'xshash bo'lganligi bois ko'rsatilagan).

Javoblar: $z_{Mmax} = 4 \text{ m}$ $M_{max} = 90 \text{ J}$ $z_{Qmax} = 2 \text{ m}$ $Q_{max} = 165 \text{ N}$

Demak, tayanch kesimdan 4 m masofada xavfli kesim joylashgan bo'lib, unga 90 N.m eguvchi moment ta'sir ko'rsatar ekan.

4. Endi mustahkamlik shartidan foydalanamiz.

Berilgan
qiymatlar:

Birinchi
yaqinlashuv:

Qarshilik
momenti:

Eng katta normal
kuchlanish:

“root” funksiyani
tdbqiqi:

$$M_{\max} := 90 \cdot H \cdot \pi$$

$$d := 1.0 \text{ cm}$$

$$\sigma_{adm} := 160 \cdot 10^4 \text{ H m}^{-2}$$

$$W(d) := \pi \cdot \frac{d^3}{32}$$

$$\sigma_{\max}(d) := \frac{M_{\max}}{W(d)}$$

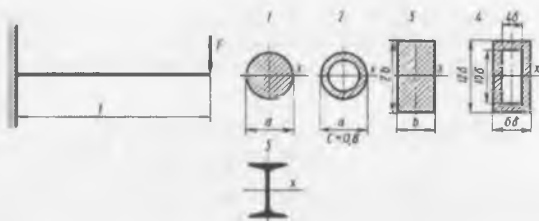
$$d2 := \text{root}(\sigma_{\max}(d) - \sigma_{adm}, d)$$

Javob:

$$d2 = 0.083 \text{ m}$$

VIII.4-masala.

Po‘lat materialidan yasalgan konsolni 5 xil holatda mustahkamlikka hisoblash barobarida uning kesim yuzasi, kuchlanishlar farqi va og‘irliklari o‘zaro taqqoslansin (VIII.14-shakl).

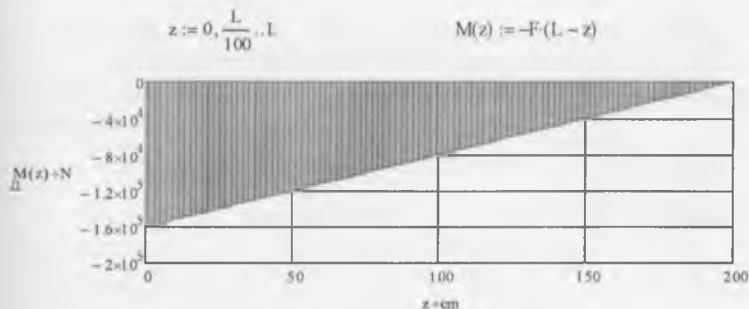


VIII.14-shakl

Berilgan kattaliklar:

$$F = 8.0 \cdot 10^4 \text{ N}, \quad l = 2.0 \text{ m}, \quad [\sigma] = 16.0 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$$

Masalaning echilishi: Dastlab eguvchi momentning epyurasini qurib, xavfli kesimga ta’sir ko‘rsatuvchi $M_{\max}$ aniqlaymiz (epyruga qarang).



Epyura
undan
ko‘rinib
turi
bdi
ki,
xavfli

kesim qistirib mahkamlangan tayanchga mos keladi va unga

$$M_{\max} = |F \cdot l| = 1.6 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

ta'sir etadi. SHu bois, egilishda mustahkamlik sharti quyidagiga teng:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad \text{yoki bundan} \quad W_x \geq \frac{M_{max}}{[\sigma]} \geq \frac{16.0 \cdot 10^4}{16.0 \cdot 10^7} \geq 100.0 \cdot \text{cm}^3$$

Normal kuchlanishlar farqi:

$$\Delta_{\sigma} = \frac{\frac{M_{max}}{W} - \frac{M_{max}}{W_x}}{\frac{M_{max}}{W_x}} \cdot 100\% = \frac{100.0 - W}{W} \cdot 100\%$$

Bu erda $W = W_x^{var}$ – tanlanayotgan variantlarga mos hisobiy qarshilik momenti.

1-holat. Kesim yuza doiraviy bo'lganligi bois:

$$W_x^I = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \geq 100.0 \cdot \text{cm}^3, \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 100}{\pi}} \geq 9.28 \text{ cm}.$$

Diametrni $d_0^I = 9.5 \text{ cm}$ deb qabul qilamiz. Natijada so'ralayotgan parametrlar:

$$W_x^I = \frac{\pi \cdot (d_0^I)^3}{32} = \frac{\pi \cdot (9.5)^3}{32} = 84.17 \text{ cm}^3, \quad A^I = \frac{\pi \cdot (d_0^I)^2}{4} = 70.9 \text{ cm}^2;$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{100 - 84.17}{84.17} \cdot 100\% = 18.8\%.$$

2-holat. Xalqasimon kesim yuza qarshilik momenti quyidagicha:

$$W_x^{II} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} (1 - c^4) \geq 100.0 \cdot \text{cm}^3, \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 100}{\pi(1 - c^4)}} \geq 11.07 \text{ cm}.$$

Diametrni $d_0^{II} = 11.5 \text{ cm}$ deb qabul qilamiz va quyidagilarni hisoblaymiz:

$$W_x^{II} = \frac{\pi \cdot (d_0^{II})^3}{32} (1 - c^4) = 88.15 \text{ cm}^3,$$

$$A^{II} = \frac{\pi \cdot (d_0^{II})^2}{4} (1 - c^3) = 34.6 \text{ cm}^2;$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{100 - 88.15}{88.15} \cdot 100\% = 13.44\%.$$

3-holat. Kesim yuza to'g'ri to'rtburchak bo'lganligi bois

$$W_x^{III} = \frac{2 \cdot b^3}{3} \geq 100.0 \cdot \text{cm}^3, \quad b \geq \sqrt[3]{\frac{3 \cdot 100}{2}} \geq 5.3 \text{ cm}.$$

Agar diametrni $b_0^{III} = 5.5 \text{ cm}$ deb qabul qilsak, u holda:

$$W_x^{III} = \frac{2 \cdot (b_0^{III})^3}{3} = 110.92 \text{ cm}^3,$$

$$A^{III} = b_0^{III} \cdot 2 \cdot b_0^{III} = 60.5 \text{ cm}^2;$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{100 - 110.92}{110.92} \cdot 100\% = -9.8\%.$$

4-holat. Kesim yuza to'g'ri to'rtburchakli "darchasimon" yoki tirqishli bo'lganda:

$$W_{\pm}^{IV} = 77.33 \cdot \delta^3 \geq 100.0 \cdot \text{cm}^3, \quad \delta \geq \sqrt[3]{\frac{100}{77.33}} \geq 1.09 \text{ cm}.$$

Diametrni $\delta_0^{IV} = 1.2 \text{ cm}$ deb qabul qilamiz. Natijada:

$$W_{\pm}^{IV} = 77.33 \cdot (\delta_0^{IV})^3 = 133.6 \text{ cm}^3,$$

$$A^{IV} = 32.0 \cdot (\delta_0^{IV})^2 = 46.1 \text{ cm}^2;$$

$$\Delta_{\sigma} = \frac{100 - 133.6}{133.6} \cdot 100\% = -25.16 \%.$$

5-holat. Kesim yuza qo'shtavrli bo'lganligi sababli texnik lug'atlardagi sortamentlar jadvalidan №16 raqamli qo'shtavrni tanlaymiz va quyidagilarga ega bo'lamiz:

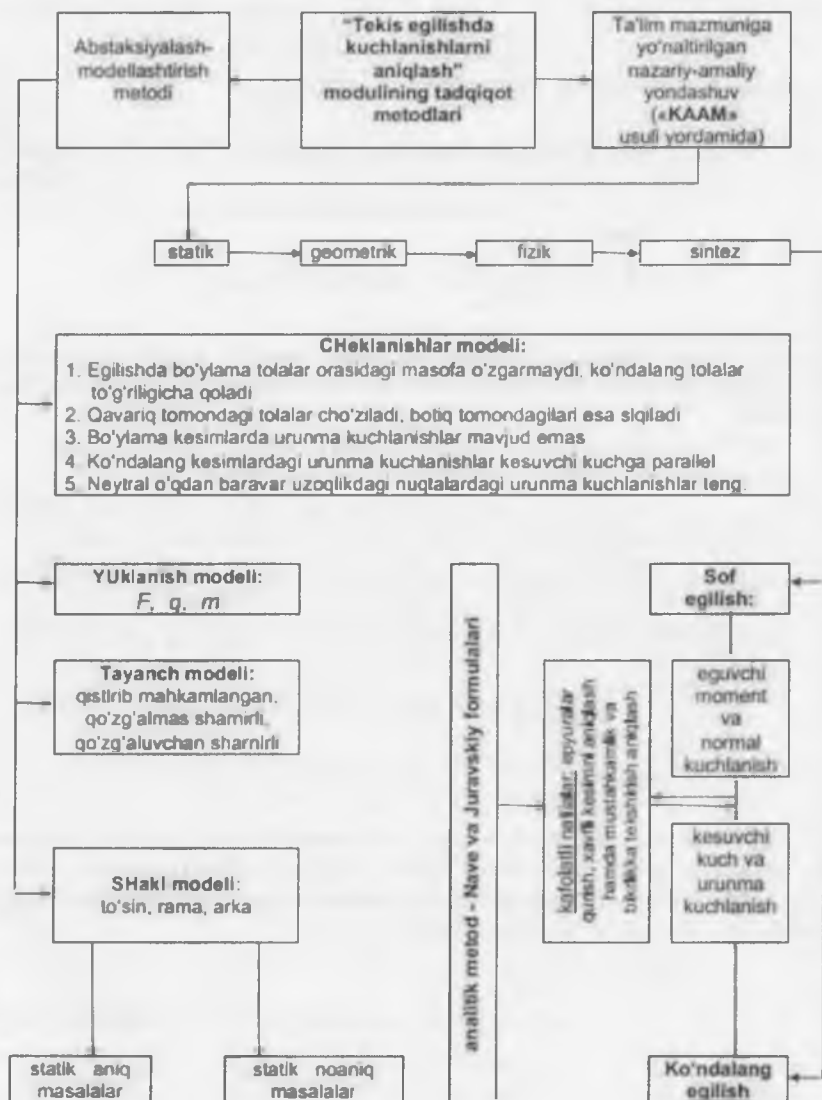
$$W_{\pm}^{GOST} = 109.0 \text{ cm}^3, \quad A^{GOST} = 20.2 \text{ cm}^2, \quad \Delta_{\sigma} = -8.26 \%.$$

Olingan natijalarni jadval shaklida ifodalab tahlil qilamiz.

№	Ko'ndalang yuzasi shakli	Kesim yuzasi, cm^2	Kuchlanishlar farqi, %	Nisbiy og'irligi
1	Doiraviy	70.88	18.8	3.5
2	Xalqasimon	34.6	13.44	1.7
3	To'g'ri to'rtburchakli	60.5	- 9.84	3.0
4	To'g'ri to'rtburchak ko'rinishli darcha	46.1	- 25.16	2.3
5	Qo'shtavrli	20.2	- 8.26	1

O'z-o'zidan ravshanki, to'sinning kesim yuzasi uzunligi bo'yicha o'zgarmas va bir xil bo'lganda massasining kesim yuzasiga nisbati o'zgarmas bo'ladi. SHuningdek, jadvalning oxirgi ustuni qo'shtavrli kesimli to'singa nisbatan boshqa variantlagilari og'ir bo'lishini ko'rsatadi.

Asosiy o'quv materiallarini quyidagi *tarkibiy-muntiqiy algoritm* asosida matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Egilishda ichki kuch omillaridan qaysilari paydo bo'ladi?
2. Sof egilish va ko'ndalang egilish deganda nimani tushunasiz?
3. Neytral qatlam va neytral o'q deb nimaga aytiladi?
4. Sof egilishda normal kuchlanish formulasini yozing.
5. Ko'ndalang egilishda urunma kuchlanish qanday formula yordamida aniqlanadi?
6. Normal kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik shartini yozing.
7. Urunga kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik shartini tushuntiring.
8. Bosh kuchlanishlar asosida to'sinlarning mustahkamligi qanday tekshiriladi?
9. Kesim shaklining ratsional koeffitsenti nimalarga bog'liq?
10. Egilishda potensial energiya formulasi qanday yoziladi?

IX-MODUL. TO'SINLARNING KO'CHISHLARINI ANIQLASH

Modulning asosiy maqsadi: egilgan o'qning taqribiy differensial tenglamasini integrallash, universal formula va Mor integrali usullari yordamida salqilik va aylanish burchaklarini qiyosiy aniqlash, statik aniqlash va elastik tayanchda yotuvchi to'sinlarni loyihalash-hisoblash mexanizmini o'zlashtirishga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kuch momenti va kuch elkasi. Tekislikdagi kuchlar tizimi uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish.
2	Matematika va AKT	Funksiyalarning grafiklarini qurishga MathCAD dasturini qo'llash, egri chiziqning egriligi, aniq integral, ikkinchi tartibli oddiy differensial tenglamalarni echish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	SHveller, qo'shtavr, tunuka, quvur singari sortamentlardan amalda foydalanish.
4	Materiallar qarshiligi	Deformatsiya va ko'chishlar. "KAAM" usulining mazmun-mohiyati. Tayanch turlari. Epyura qurish va tekshirish tartibi. Oddiy shakllarning inersiya momentlari, qarshilik momentlari.

9.1-§. Umumiy mulohazalar

Biz shu vaqtgacha to'sinlarni kuchlanish (normal, urunma va bosh kuchlanish)lar bo'yicha mustahkamlikka tekshirish masalalari bilan shug'ullandik. Endi esa to'sinlarni bikrlikka tekshirishning o'ziga xos muammolari haqida fikr-mulohazalar yuritamiz.

To'sinlarni bikrlikka hisoblash jarayonlarida ularning tashqi kuchlar ta'siri natijasida olgan deformatsiyalarini bilish muhimdir.

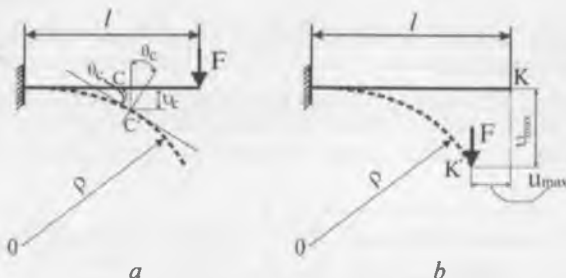
To'sinlarning deformatsiyalarini istalgan ko'ndalang kesimlarning vaziyatlarini tavsiflay oladigan quyidagi ikkita ko'chishlardan iborat deb qarash mumkin (IX.1-shakl, a):

a) *istalgan nuqtalarning salqiligi - chiziqli ko'chish:*

b) *istalgan ko'ndalang kesimlarning aylanish burchaklari - burchakli ko'chish.*

To'sinning ko'ndalang kesimi og'irlik markazining to'sin o'qiga tik (perpendikulyar) yo'nalishdagi ko'chishi uning mazkur kesimdagi **salqiligi** deyiladi va δ_z yoki $f_{\max}$ harflari bilan belgilanadi.

To'sin uzunligi bo'yicha olingan ixtiyoriy ko'ndalang kesimning dastlabki (deformatsiyalanmagan) vaziyatga nisbatan tekis qolgan holda neytral o'q atrofida ma'lum burchakka og'ishiga mazkur kesimning **aylanish burchagi** deyiladi va θ harfi bilan belgilanadi.



IX.1-shakl

Deformatsiyalangan to'sinning barcha ko'ndalang kesim og'irlik markazlarining geometrik o'rniga **egilgan o'q** yoki **elastik chiziq** deyiladi; elastik chiziq tekis egri chiziq bo'lib, u kuch tekisligida yotadi.

To'sinlarning deformatsiyasi yoki bikrligini tahliliy o'rganish masalasi asosan elastik chiziqning $v = v(z)$ ko'rinishdagi tenglamasini aniqlashga keltiriladi. To'sinlarni bikrikka hisoblash uchun avvalo, salqilikning ruxsat etilgan qiymatini aniqlash zarur:

$$v_{adm} = \frac{l}{m} \quad (a)$$

Bunda $m = 300 \div 1000$, -xususan temir yo'l ko'priklarini loyihalashda $m=1000$ ga teng qilib tanlanadi. Muhandislik amaliyotida foydalaniladigan juda ko'p to'sinlarda gorizontal ko'chish u_{max} vertikal ko'chish v_{max} ga nisbatan etarlicha kichik ekanligi tasdiqlangan (IX.1-shakl, b).

Bu xulosa to'sinlarni loyihalash-hisoblash jarayonlarida gorizontal ko'chishni e'tiborga olmasa ham bo'ladi yoki boshqacha aytganda, barcha nuqtalar faqat vertikal yo'nalishda ko'chadi, degan muhim cheklanishni kiritishga imkon beradi.

Egilishdagi deformatsiyalarni aniqlashning bir qancha usullari mavjud; biz bu modulda faqat quyidagi usullar bilan qisqacha tanishib chiqamiz, xolos:

- *egilgan o'qning taqribiy differensial tenglamasini integrallash usuli;*
- *boshlang'ich parametrlar usuli yoki universal formula;*
- *Mor usuli;*
- *Vereshagin usuli.*

9.2-§. Egilgan o'qning differensial tenglamasi

Egilgan o'qning differensial tenglamasini keltirib chiqarishda quyidagi cheklanishlarga tayanamiz:

- **salqilik to'sin uzunligiga nisbatan juda kichik deb faraz qilinadi;** bu esa $\frac{dv_z}{dz} = \tan \theta \approx \theta$ munosabatdan foydalanishga imkon beradi: *deformatsiya vaqtida biror kesimdagi salqilikdan absissa o'qi bo'yicha olingan birinchi tartibli hosila mazkur kesimning aylanish burchagiga tengdir;*

- to'sinning kesimi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (Bernulli gipotezasi);
- ko'ndalang kuchlardan hosil bo'luvchi siljish deformatsiyalari e'tiborga olinmaydi, deb faraz qilinadi; bu taxmin ko'ndalang kesim tekisligi to'sin egilgandan keyin ham elastik chiziqqa tikligicha qoladi, deyishga asos bo'ladi.

Ma'lumki, elastik chiziqning egriligi $\frac{1}{\rho}$ eguvchi momentga to'g'ri, birlikka esa teskari mutanosib bog'lanishda edi (8.2-§ ga qarang):

$$\frac{1}{\rho} = -\frac{M(z)}{EJ_x} \quad (a)$$

Tenglamadagi manfiy ishora to'sinning yuqori tolalari cho'zilayotganligini ko'rsatadi.

Oliy matematikadan ma'lumki, tekis egri chiziq ustida yotuvchi va koordinatlari u, z bo'lgan ixtiyoriy nuqtadagi egrilik quyidagiga teng bo'ladi:

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2v}{dz^2}}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dz}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} \quad (b)$$

Endi (a) va (b) ifodalarni tenglashtiramiz:

$$\pm \frac{\frac{d^2v}{dz^2}}{\left[1 + \left(\frac{dv}{dz}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = -\frac{M(z)}{EI_x} \quad (IX.1)$$

Bunga elastik chiziqning *aniq differensial tenglamasi* deyiladi; bu tenglamani integrallash ancha murakkab, chunki maxrajda chiziqli bo'lmagan $\left(\frac{dv}{dz}\right)^2$ had ishtirok etmoqda.

Bu qiyinchiliklarni chetlab o'tish maqsadida yuqorida qayd etilgan cheklanishlarga murojaat qilamiz.

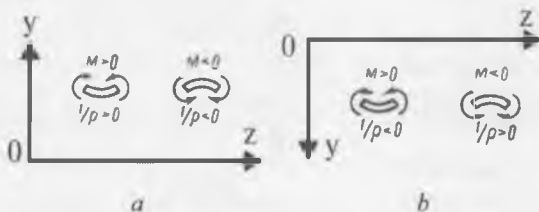
Amaliyotda qo'llaniladigan juda ko'p to'sinlarning maksimal salqiligi bilan uzunligi o'rtasidagi munosabat $v_{max} \cong \left(\frac{1}{1000} \div \frac{1}{3000}\right) \cdot l$ ekanligi, birinchidan elastik chiziqning deformatsiyalanmagan o'qdan kam farq qilishini, qolaversa, maxrajdagi $\left(\frac{dv}{dz}\right)^2 \approx \theta^2$ ning birga nisbatan juda kichik bo'lishini tasdiqlaydi.

Natijada egilgan o'qning *taqribiy differensial tenglamasi* deb ataluvchi quyidagi muhim tenglama kelib chiqadi:

$$\pm \frac{d^2v}{dz^2} = -\frac{M(z)}{EJ_x} \quad (IX.2)$$

Endi ishoralarni tanlash haqida fikr-mulohazalar yuritamiz.

Eguvchi moment $M(z)$ ning ishorasi koordinata o'qlarining yo'nalishiga bog'liq emas; lekin elastik chiziqning egriligi $\frac{1}{\rho}$ va ikkinchi tartibli hosila $\frac{d^2v}{dz^2}$ ning ishoralari o'zaro mos tushib, ular koordinata o'qlarning yo'nalishiga bog'liqdir (IX.2-shakl, a, b).



IX.2-shakl

Bundan xulosa shuki, (a) ifodaga qat'iy bir ishora berish uchun y o'qi doimo yuqoriga yo'naltiriladi hamda ifodaning ishorasi eguvchi moment $M(z)$ uchun ilgari qabul qilingan ishoralar qoidasiga muvofiq olinadi.

Demak, egilgan elastik chiziqning tenglamasini

$$\frac{d^2v}{dz^2} = \pm \frac{M(z)}{EJ_x} \quad (\text{IX.3})$$

ko'rinishda yozish mumkin.

9.3-§. Elastik chiziqning taqribiy differensial tenglamasini integrallash usuli

Salqilik va aylanish burchaklarining analitik ifodasini tuzish uchun (IX.3) differensial tenglamani ketma-ket integrallash kifoya.

(IX.3) tenglamaning o'ng tomoni faqat z ga bog'liq ma'lum funksiya bo'lganligi sababli, u oddiy differensial tenglamadir. Uni bir marta integrallab, aylanish burchagining tenglamasini osongina hosil qilamiz:

$$\theta(z) = \frac{dv}{dz} = \pm \int \frac{M(z)}{EJ} dz + C \quad (\text{IX.4})$$

Ikkinchi marta integrallab esa salqilikning tenglamasini olamiz:

$$v(z) = \int \left[\pm \int \frac{M(z)}{EJ} dz + C \right] dz + D \quad (\text{IX.5})$$

(IX.4) va (IX.5) ifodalar tarkibidagi C va D integral o'zgarmaslari to'sinning tayanchlarga mahkamlanish usuliga bog'liq bo'lgan chegaraviy shartlardan topiladi.

Ikki yoki undan ortiq oraliqlarga ega bo'lgan to'sinlar uchun esa qo'shimcha chegaraviy shartlar tuzish lozim; chegaraviy shartlar oraliqlar uchun umumiy kesimda elastik chiziqning uzlo'qsiz va silliq bo'lish shartidan foydalanib tuziladi.

Masalaning chegaraviy shartlari haqida bir muncha kengroq tushuncha olish maqsadida quyidagi uchta misolni tahliliy o'rganish maqsadga muvofiqdir.

IX.1-misol. CHap uchiga F kuch qo'yilgan konsol uchun chegaraviy shartlarni aniqlash talab etiladi (IX.3-shakl).



IX.3-shakl

Echish. Konsol bitta oraliqdan iborat bo'lganligi bois, yuqorida ta'kidlanganidek 2 ta integral o'zgarmaslari paydo bo'ladi; bu o'zgarmas sonlarni aniqlash uchun esa albatta, ikkita chegaraviy shart zarur.

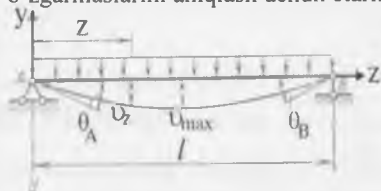
Konsolning qistirib mahkamlangan kesimining salqiligi va aylanish burchagi nolga tengligidan quyidagi chegaraviy shartlarga ega bo'lamiz:

$$z = l \text{ bo'lganda} \quad \theta(l) = 0;$$

$$z = l \text{ bo'lganda} \quad \nu(l) = 0.$$

Bu chegaraviy shartlar ikkita integral o'zgarmaslarini aniqlash uchun etarlidir.

IX.2-misol. IX.4-shaklda tavrirlangan oddiy to'sin uchun chegaraviy shartlar tuzilsin.



IX.4-shakl

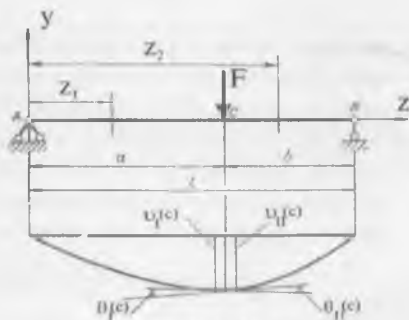
To'sin bitta oraliqdan iborat, shuning uchun ikkita integral o'zgarmaslari paydo bo'ladi.

To'sinning tayanchlarga tiralgan uchlaridagi salqiligi nolga teng bo'lishi tabiiy; bundan quyidagi chegaraviy shartlarni yozish imkoniyati kelib chiqadi:

$$z = 0 \text{ bo'lganda} \quad \nu(0) = 0;$$

$$z = l \text{ bo'lganda} \quad \nu(l) = 0.$$

IX.3-misol. F kuch bilan yuklangan oddiy to'sin uchun chegaraviy shartlar yozilsin (IX.5-shakl).



IX.5-shakl

To'sin ikki oraliqdan iborat bo'lganligi sababli to'rtta integral o'zgarmaslari paydo bo'ladi. Albatta, to'rtta o'zgarmas sonni aniqlash uchun to'rtta chegaraviy shart zarur.

To'sinning tayanchlarga tiralgan kesimlarida salqilik nolga tengligidan quyidagi ikkita chegaraviy shart kelib chiqadi:

$$z_1 = 0 \quad \text{bo'lganda} \quad v_1(0) = 0;$$

$$z_2 = l \quad \text{bo'lganda} \quad v_2(l) = 0.$$

Qolgan ikkita qo'shimcha shartlarni oraliqlarning C kesimda qo'shilish shartidan yoki, boshqacha qilib aytganda, elastik chiziqning bir oraliqdan qo'shni ikkinchi oraliqqa o'tishda uzluksiz va silliq bo'lishi shartidan foydalanib tuzamiz:

$$z_1 = z_2 = a \quad \text{bo'lganda} \quad v_1(a) = v_2(a);$$

$$z_1 = z_2 = a \quad \text{bo'lganda} \quad \theta_1(a) = \theta_2(a).$$

SHunday qilib, to'rtta chegaraviy shartdan to'rtta algebraik tenglama hosil bo'ladi, ular birgalikda echilganda to'rtta integral o'zgarmaslari topiladi.

IX.4-masala. Po'lat materialidan tayyorlangan doiraviy kesimli konsolning erkin uchiga juft kuch va to'plangan kuch ta'sir ko'rsatmokda (IX.6-shakl). Ma'lum:

$$L := 6.0$$

$$F := 2 \cdot 10^4$$

$$m := 3 \cdot 10^4$$

$$d := 2.5 \cdot 10^{-2}$$

$$E := 2.1 \cdot 10^{11}$$



IX.6-shakl

Uzunlik m , kuch N , moment Nm , diametr m va elastiklik moduli Hm^{-2} da ifodalanadi.

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- ichki kuchlarning tenglamalarini tuzish;
- aylanish burchagi $\theta(z)$ va salqilik $v(z)$ larning ifodalarini tuzish;

- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- eguvchi moment epyurasidan foydalanib, xavfli kesimni topish;
- aylanish burchagi $\theta(z)$ va salqilik $\nu(z)$ larning epyuralarini qurish.

Masalani echish uchun quyidagilarni bilish va qo'llay olish tavsiya etiladi:

- tayanch reaksiyalarni aniqlashda muvozanat tenglamalarini tuzish;
- kesish usulini qo'llab, ichki kuchlarning analitik ifodasini tuzish;
- egilgan o'qning takribiy differensial tenglamasining mohiyatini bilish:

$$\frac{d^2 \nu(z)}{dz^2} = \pm \frac{M(z)}{EJ_x}$$

- to'sinlarning tayanchga maxkamlanishiga karab, chegaraviy shartlarni yoza olish;
- MathCAD dasturini qo'llay olish: ma'lumotlarni kiritish, tenglamalarni echish, "Grpf" menyusidan foydalana olish.

Dastlab **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanamiz.

Birinci dagdi yaqinlashuv:

Given

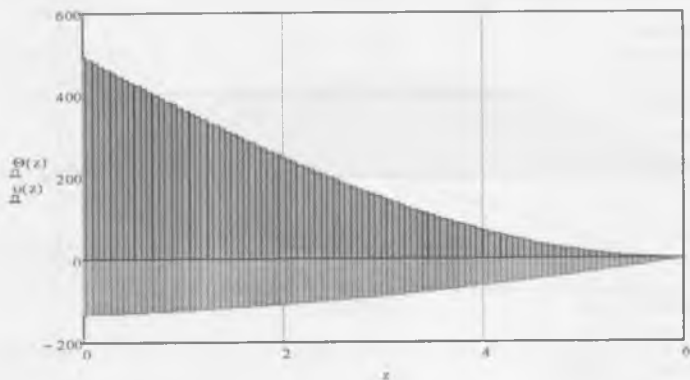
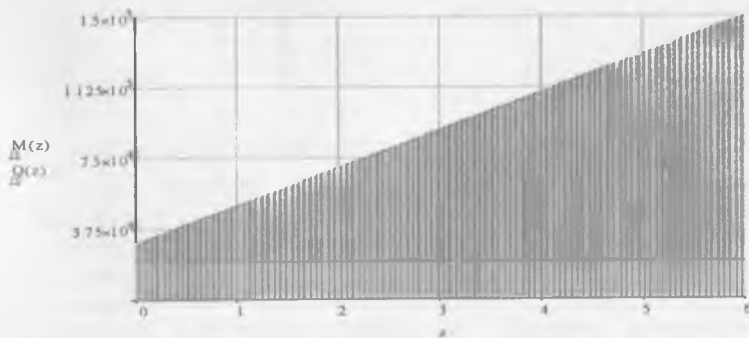
C1 := 1

C2 := 2

Masalani echish tartibi		Oraliq: $0 \leq z \leq \ell$
1	Q va M ning ifodalari	$Q(z) := F$ $M(z) := F \cdot z + r$
2	egilgan o'qning takribiy differensial tenglamasini yozish va uni ketma-ket integrallash	$\frac{d^2 \nu(z)}{dz^2} = \pm \frac{M(z)}{EJ_x}$ $\Theta(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot m \cdot \frac{z}{1} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \cdot \frac{z^2}{2} + C1$ $\nu(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot m \cdot \frac{z^2}{2} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \cdot \frac{z^3}{6} + C1 \cdot z + C2$
3	chegaraviy shartlarni tuzish	$z := L$ $Q(L) := 0$ $\nu(L) := 0$ $\frac{1}{E \cdot J} \cdot m \cdot \frac{z}{1} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \cdot \frac{z^2}{2} + C1 = 0$ $\frac{1}{E \cdot J} \cdot m \cdot \frac{z^2}{2} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \cdot \frac{z^3}{6} + C1 \cdot z + C2 = 0$
4	integral o'zgarmlarini topish	$\begin{pmatrix} C1 \\ C2 \end{pmatrix} := \text{Find}(C1, C2)$ $C1 = -134.105$ $C2 = 491.718$
5	egilgan o'qning takribiy differensial tenglamasini	$\Theta(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot m \cdot \frac{z}{1} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \cdot \frac{z^2}{2} + C1$

	yozish (umumiy xol)	$v(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot m \frac{z^2}{2} + \frac{1}{E \cdot J} \cdot F \frac{z^3}{6} + C_1 \cdot z + C_2$
--	--------------------------------	---

Endi "Grapf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida talab etilayotgan 4 ta (kesuvchi kuch, eguvchi moment, salqilik va aylanish burchaklari) epyurani quramiz va natijalarni tahlil qilamiz.



Konsol uzunligi bo'yicha ichki kuchlarning va ko'chishlarning o'zgarishini aniqlaymiz.

$$z_v = 0,5 \frac{1}{15} \dots 1L$$

$z =$	$Q(z) =$	$M(z) =$	$\Theta(z) =$	$v(z) =$
0	$2 \cdot 10^4$	$3 \cdot 10^4$	-134.105	491.718
2	$2 \cdot 10^4$	$7 \cdot 10^4$	-109.271	245.031
4	$2 \cdot 10^4$	$1.1 \cdot 10^5$	-64.569	67.88
6	$2 \cdot 10^4$	$1.5 \cdot 10^5$	0	0

IX.5-masala. Po'lat materialidan tayyorlangan doiraviy kesimli oddiy to'sin tekis taralgan yoyilgan kuch bilan yuklangan (IX.7-shakl).

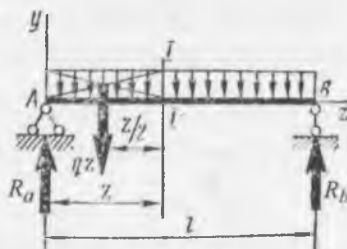
$$q := 6.010^4 \quad L = 4$$

$$d := 1.510^{-2}$$

$$E := 2.110^{11}$$

Uzunlik m, yoyilgan kuch N/m, diametr m va elastiklik moduli

Hm^{-2} larda ifodalangan.



IX.7-shakl

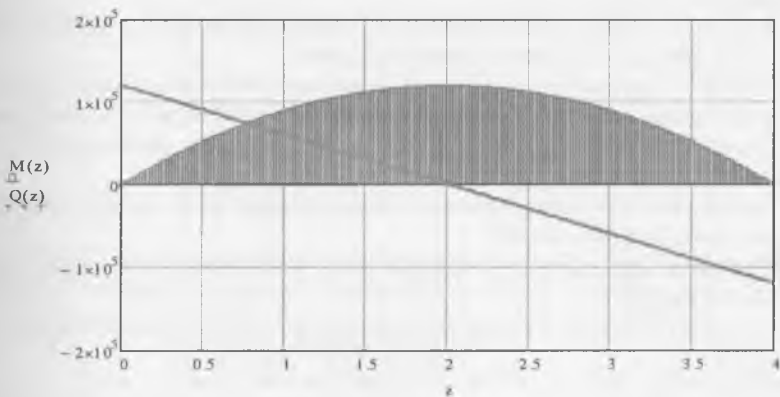
Ushbu masalaning sharti IX.4-masalaniki singari.

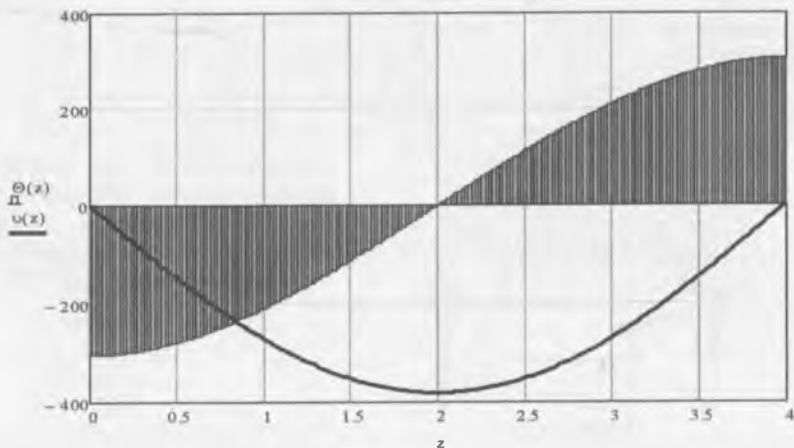
Masalaning echilishi: har galgidek, **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanchlardagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Birinchi galdagi yaqinlashuv:	Given	RA := 1	RB := 2
Muvozanat tenglamalari:	$q \cdot L \cdot \frac{L}{2} - RA \cdot L = 0$	$-q \cdot L \cdot \frac{L}{2} + RB \cdot L = 0$	
Tekshirish:	$RA + RB - q \cdot L - S = 0$		
Tenglamalar tizimini echish:	$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, S)$		
Javob:	$RA = 1.2 \times 10^5$	$RB = 1.2 \times 10^5$	$S = 0$

Masalani echish tartibi		Oraliq:	$0 \leq z \leq \ell$
1	Q va M ning ifodalari	$Q(z) := RA - q \cdot z$	$M(z) := RA \cdot z - q \cdot z \cdot \frac{z}{2}$
2	egilgan o'qning takribiy differensial tenglamasini	$\frac{d^2 v(z)}{dz^2} = \pm \frac{M(z)}{EJ_x}$	
		$\Theta(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^2}{2} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^3}{6} + C1$	

	yo'zish va uni ketma-ket integrallash	$v(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^3}{6} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^4}{24} + C1 \cdot z + C2$
3	chegaraviy shartlarni tuzish	$z := 0 \quad v(z) := 0$
		$z := L \quad v(z) := 0$
4	integral o'zgarmaslarini topish	$\frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^3}{6} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^4}{24} + C1 \cdot z + C2 = 0$
		$\frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^3}{6} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^4}{24} + C1 \cdot z + C2 = 0$
		$\begin{pmatrix} C1 \\ C2 \end{pmatrix} := \text{Find}(C1, C2) \quad C1 = -306.595$
		$C2 = 0$
5	egilgan o'qning takribiy differensial tenglamasini yo'zish (umumiy hol)	$\Theta(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^2}{2} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^3}{6} + C1$
		$v(z) := \frac{1}{E \cdot J} \cdot RA \cdot \frac{z^3}{6} - \frac{1}{E \cdot J} \cdot q \cdot \frac{z^4}{24} + C1 \cdot z + C2$





9.4-§. Boshlang'ich parametrlar usuli

Bundan oldingi paragrafda ko'rib chiqilgan usulning asosiy kamchiligi quyidagilardan iborat:

- har bir oraliq uchun eguvchi momentning ifodasini yozish va (IX.3) tenglamani ketma-ket integrallash zarur;
- integral o'zgarmlari soniga qarab chegaraviy shartlar tuzish kerak (bordi-yu, to'sinlar n ta oraliqdan iborat bo'lsa, chegaraviy shartlar asosida tuzilgan $2n$ algebraik tenglamani integral o'zgarmlariga nisbatan echish lozim).

Bu usul quyidagi asosiy qoidalarga tayanadi:

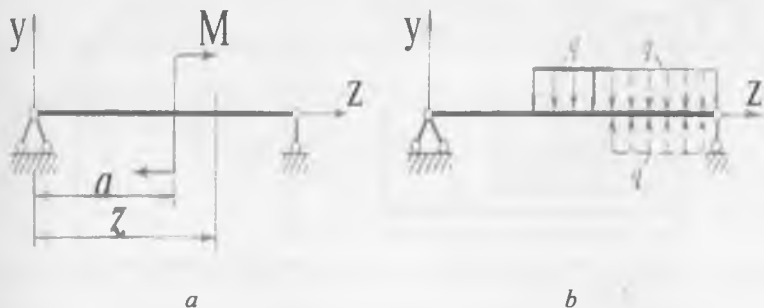
- koordinata boshi to'sinning chap uchidan tanlanadi va u hamma oraliqlar uchun umumiy hisoblanadi;
- qirqimdan chap tomonda joylashgan tashqi kuchlardan eguvchi moment ifodasi tuziladi;
- $(z-a)^n$ ko'rinishdagi ko'phadlarni integrallashda qavslarni ochmaslik lozim:

$$\int (z-a)^n dz = \frac{(z-a)^{n+1}}{n+1} + C$$

(a)

- to'singa quyilgan juft kuchlardan eguvchi moment ifodasini tuzayotganda uni $(z-a_i)^0=1$ binomga ko'paytirish tavsiya qilinadi; bunda a_i -koordinata boshidan juft kuchlar qo'yilgan kesimgacha bo'lgan masofa (IX.8-shakl, a);
- agar tekis yoyilgan yuk ($q = \text{const}$) to'sinning oxirgi uchiga etmagan bo'lsa, u «sun'iy» ravishda davom ettiriladi (IX.8-shakl, b). Ammo to'sinning muvozanatini buzmaslik uchun intensivligi q ga teng va unga teskari

yo'nalishdagi yuk tegishli masofaga qo'yiladi; bu yuk (IX.8-shakl, b) da ingichka chiziqli bilan tasvirlangan.



IX.8-shakl

Materiallar qarshiligining to'la kursida yuqorida aytilgan shartlar asosida ixtiyoriy tashqi kuchlar bilan yuklangan n ta oraliqdan iborat to'sin uchun **universal formula** quyidagicha yozilishi isbotlangan (IX.9-shakl, a, b):

$$\left. \begin{aligned}
 EJ\theta_z &= EJ\theta_0 + M_0 \frac{z}{1!} + Q_0 \frac{z^2}{2!} + q_0 \frac{z^3}{3!} \Big|_l + \sum M \frac{(z-a)^1}{1!} + \sum F \frac{(z-b)^2}{2!} + \sum q_c \frac{(z-c)^3}{3!} + \\
 &+ \sum q'(z) \frac{(z-c)^4}{4!} - \sum q_d \frac{(z-d)^3}{3!} - \sum q'(z) \frac{(z-d)^4}{4!} \\
 EJv_z &= EJv_0 + EJ\theta_0 z + M_0 \frac{z^2}{2!} + Q_0 \frac{z^3}{3!} + q_0 \frac{z^4}{4!} \Big|_l + \sum M \frac{(z-a)^2}{2!} + \sum F \frac{(z-b)^3}{3!} + \\
 &+ \sum q_c \frac{(z-c)^4}{4!} + \sum q'(z) \frac{(z-c)^5}{5!} - \sum q_d \frac{(z-d)^4}{4!} - \sum q'(z) \frac{(z-d)^5}{5!}
 \end{aligned} \right\} \quad (IX.6)$$

(IX.6) formulaning birinchisi yordamida to'sinning ixtiyoriy kesimlaridagi aylanish burchaklari, ikkinchisi yordamida esa salqiligi topiladi.

Bu erda θ_0 -koordinata boshidagi kesimning aylanish burchagi;

v_0 -koordinata boshidagi salqilik.

a, b, c -koordinata boshidan mos ravishda juft kuch, to'plangan kuch va yoyilgan kuchlarga bo'lgan masofalar.

IX.9-shakldan ko'rinish turibdiki, yoyilgan kuch

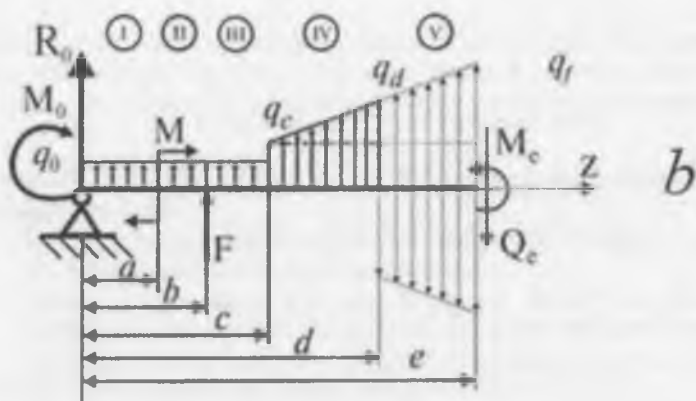
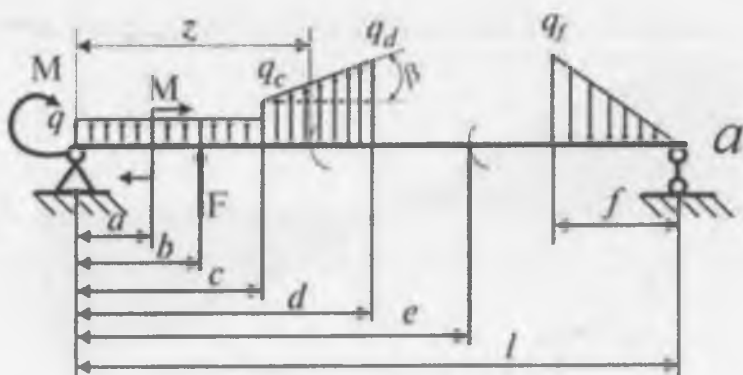
$$q(z) = q_c + k(z-c) \quad (b)$$

qonuniyat bo'yicha ta'sir etmoqda.

Bunda $k = \tan \beta = \frac{q_d - q_c}{d - c}$ - og'ma chiziqlarning burchak koeffitsenti;

(b) dan $q'(z) = k$ ekanligi kelib chiqadi.

Odatda, universal formulalar tarkibidagi to'sinning I oraliq'iga tegishli bo'lgan M_0, Q_0, q_0, θ_0 va v_0 parametrlar boshlang'ich parametrlar deb ataladi.



IX.9-shakl

Koordinata boshidagi ikkita θ_0 va ω_0 boshlang'ich parametrlar masalaning chegaraviy shartlari yordamida topiladi.

Agar to'singa qo'yilgan yoyilgan kuchlar bir tekisda taqsimlansa, u holda universal formulalar birmuncha soddaroq ko'rinishni egallaydi:

$$(IX.7) \quad \left\{ \begin{array}{l} EJ \cdot \theta_z = EJ \cdot \theta_0 + M_0 \frac{z}{1!} + Q_0 \frac{z^2}{2!} + q_0 \frac{z^3}{3!} \Big|_I \\ \quad + \sum M \frac{(z-a)^1}{1!} + \sum F \frac{(z-b)^2}{2!} + \sum q \frac{(z-c)^3}{3!} \\ EJ \cdot v_z = EJ \cdot v_0 + EJ \cdot \theta_0 z + M_0 \frac{z^2}{2!} + Q_0 \frac{z^3}{3!} + q_0 \frac{z^4}{4!} \Big|_I \\ \quad + \sum M \frac{(z-a)^2}{2!} + \sum F \frac{(z-b)^3}{3!} + \sum q \frac{(z-c)^4}{4!} \end{array} \right.$$

IX.6-masala. Ikki konsolli to'singa simmetrik ravishda to'plangan va yoyilgan kuchlar ta'sir etmoqda (IX.10 -shakl). Kuch N va uzunliklar m da berilgan.

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash;
- ichki kuchlarning tenglamalarini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- universal formula asosida $\theta(z)$ va $v(z)$ larning ifodalarini tuzish;
- eguvchi moment epyurasidan foydalanib, xavfli kesimni topish;
- aylanish burchagi $\theta(z)$ va salqilik $v(z)$ larning epyuralarini qurish.

$$F := 120.0\text{ kN}$$

$$q := 200.0\text{ kN/m}$$

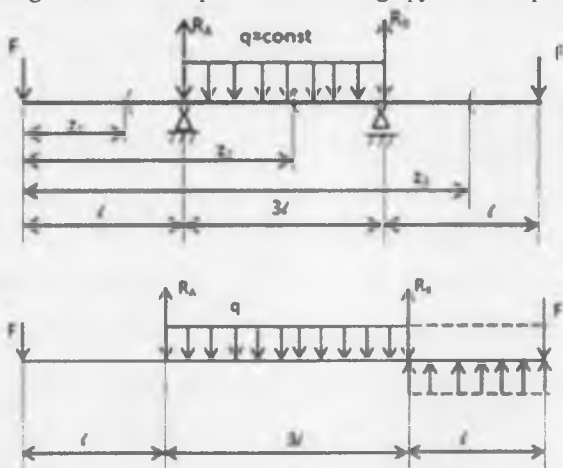
$$d := 0.15 \cdot 10^{-2}\text{ m}$$

$$L_0 := 0.8\text{ m}$$

$$E := 2 \cdot 10^5\text{ kN/m}^2$$

$$J := \pi \cdot \frac{d^4}{64}$$

$$E \cdot J = 4.97 \times 10^{-8}\text{ kN} \cdot \text{m}^3$$



IX.10 - shakl

Masalaning echilishi

1. **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanch reaksiyalarni aniqlash.

Birinchi galdagi yaqinlashuv:	Given	RA := 11	RB := 25	S := 5
Tayanch kesimlarga nisbatan momentlar tenglamasi	$F \cdot (3 \cdot L0 + L0) + q \cdot 3 \cdot L0 \cdot 3 \cdot \frac{L0}{2} - F \cdot L0 - RA \cdot 3 \cdot L0 = 0$	(a)		
	$F \cdot (3 \cdot L0 + L0) + q \cdot 3 \cdot L0 \cdot 3 \cdot \frac{L0}{2} - F \cdot L0 - RB \cdot 3 \cdot L0 = 0$	(b)		
Tekshirish	$RA + RB - 2 \cdot F - q \cdot 3 \cdot L0 - S = 0$	(c)		
YUqoridagi tenglamalarni birgalikda echish:	$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, S)$			
Javob:	RA = 360	RB = 360	$S = 6.821 \times 10^{-12}$	

2. Oraliqlarga mos keluvchi ichki zo'riqishlarning ifodalarini tuzish.

Oraliqlar	Kesuvchi kuch	Eguvchi moment
I	$Q1(z) := -F$	$M1(z) := -F \cdot z$
II	$Q2(z) := -F + RA - q \cdot (z - L0)$	$M2(z) := -F \cdot z + RA - q \cdot (z - L0)$
III	$Q3(z) := -F$	$M3(z) := -F \cdot (5 \cdot L0 - z)$
	Kesuvchi kuch	Eguvchi moment
	$Q(z) := \begin{cases} Q1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ Q2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ Q3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \end{cases}$	$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ M2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ M3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \end{cases}$

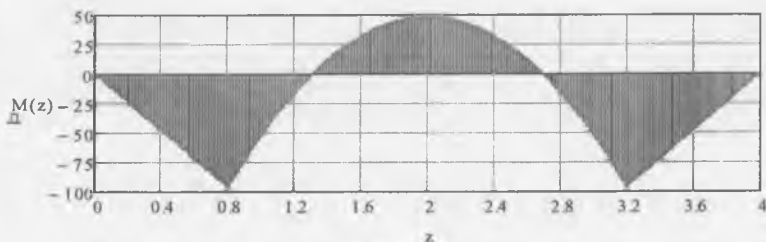
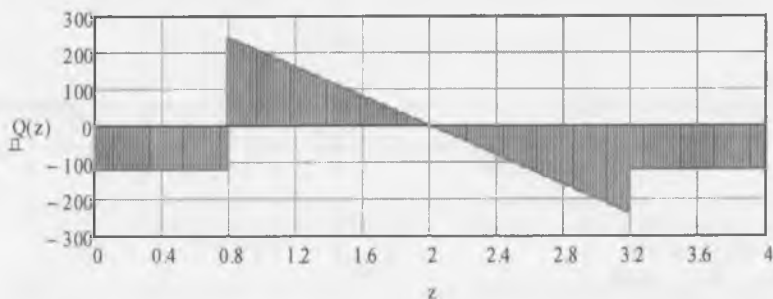
3. Boshlang'ich parametrlar usulini qo'llash.

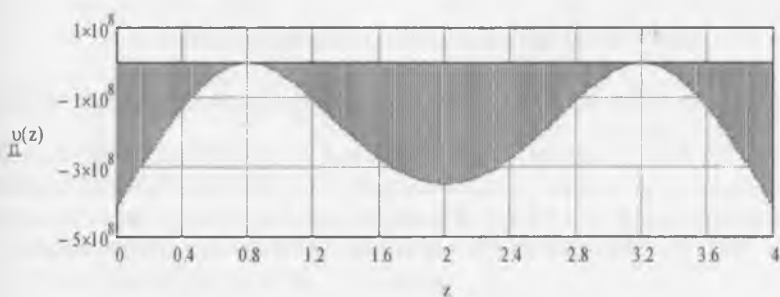
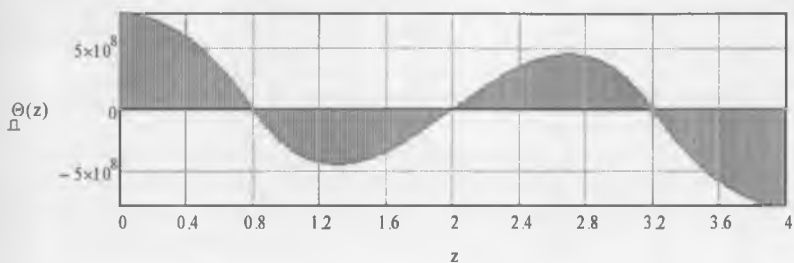
Universal tenglamaning tadbiq etilishi			
aylanish burchagi	$EJ_x \cdot \theta(z) = EJ_A \theta_0 - F \frac{z^2}{2!} \Big _{z>0} + R_A \frac{(z-\ell)^2}{2!} - q \frac{(z-\ell)^3}{3!} \Big _{z>\ell} +$ $+ R_B \frac{(z-4\ell)^2}{2!} + q \frac{(z-4\ell)^3}{3!} \Big _{z>4\ell}$		
salqilik	$EJ_x \cdot v(z) = EJ_x v_0 + EJ_x \theta_0 z - F \frac{z^3}{3!} \Big _{z>0} + R_A \frac{(z-\ell)^3}{3!} - q \frac{(z-\ell)^4}{4!} \Big _{z>\ell} +$ $+ R_B \frac{(z-4\ell)^3}{3!} + q \frac{(z-4\ell)^4}{4!} \Big _{z>4\ell}$		
Endi chegaraviy shartlardan foydalanib, 2 ta boshlang'ich parametrlarni aniqlaymiz.			
Given $v_0 := 5$ $\Theta_0 := 10$			
CHegaraviy shartlar:		Tenglamalar:	
1	$z = \ell: v(z) = 0$	$E \cdot J \cdot v_0 + E \cdot J \cdot \Theta_0 \cdot L_0 - F \cdot \frac{(L_0)^3}{6} = C$	(d)
2	$z = 4\ell: v(z) = 0$	$E \cdot J \cdot v_0 + E \cdot J \cdot \Theta_0 \cdot 4 \cdot L_0 - F \cdot \frac{(4 \cdot L_0)^3}{6} + R_A \frac{(3 \cdot L_0)^3}{6} - q \cdot \frac{(3 \cdot L_0)^4}{24} = C$	(e)
(d) va (e) tenglamalarni birgalikda echish:		$\begin{pmatrix} v_0 \\ \Theta_0 \end{pmatrix} := \text{Find}(v_0, \Theta_0)$	
Javob:		$v_0 = -4.121 \times 10^8$ $\Theta_0 = 7.726 \times 10^8$	
Natijada umumiy holda quyidagi universal tenglamalarga ega bo'lamiz:			
$\Theta(z) := \Theta_0 - F \cdot \frac{z^2}{E \cdot J \cdot 2!} + R_A \cdot \frac{(z-L_0)^2}{E \cdot J \cdot 2!} - q \cdot \frac{(z-L_0)^3}{E \cdot J \cdot 3!} + R_B \frac{(z-4 \cdot L_0)^2}{E \cdot J \cdot 2!} + q \cdot \frac{(z-4 \cdot L_0)^3}{E \cdot J \cdot 3!}$			
$v(z) := v_0 + \Theta_0 \cdot z - F \cdot \frac{z^3}{E \cdot J \cdot 3!} + R_A \frac{(z-L_0)^3}{E \cdot J \cdot 3!} - q \cdot \frac{(z-L_0)^4}{E \cdot J \cdot 4!} + R_B \frac{(z-4 \cdot L_0)^3}{E \cdot J \cdot 3!} + q \cdot \frac{(z-4 \cdot L_0)^4}{E \cdot J \cdot 4!}$			

Endi har bir oraliq uchun salqilik va aylanish burchaklaring ifodalarini tuzamiz:

Ora- liqlar	Salqilikning ifodasi
I	$\Theta_1(z) := \Theta_0 - F \cdot \frac{z^2}{E \cdot J \cdot 2}$
II	$\Theta_2(z) := \Theta_0 - F \cdot \frac{z^2}{E \cdot J \cdot 2} + R_A \cdot \frac{(z - L_0)^2}{E \cdot J \cdot 2} - q \cdot \frac{(z - L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6}$
III	$\Theta_3(z) := \Theta_0 - F \cdot \frac{z^2}{E \cdot J \cdot 2} + R_A \cdot \frac{(z - L_0)^2}{E \cdot J \cdot 2} - q \cdot \frac{(z - L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6} + R_B \cdot \frac{(z - 4 \cdot L_0)^2}{E \cdot J \cdot 2} + q \cdot \frac{(z - 4 \cdot L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6}$

Ora- liqlar	Aylanish burchaklarining ifodasi
I	$\nu_1(z) := \nu_0 + \Theta_0 \cdot z - F \cdot \frac{z^3}{E \cdot J \cdot 6}$
II	$\nu_2(z) := \nu_0 + \Theta_0 \cdot z - F \cdot \frac{z^3}{E \cdot J \cdot 6} + R_A \cdot \frac{(z - L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6} - q \cdot \frac{(z - L_0)^4}{E \cdot J \cdot 24}$
III	$\nu_3(z) := \nu_0 + \Theta_0 \cdot z - F \cdot \frac{z^3}{E \cdot J \cdot 6} + R_A \cdot \frac{(z - L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6} - q \cdot \frac{(z - L_0)^4}{E \cdot J \cdot 24} + R_B \cdot \frac{(z - 4 \cdot L_0)^3}{E \cdot J \cdot 6} + q \cdot \frac{(z - 4 \cdot L_0)^4}{E \cdot J \cdot 24}$





Masshtab tanlash

$$z := 0, \frac{L0}{2} \dots 5LC$$

Salqilik

$$\Theta(z) := \begin{cases} \Theta1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ \Theta2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ \Theta3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \end{cases}$$

Aylanish burchagi

$$\upsilon(z) := \begin{cases} \upsilon1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L0 \\ \upsilon2(z) & \text{if } L0 \leq z \leq 4 \cdot L0 \\ \upsilon3(z) & \text{if } 4 \cdot L0 \leq z \leq 5 \cdot L0 \end{cases}$$

"Graf" menyusi yordamida talab etilayotgan 4 ta epyuralar qurilgan.

$$z := 0, \frac{L0}{44} \dots 5LC$$

$z =$	$Q(z) =$	$M(z) =$	$\Theta(z) =$	$v(z) =$
0	-120	0	$7.726 \cdot 10^8$	$-4.121 \cdot 10^8$
0.4	-120	-48	$5.795 \cdot 10^8$	$-1.288 \cdot 10^8$
0.8	240	-96	-60.27	10.929
1.2	160	-16	$-4.292 \cdot 10^8$	$-1.073 \cdot 10^8$
1.6	80	32	$-3.434 \cdot 10^8$	$-2.747 \cdot 10^8$
2	$3.411 \cdot 10^{-12}$	48	-60.27	$-3.477 \cdot 10^8$
2.4	-80	32	$3.434 \cdot 10^8$	$-2.747 \cdot 10^8$
2.8	-160	-16	$4.292 \cdot 10^8$	$-1.073 \cdot 10^8$
3.2	-120	-96	-60.27	-133.719
3.6	-120	-48	$-5.795 \cdot 10^8$	$-1.288 \cdot 10^8$
4	-120	0	$-7.726 \cdot 10^8$	$-4.121 \cdot 10^8$

9.5-§. Mor usulida ko'chishlarni aniqlash

Oldingi paragraflarda to'sinlarning ko'chishlari (salqiligi va aylanish burchaklari) ni aniqlash usullari ko'rib o'tilgan edi.

Endi esa faqat to'sinlardagi emas, balki rama va egri bruslardagi ko'chishlarni aniqlashda keng qo'llaniladigan universal usul - Mor usuli bilan tanishib chiqamiz.

Materiallar qarshiligidining to'la kursida bir necha oraliqdan iborat bo'lgan brus uchun **Mor formulasi** yoki **Mor integrali** quyidagicha aniqlanishi isbotlangan:

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \int_{(S)} \frac{N_F \bar{N}_i}{EA} ds + \sum_{i=1}^n \int_{(S)} \frac{Q_F \bar{Q}_i}{GA} ds + \sum_{i=1}^n \int_{(S)} \frac{M_F \bar{M}_i}{EJ} ds \quad (IX.8)$$

Bunda N_F, Q_F, M_F - tashqi kuchlar bilan yuklangan (asosiy holat) brusning ixtiyoriy kesimidagi ichki zo'riqlishlarning ifodasi;

$\bar{N}_i, \bar{Q}_i, \bar{M}_i$ - birlik kuchlar bilan yuklangan (yordamchi holat) brusning ixtiyoriy kesimidagi ichki zo'riqlishlarning ifodasi;

EA, GA, EJ - brusning tegishli cho'zilish (siqilish), siljish va egilishdagi birlirlilari.

Mor usulida ko'chishlar quyidagi tartibda aniqlanadi:

1. Elastik deformatsiyalanuvchi brus (to'sin, sterjen, rama, arka) oraliqlarga ajratilib, tayanch reaksiyalari topiladi.

2. Brusning yordamchi holati qurilib, u ko'chishi aniqlanadigan kesimga qarab birlik kuch bilan yuklanadi:

- chiziqli ko'chishni aniqlashda kesimga birlik to'plangan kuch qo'yiladi;
- burchakli ko'chishni aniqlashda kesimga birlik just kuch (moment) qo'yiladi.

3. Brusning har bir oraliq'i uchun kesish usulini qo'llab N_F, Q_F, M_F (asosiy holat bo'yicha) hamda $\bar{N}_i, \bar{Q}_i, \bar{M}_i$ (yordamchi holat bo'yicha) larning analitik ifodasi tuziladi.

4. Brusning barcha oraliq'i bo'yicha Mor integrali hisoblanadi.

Eslatma: agar aniqlangan ko'chish Δ musbat ishorali bo'lsa, unda ko'chishning haqiqiy yo'nalishi birlik kuch yo'nalishiga mos keladi; aksincha, manfiy ishorali ko'chish kesimning haqiqiy ko'chishi birlik kuch yo'nalishiga mos kelmasligini ko'rsatadi.

9.6-§. Vereshagin formulasi yordamida ko'chishlarni aniqlash

Elastik brus (to'sin yoki rama) larning oraliqlari soni ko'p bo'lgan hollarda Mor integrali yordamida ko'chishlarni aniqlash birmuncha qiyinchiliklar tug'diradi. Chunki, har bir oraliq uchun ichki zo'riqlashlarning analitik ifodasini tuzib, so'ngra ularni tegishli oraliqlarda integrallash kerak.

1925-yilda Moskva temir yo'l muhandislari institutining talabasi A.N.Vereshagin grafo-analitik uslub yordamida Mor integralini hisoblashni taklif etgan. Ba'zan bu uslub epyuralarni o'zaro ko'paytirish uslubi ham deb yuritiladi.

Odatda, birlik kuchlar to'plangan yoki juft kuchlar bo'lganligi sababli, ulardan qurilgan eguvchi moment epyurasi doimo to'g'ri chiziq bilan chegaralanadi; tashqi kuchlardan qurilgan M_F epyuralar esa, umumiy holda egri chiziq qonuniyati bo'yicha o'zgaradi.

Aytaylik, birligi ℓ oraliqda o'zgarmas bo'lgan brusning tashqi va birlik kuchlardan qurilgan epyuralari berilgan bo'lsin (IX.11-shakl, a).

Tekshirilayotgan hol uchun (IX.11) formula

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \int_{(l)} M_F \bar{M}_1 dz$$

(IX.8, a)

ko'rinishda yoziladi.

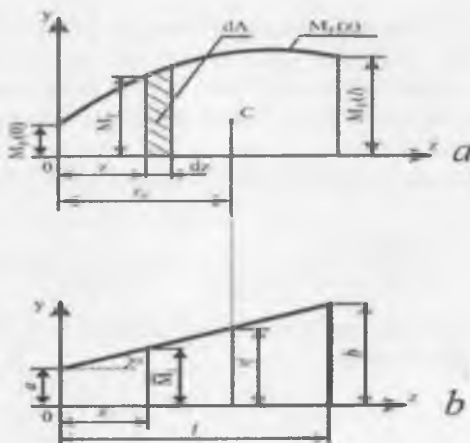
$M_F dz$ ko'paytma M_F epyurasidagi shtrixlangan elementar yuzachaga taxminan teng:

$$M_F \cdot dz \approx dA \quad (a)$$

$\bar{M}_1$ miqdorni esa birlik kuch epyurasidan topamiz (IX.11-shakl, b):

$$\bar{M}_1 = a + k \cdot z \quad (b)$$

$k = tg \alpha$ - og'ma chiziqning burchak



Endi (a) va (b) larni nazarda tutgan holda integral chegaralarini ℓ dan A ga o'zgartirib, Mor integralini quyidagicha yozamiz:

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \int_{(A)} (a + k \cdot z) \cdot dA = \frac{a}{EJ} \int_{(A)} dA + \frac{k}{EJ} \int_{(A)} z \cdot dA \quad (d)$$

Birinchi integral tashqi kuchdan qurilgan eguvchi moment epyurasining yuzasi A ga teng; ikkinchi integral esa shu yuzadan brusning bo'ylama o'qiga tik va koordinata boshidan o'tuvchi vertikal oy o'qqa nisbatan olingan statik momentdan iborat:

$$\int_A z dA = S_y$$

Statik moment S_y ni yana quyidagicha yozish mumkin:

$$S_y = z_c \cdot A$$

Bunda z_c - M_F epyurasi og'irlik markazining absissasi.
Demak,

$$\Delta = \frac{A}{EJ} (a + k \cdot z_c)$$

Geometrik nuqtai nazardan qavs ichidagi ifodani

$$\eta^c = a + k \cdot z_c$$

ko'rinishda yozish mumkin.

U holda ko'chish formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\Delta = \frac{A \cdot \eta^c}{EJ} \quad (IX.9)$$

(IX.12) formula **Vereshagin** formulasi deb ataladi.

Demak, Vereshagin usulida ko'chishni aniqlash uchun tashqi kuchdan qurilgan epyura yuzasi A ni mazkur yuza og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch epyurasining ordinatasi η^c ga ko'paytirib, olingan natijani brusning bikrligi EJ ga bo'lish kifoya ekan.

Agar elastik brus n ta oraliqdan iborat bo'lsa, Vereshagin formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \sum_{i=1}^n A_i \cdot \eta_i^c \quad (IX.10)$$

Bikrligi pog'onali ravishda o'zgaruvchi n ta oraliqli elastik bruslar uchun Vereshagin formulasi

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \eta_i^c}{EJ_i} \quad (IX.11)$$

ko'rinishni egallaydi.

Ta'kidlash lozimki, o'zgaruvchan kesimli bruslarning ko'chishlarini Vereshagin usulida aniqlab bo'lmaydi; bunday hollarda Mor integralidan foydalanish ma'qul. Bundan tashqari, η^c ordinatalarni faqat to'g'ri chiziqli bilan chegaralangan eguvchi moment epyuralaridan olishni unutmash kerak.

Agar tashqi va birlik kuchlardan qurilgan eguvchi moment epyuralari brusning bo'ylama o'qidan bir tomonda yotsa, $A_i \cdot \eta_i^c$ ko'paytma *musbat*, aksincha, turli tomonlarda yotsa *manfiy* ishorali hisoblanadi.

IX.7-masala. YArim ramaning erkin uchiga F kuch ta'sir etmoqda (IX.12-shakl, a); ustunning egilishdagi birligi rigelnikiga nisbatan 2 marta katta.

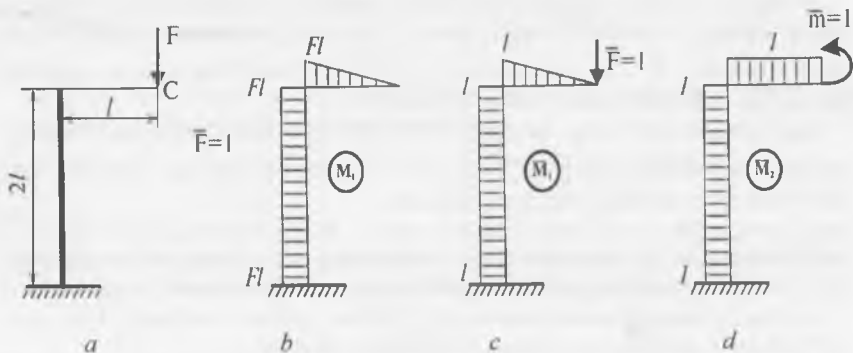
Kuch qo'yilgan kesimning vertikal ko'chishi va aylanish burchagini Mor usuli va Vereshagin formulasida aniqlang va natijalarni solishtiring.

Mor usulida masalaning echilishi: tashqi kuch F , vertikal yo'nalgan birlik kuch $\bar{F}_1 = 1$, juft birlik moment $\bar{m}_1 = 1$ lardan rigel va ustunlarda hosil bo'luvchi eguvchi momentlarning analitik ifodalarini tuzamiz.

Oraliq rigel ($0 \leq z_1 \leq l$)	Tashqi kuch $M_F^I = -Fz_1$	Birlik vertikal kuch $\bar{M}_1^I = -\bar{F}z_1 = -z_1$	Birlik juft kuch $\bar{M}_2^I = -\bar{m} = -1$
ustun ($0 \leq z_2 \leq 2l$)	$M_F^{II} = -Fl$	$\bar{M}_1^{II} = -\bar{F}l = -l$	$\bar{M}_2^{II} = -\bar{m} = -1$

Jadvaldagi ifodalarni (IX.11) formulaga (faqat M inobatga olinadi) qo'yib, navbat bilan vertikal ko'chish va aylanish burchaklarini hisoblaymiz:

$$\begin{aligned}
 v_c &= \int_0^l \frac{M_F^I \bar{M}_1^I}{EJ} dz_1 + \int_0^{2l} \frac{M_F^{II} \bar{M}_1^{II}}{2EJ} dz_2 = \int_0^l \frac{(-Fz_1)(-z_1)}{EJ} dz_1 + \\
 &+ \int_0^{2l} \frac{(-Fl)(-l)}{2EJ} dz_2 = \frac{F}{EJ} \int_0^l z_1^2 dz_1 + \frac{Fl^2}{2EJ} \int_0^{2l} dz_2 = \frac{4}{3} \cdot \frac{Fl^3}{EJ} \\
 \theta_c &= \int_0^l \frac{M_F^I \bar{M}_2^I}{EJ} dz_1 + \int_0^{2l} \frac{M_F^{II} \bar{M}_2^{II}}{2EJ} dz_2 = \int_0^l \frac{(-Fz_1)(-1)}{EJ} dz_1 + \\
 &+ \int_0^{2l} \frac{(-Fl)(-1)}{2EJ} dz_2 = \frac{F}{EJ} \int_0^l z_1 dz_1 + \frac{Fl}{2EJ} \int_0^{2l} dz_2 = \frac{3}{2} \cdot \frac{Fl^2}{EJ}
 \end{aligned}$$



IX.12-shakl

Vereshagin uslubida masalaning echilishi: Y Arim rama uchun tashqi va birlik kuchlardan qurilgan eguvchi moment epyuralaridan foydalanib, (IX.14) formulani quyidagicha yozib olamiz:

salqilik

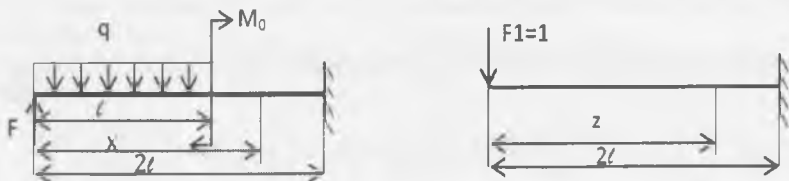
$$v_c = v_c(M_F, \bar{M}_1) = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{1}{2} Fl \cdot l \cdot \frac{2l}{3} + \frac{1}{2EJ} \cdot Fl \cdot 2l \cdot l = \frac{4}{3} \frac{Fl^3}{EJ}$$

aylanish burchagi

$$\theta_c = \theta_c(M_F, \bar{M}_2) = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{1}{2} Fl \cdot l \cdot 1 + \frac{1}{2EJ} \cdot Fl \cdot 2l \cdot 1 = \frac{3}{2} \frac{Fl^2}{EJ}$$

SHunday qilib, ikkala usulda ham bir xil natijalar olindi.

IX.8-masala. To'plangan, yoyilgan va juft kuchlar bilan yuklangan bikrligi o'zgarmas doiraviy kesimli konsol egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (IX.13-shakl).



IX.13 —shakl

Berilgan kattaliklar:

$M_0 := 40.$	$F := 50.$	$q := 45.$	$d := 15 \cdot 10^{-2}$	$E := 2 \cdot 10^{11}$
$L_1 := 2.$	$L_2 := 4.$	$J_w := \frac{\pi d^4}{64}$	$EJ = 5.219 \times 10^6$	

Moment N m, kuch N, yoyilgan kuch N/m, uzunlik m, diametr m va elastiklik moduli esa kuchlanish birligida ifodalangan.

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- eguvchi moment va qirquvchi kuchlarning epyuralarini qurish;
- konsol uchidagi kesimning vertikal yo'nalishdagi ko'chishini aniqlash.

Masalani echish uchun talaba:

- eguvchi moment va qirquvchi kuchlarning analitik ifodalarini tuzishi;
- D.Juravskiy teoremasi va O.Mor integralining mazmun-mohiyatini bilishi va amalda qo'llay olishi tavsiya etiladi.

Masalaning echilishi: kesish usulidan foydalanib, har bir oraliqqa mos keluvchi ichki zo'riqishlarning ifodalarini tuzamiz.

Oraliq

Eguvchi momentlar

Izoh

I

$$M_1(z) := Fz - q \cdot \frac{z^2}{2}$$

tashqi kuchdan hosil bo'ladi

II

$$M_2(z) := Fz - q \cdot L_1 \cdot \left(z - \frac{L_1}{2} \right) + M_0$$

I va II

$$MM(z) := -1.0 \cdot z$$

birlik kuchdan hosil bo'ladi

SHartli operator if

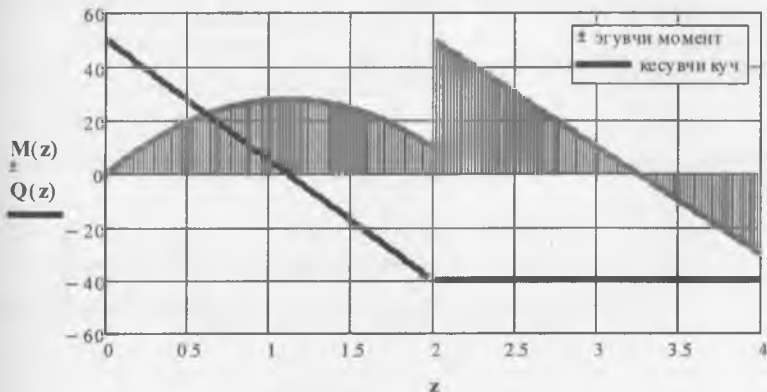
SHartli operator if ga tegishli "shartli funksiya")

$$M(z) := \begin{cases} M_1(z) & \text{if } z \leq L_1 \\ M_2(z) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$M(z) := \text{if}(z \leq L_1, M_1(z), M_2(z))$$

$$M(z) := M_1(z) \cdot (z \leq L_1) + M_2(z) \cdot (z > L_1)$$

M va Q larining epyuralari



D.Juravskiy teoremasidan foydalanib, qirquvchi kuchni aniqlaymiz:

$$Q(z) := \frac{d}{dz} M(z)$$

Aniq masshtab tanlab, ichki kuchlarning epyuralarini quramiz:

$$k_0 := 22$$

$$z := 0, \frac{L}{k_0} \dots L$$

Endi umumiy holda O.Mor integralini yozib, talab etilayotgan ko'chishni aniqlaymiz:

a)

$$\Delta 1 := \int_0^L \frac{M(z) \cdot MM(z)}{E \cdot J} dz \quad \Delta 1 = -1.469 \times 10^{-5}$$

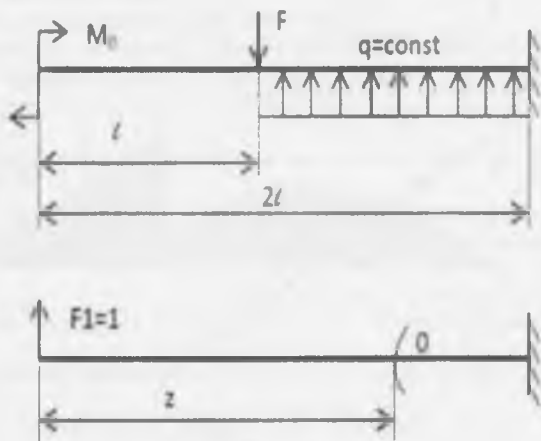
b)

$$\Delta 2 := \int_0^{L1} \frac{M1(z) \cdot MM(z)}{E \cdot J} dz + \int_{L1}^L \frac{M2(z) \cdot MM(z)}{E \cdot J} dz \quad \Delta 2 = -1.469 \times 10^{-5}$$

Ikkala usulda ham bir xil natija olindi.

IX.9-masala.

To'plangan, yoyilgan va juft kuchlar bilan yuklangan bikrligi o'zgarmas konsol egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (IX.14-shakl).



IX.14-shakl

Quyidagilar talab etiladi:

- eguvchi moment va qirquvchi kuchlarning epyuralarini qurish;
- konsol uchidagi kesimning vertikal yo'nalishdagi ko'chishini aniqlash.

Berilgan parametrlar:

$$\begin{aligned} F &:= 7557.1 & M_0 &:= 2442.1 & q &:= 2552.1 & L_1 &:= 5.0 & L &:= 10.0 \\ E &:= 2.1 \cdot 10^5 & b &:= 6.1 & h &:= 12.1 & J_{\text{ox}} &:= b \frac{h^3}{12} \end{aligned}$$

Masalaning echilishi:

Kesish usulidan foydalanib, har bir oraliqqa mos keluvchi ichki zo'riqishlarning ifodalarini tuzamiz.

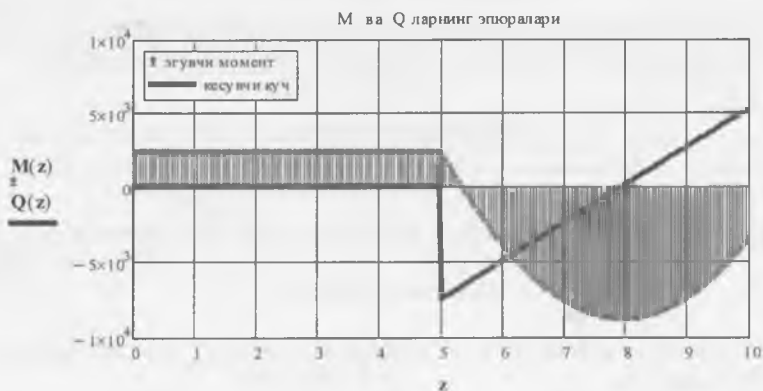
Oraliq	Eguvchi momentlar	Izoh
I	$M_1(z) := M_0$	tashqi kuchdan hosil bo'ladi
II	$M_2(z) := M_0 - F(z - L_1) + q \frac{(z - L_1)^2}{2}$	
I va II	$M(z) := z$	birlik kuchdan hosil bo'ladi

SHartli operator if	SHartli operator if ga tegishli "shartli funksiya")
"Булевых" operatorlari	"agar" "u holda" "boshqasi"
$M(z) := \begin{cases} M_1(z) & \text{if } z \leq L_1 \\ M_2(z) & \text{otherwise} \end{cases}$	$M(z) := \text{if}(z \leq L_1, M_1(z), M_2(z))$ $M(z) := M_1(z) \cdot (z \leq L_1) + M_2(z) \cdot (z > L_1)$

D.Juravskiy teoremasidan foydalanib, qirquvchi kuchni aniqlaymiz:

$$Q(z) := \frac{d}{dz} M(z)$$

Aniq masshtab tanlab, ichki kuchlarning epyuralarini quramiz:



Endi umumiy holda O.Mor integralini yozib,

$$\Delta := \int_0^{2L1} \frac{M(z) \cdot MM(z)}{JE} dz$$

talab etilayotgan ko'chish:

$$\Delta = -1.102 \times 10^{-3}$$

9.7-§. Mor integralini hisoblashda matritsalar nazariyasining tadbiqu

Bikrligi o'zgarmas va n ta oraliqlardan iborat bo'lgan elastik tizimlar uchun Mor integrali quyidagi ko'rishdaliqi ma'lum

$$\Delta_{KF} = \sum_{l=1}^n \frac{1}{EJ} \int_a^b \vec{M}_l \cdot M_F dz \quad (IX.12)$$

$M = M_l$ - birlik yukning eguvchi momenti;

$M = M_F$ - tashqi yukning eguvchi momenti;

$EJ = EJ_x(z)$ - egilishdagi bikrlilik.

MathCAD dasturi yordamida integral belgisi ostidagi $\vec{M}_l, M_F = f(z)$ uzluksiz funksiyani hisoblash uchun taqribiy usullardan foydalanish zarur.

Ma'lumki, $\int_a^b f(z) dz$ aniq integralni hisoblash geometrik nuqtai nazardan qaraganda, absstsisa o'qi z , $z=a$ va $z=b$ to'g'ri chiziqlar hamda $f(z)$ funksiya

bilan chegaralangan egri chiziqli trapetsiyaning yuzasini hisoblashga keltiriladi (IX.15-shakl).

Simpson formulasi yordamida bu yuza

$$\int_a^b f(z) dz \approx \frac{l}{6} [f(a) + 4f(c) + f(b)]$$

(XII.1)

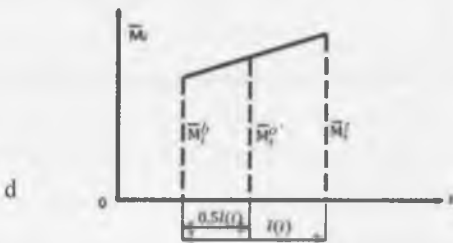
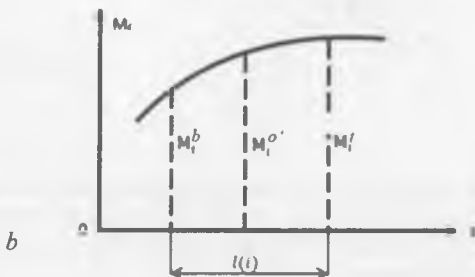
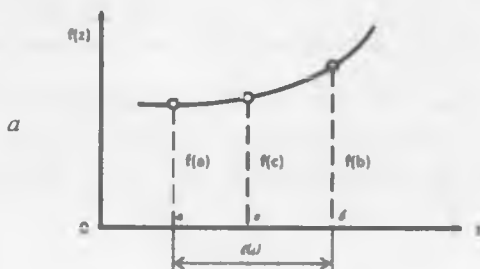
ko'rinishda ifodalanadi.

Aytaylik, umumiy holda

$$\bar{M}_i M_F = f(z)$$

funksiya tekshirilayotgan oraliqda uchinchi tartibli egri chiziq bilan chegaralangan bo'lsin (IX.15-shakl, a).

Unda birlik va tashqi yuklardan qurilgan epyuralar ham tegishli IX.15-shakl, b, c larda tasvirlangandek bo'ladi.



IX.15-shakl

Simpson formulasini qo'llab, quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$\Delta_{KF} = \frac{l_i}{6EJ} (\bar{M}_i^6 M_{Fi}^6 + 4\bar{M}_i^y M_{Fi}^y + \bar{M}_i^m M_{Fi}^m) \quad (a)$$

Oxirgi ifodani matritsa shaklida yozamiz:

$$\Delta_{KF} = [\bar{M}_i^6 \bar{M}_i^y \bar{M}_i^m] \frac{l_i}{6EJ} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{Fi}^6 \\ M_{Fi}^y \\ M_{Fi}^m \end{bmatrix} = \bar{M}_i^T B_i M_{Fi} \quad (b)$$

SHunday qilib, Mor integralining matritsa shakli quyidagicha bo'ladi:

$$\Delta_{KF} = \overline{M}_i^T \cdot B_i \cdot M_{Fi} \quad (\text{IX.13})$$

Bunda $\overline{M}_i^T = [\overline{M}_i^\delta \ \overline{M}_i^\psi \ \overline{M}_i^m]$ - birlik momentlar matritsasining satri yoki transponirlanuvchi ustuni ("**b**" oraliq boshidagi, "**o**" o'rtasidagi va "**m**" yoki "**o**" tugashidagi qiymatlar);

$$B_i = \frac{l_i}{6EJ} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \text{-moyillik matritsasi;}$$

$$\begin{bmatrix} M_{Fi}^\delta \\ M_{Fi}^\psi \\ M_{Fi}^m \end{bmatrix} \quad \text{- tashqi yuklar matritsasining ustuni}$$

Xususi hol. Agar tekshirilayotgan oraliqda tashqi yuklardan qurilgan eguvchi moment epyurasi M_{Fi} chiziqli qonuniyat bo'yicha o'zgarsa, ya'ni o'sha oraliqda yoyilgan kuchlar ta'sir ko'rsatmasa (IX.15-shakl, e), u holda oraliq o'rtasidagi eguvchi moment

$$M_{Fi}^o = 0,5(M_{Fi}^\delta + M_{Fi}^m) \quad (\text{d})$$

ko'rinishda bo'ladi.

SHu sababli (b) formula birmuncha soddalashadi:

$$\Delta_{KF} = \frac{l_i}{6EJ} [2 \overline{M}_i^\delta M_{Fi}^\delta + \overline{M}_i^\delta M_{Fi}^m + \overline{M}_i^m M_{Fi}^\delta + 2 \overline{M}_i^m M_{Fi}^m] \quad (\text{e})$$

yoki matritsa shaklida:

$$\Delta_{KF} = [\overline{M}_i^\delta \ \overline{M}_i^m] \frac{l_i}{6EJ} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_{Fi}^\delta \\ M_{Fi}^m \end{bmatrix} = \overline{M}_i^T B_i M_{Fi} \quad (\text{IX.14})$$

Bikrlik $EJ = \text{const}$ bo'lganda moyillik matritsasi quyidagicha bo'lar ekan:

- M_F epyurasi egri chiziq bilan chegaralangan holda

$$B_i = \frac{l_i}{6EJ_i} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

- M_F epyurasi to'g'ri chiziq bilan chegaralangan holda

$$B_i = \frac{l_i}{6EJ_i} \begin{vmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{vmatrix}$$

Agar tekshirilayotgan elastik tizim n ta oraliqdan iborat bo'lsa, yuqoridagi matritsalar quyidagicha yoziladi:

a) M_F epyurasi egri chiziq bilan chegaralanganda

$$\overline{M} = \overline{M}_i^T = \left\| \underbrace{M_1^6 \ M_1^y \ M_1^0} \dots \underbrace{M_i^6 \ M_i^y \ M_i^0} \dots \underbrace{M_n^6 \ M_n^y \ M_n^0} \right\|$$

$$B = \left\| \begin{array}{cccccc} B_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & & \dots & & \dots & 0 & 0 \\ 0 & & \dots & & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & B_i & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & B_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & B_n \end{array} \right\|$$

$$M_F = \left\| \begin{array}{c} M_{1F}^6 \\ M_{1F}^y \\ M_{1F}^0 \\ \vdots \\ M_{iF}^6 \\ M_{iF}^y \\ M_{iF}^0 \\ \vdots \\ M_{nF}^6 \\ M_{nF}^y \\ M_{nF}^0 \end{array} \right\|$$

b) M_F epyurasi to'g'ri chiziq bilan chegaralanganda

$$\overline{M}_i^T = \left\| \overline{M}_i^T \cdot \overline{M}_i^0 \dots \underbrace{\overline{M}_i^6 \cdot \overline{M}_i^0} \dots \underbrace{\overline{M}_n^6 \cdot \overline{M}_n^0} \right\|$$

$$B = \begin{pmatrix} B_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & B_2 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & B_i & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & B_{n-1} & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & B_n \end{pmatrix}$$

$$M_F = \begin{pmatrix} M_{1F}^0 \\ M_{1F}^y \\ M_{iF}^0 \\ M_{iF}^y \\ \vdots \\ M_{nF}^0 \\ M_{nF}^y \end{pmatrix}$$

IX.10-masala.

Kesimi doiraviy oddiy to'sin to'plangan kuch va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan (IX.16-shakl, a).

Kuch N va uzunlik m da ifodalanadi.

Berilgan kattaliklar:

$$F_N := 500.0\text{t}$$

$$q := 20.0\text{t}$$

$$a := 100.0\text{t}$$

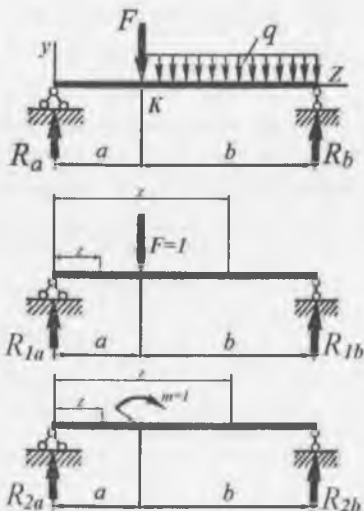
$$b := 200.0\text{t}$$

$$d := 12$$

$$E := 2.1 \cdot 10^6$$

$$J_w := \pi \frac{d^4}{64}$$

$$EJ = 2.138 \times 10^9$$



IX.16-shakl

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- muvozanat tenglamalaridan tayanch reaksiyalarini aniqlash;
- kesish usuli yordamida eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- tashqi yukning matritsa-ustunini, birlik momentning matritsa-satrini va moyillik matritsasini tuzish;
- K kesimning salqiligi va aylanish burchagini aniqlash.

Masalani echish uchun quyidagilarni bilish va qo'llay olish tavsiya etiladi:

- tayanch reaksiyalarni aniqlash;
- kesish usulini qo'llab, eguvchi momentning epyurasini qurish;
- Mor integralini matritsa shaklida ifodalay olish hamda matritsa ustida tegishli amallarni bajara olish;
- tashqi yukning matritsa-ustunini, birlik momentning matritsa-satrini va moyillik matritsasini tuzish tartibini bilish.

Masalaning echilishi

1. Tayanch reaksiyalarini aniqlash

<i>Berilgan chizma asosida:</i>			
Birinci yaqinlashuv	Given	$RA := 1$	$RB := 2$ $S_A := 3$
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish		$F \cdot a + q \cdot b \cdot \left(a + \frac{b}{2}\right) - RB(a + b) = 0$ $-F \cdot b - q \cdot b \cdot \frac{b}{2} + RA \cdot (a + b) = 0$ $RA + RB - F - q \cdot b - S = 0$	
		$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, S)$	
Natija:		$RA = 1.667 \times 10^3$	$RB = 2.833 \times 10^3$ $S = 4.547 \times 10^{-13}$
<i>Birinci yordamchi chizma asosida:</i>			
Birinci yaqinlashuv	Given	$R1A := 1$	$R1B := 2$ $S1 := 3$
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish		$1 \cdot a - R1B(a + b) = 0$ $-1 \cdot b + R1A(a + b) = 0$ $R1A + R1B - 1 - S1 = 0$	
		$\begin{pmatrix} R1A \\ R1B \\ S1 \end{pmatrix} := \text{Find}(R1A, R1B, S1)$	
Natija:		$R1A = 0.667$	$R1B = 0.333$ $S1 = 0$
<i>Ikkinchi yordamchi chizma asosida:</i>			
Birinci yaqinlashuv	Given	$R2A := 1$	$R2B := 2$ $S2 := 3$
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish		$1 - R2B(a + b) = 0$ $1 + R2A(a + b) = 0$ $R2A + R2B - S2 = 0$	

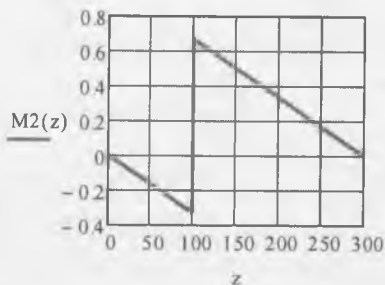
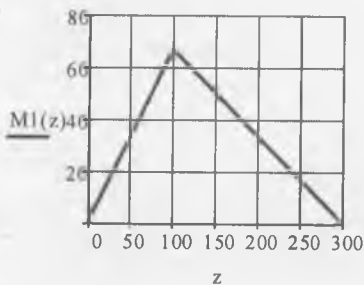
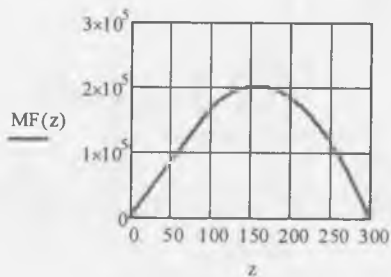
	$\begin{pmatrix} R2A \\ R2B \\ S2 \end{pmatrix} := \text{Find}(R2A, R2B, S2)$
Natija:	$R2A = -3.333 \times 10^{-3} \quad R2B = 3.333 \times 10^{-3} \quad S2 = 0$

2. Eguvchi momentlarning analitik ifodalarini tuzish

Tashqi kuchlar momenti	$\underline{MF(z)} := \begin{cases} RA \cdot z & \text{if } 0 \leq z \leq a \\ RA \cdot z - F(z-a) - q(z-a) \cdot \frac{(z-a)}{2} & \text{if } a \leq z \leq (a+b) \end{cases}$
Birlik (to'plangan) kuchning momenti	$M1(z) := \begin{cases} R1A \cdot z & \text{if } 0 \leq z \leq a \\ R1A \cdot z - 1 \cdot (z-a) & \text{if } a \leq z \leq (a+b) \end{cases}$
Birlik juft kuchning momenti	$M2(z) := \begin{cases} R2A \cdot z & \text{if } 0 \leq z \leq a \\ R2A \cdot z + 1 & \text{if } a \leq z \leq (a+b) \end{cases}$

Epyuralar qurish

$$z := 0, \frac{(a+b)}{2500} \dots (a+b)$$



$$z := 0, \frac{(a+b)}{3} \cdot (a+b)$$

z =

0
100
200
300

MF(z) =

0
$1.667 \cdot 10^5$
$1.833 \cdot 10^5$
0

M1(z) =

0
66.667
33.333
$2.842 \cdot 10^{-14}$

M2(z) =

0
0.667
0.333
0

3. Matritsa usulining tadbiiq etilishi

tashqi yukning matritsa-ustuni	$mF := \begin{pmatrix} 0 \\ 1.66710^5 \\ 1.66710^5 \\ 1.83310^5 \\ 0 \end{pmatrix}$
--------------------------------	---

birlik kuchning matritsa-satri	$m1 := (0 \ 66.667 \ 66.667 \ 33.333 \ 0)$
--------------------------------	--

birlik momentning matritsa-satri	$m2 := (0 \ 0.667 \ 0.667 \ 0.333 \ 0)$
----------------------------------	---

To'sin oraliqlari bo'yicha moyillik matritsasi	$f1 := \frac{a}{6 \cdot E \cdot J}$	$f2 := \frac{b}{6 \cdot E \cdot J}$
	$B1 := \begin{pmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{pmatrix}$	
	$B2 := \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 4 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$	
	$zahl_B1 := f1 \cdot B1$ $zahl_B1 = \begin{pmatrix} 1.559 \times 10^{-8} & 7.797 \times 10^{-9} \\ 7.797 \times 10^{-9} & 1.559 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$ $zahl_B2 := f2 \cdot B2$ $zahl_B2 = \begin{pmatrix} 1.559 \times 10^{-8} & 0 & 0 \\ 0 & 6.238 \times 10^{-8} & 0 \\ 0 & 0 & 1.559 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$	

Moyillik matritsasi (umumiy)	$B := \begin{pmatrix} 1.559 \times 10^{-8} & 7.797 \times 10^{-9} & 0 & 0 & 0 \\ 7.797 \times 10^{-9} & 1.559 \times 10^{-8} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.559 \times 10^{-8} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 6.238 \times 10^{-8} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1.559 \times 10^{-8} \end{pmatrix}$
------------------------------------	---

4. Egilishdagi ko'chishlarni aniqlash

Salqilik	Birinchi usul:	$mal_{\psi} := m1B \cdot m1$	$mal_{\psi} = 0.728$
	Ikkinchi usul:	$mal_{\psi1} := m1E$	
	$mal_{\psi1} = \begin{pmatrix} 5.198 \times 10^{-7} & 1.039 \times 10^{-6} & 1.039 \times 10^{-6} & 2.079 \times 10^{-6} & 0 \end{pmatrix}$ $\psi\psi1 := \begin{pmatrix} 5.198 \times 10^{-7} & 1.039 \times 10^{-6} & 1.039 \times 10^{-6} & 2.079 \times 10^{-6} & 0 \end{pmatrix}$ $mal_{\psi\psi} := \psi\psi1 \cdot m1$	$mal_{\psi\psi} = 0.727$	

Aylanish burchagi	Birinchi usul:	$mal_{\Theta} := m2B \cdot m1$	
	$mal_{\Theta} = 7.274 \times 10^{-3}$	$mal_{\Theta1} := m2E$	
	$mal_{\Theta1} = \begin{pmatrix} 5.201 \times 10^{-9} & 1.04 \times 10^{-8} & 1.04 \times 10^{-8} & 2.077 \times 10^{-8} & 0 \end{pmatrix}$ $\Theta\Theta1 := \begin{pmatrix} 5.201 \times 10^{-9} & 1.04 \times 10^{-8} & 1.04 \times 10^{-8} & 2.077 \times 10^{-8} & 0 \end{pmatrix}$ $mal_{\Theta\Theta1} := \Theta\Theta1 \cdot m1$	$mal_{\Theta\Theta1} = 7.275 \times 10^{-3}$	

IX.11-masala:

Kesimi doiraviy,
bikrligi turlicha
oddiy to'sin

to'plangan
kuch va yoyilgan
kuchlar
bilan yuklangan
IX.17-shakl, a).

Berilgan kattaliklar:

$$q := 30.0$$

$$d := 12$$

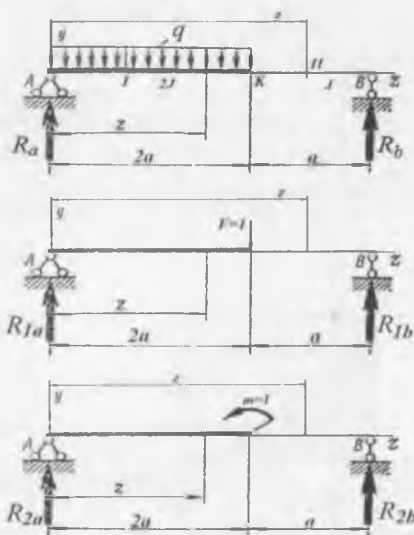
$$a := 100.0$$

$$E := 2.1 \cdot 10^6$$

$$J := \pi \frac{d^4}{64}$$

$$E \cdot J = 2.138 \times 10^9$$

Kuch N va uzunlik m
orqali ifodalanadi.



IX.17-shakl

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- muvozanat tenglamalaridan tayanch reaksiyalarini aniqlash;
- kesish usuli yordamida eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- tashqi yukning matritsa-ustunini, birlik momentning matritsa-satirini va moyillik matritsasini tuzish;
- K kesimning salqiligi va aylanish burchagini aniqlash.

Masalaning echilishi: Tayanch reaksiyalarini aniqlash

Berilgan chizma asosida:			
Birinchi yaqinlashuv	Given	RA := 1 RB := 2	S _z := 3
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish	$q \cdot 2 \cdot a \cdot \frac{2 \cdot a}{2} - RB \cdot 3 \cdot a = 0$ $-q \cdot 2 \cdot a \cdot \left(a + \frac{2 \cdot a}{2} \right) + RA \cdot 3 \cdot a = 0$		

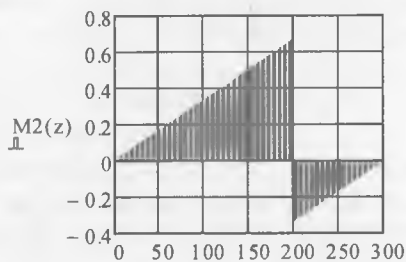
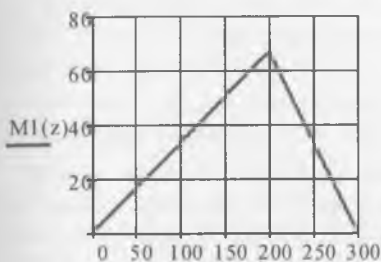
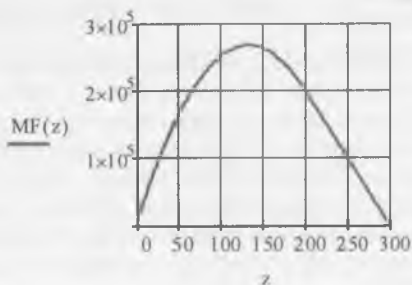
	$RA + RB - q \cdot 2 \cdot a - S = 0$ $\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, S)$
Natija:	$RA = 4 \times 10^3$ $RB = 2 \times 10^3$ $S = 6.821 \times 10^{-13}$
Birinci yordamchi chizma asosida:	
Birinci yaqinlashuv	Given $R1A := 1$ $R1B := 2$ $S1 := 3$
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish	$1 \cdot 2a - R1B \cdot 3 \cdot a = 0$ $-1 \cdot a + R1A \cdot 3 \cdot a = 0$ $R1A + R1B - 1 - S1 = 0$ $\begin{pmatrix} R1A \\ R1B \\ S1 \end{pmatrix} := \text{Find}(R1A, R1B, S1)$
Natija:	$R1A = 0.333$ $R1B = 0.667$ $S1 = 0$
Ikkinchi yordamchi chizma asosida:	
Birinci yaqinlashuv	Given $R2A := 1$ $R2B := 2$ $S2 := 3$
Statika tenglamalarini tuzish va ularni echish	$-1 - R2B \cdot 3 \cdot a = 0$ $-1 + R2A \cdot 3 \cdot a = 0$ $R2A + R2B - S2 = 0$ $\begin{pmatrix} R2A \\ R2B \\ S2 \end{pmatrix} := \text{Find}(R2A, R2B, S2)$
Natija:	$R2A = 3.333 \times 10^{-3}$ $R2B = -3.333 \times 10^{-3}$ $S2 = 0$

Eguvchi momentlarning analitik ifodalarini tuzish

Tashqi kuchlar momenti	$MF(z) := \begin{cases} RA \cdot z - q \cdot \frac{z^2}{2} & \text{if } 0 \leq z \leq 2a \\ RA \cdot z - q \cdot 2 \cdot a \cdot \left(z - \frac{2 \cdot a}{2}\right) & \text{if } 2a \leq z \leq 3 \cdot a \end{cases}$
Birlik (to'plangan) kuchning momenti	$M1(z) := \begin{cases} R1A \cdot z & \text{if } 0 \leq z \leq 2a \\ R1A \cdot z - 1 \cdot (z - 2a) & \text{if } 2a \leq z \leq 3 \cdot a \end{cases}$
Birlik juft kuchning momenti	$M2(z) := \begin{cases} R2A \cdot z & \text{if } 0 \leq z \leq 2a \\ R2A \cdot z - 1 & \text{if } 2a \leq z \leq 3 \cdot a \end{cases}$

Epyuralar qurish

$$z := 0, \frac{3a}{900} \dots 3 \cdot a$$



z =

0
50
100
150
200
250
300

z

MF(z) =

0
$1.625 \cdot 10^5$
$2.5 \cdot 10^5$
$2.625 \cdot 10^5$
$2 \cdot 10^5$
$1 \cdot 10^5$
$2.328 \cdot 10^{-10}$

M1(z) =

0
16.667
33.333
50
66.667
33.333
$1.421 \cdot 10^{-14}$

z

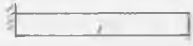
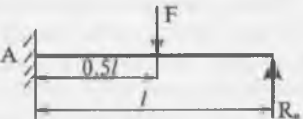
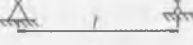
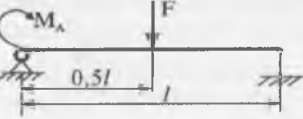
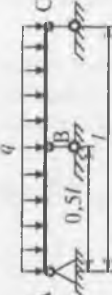
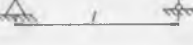
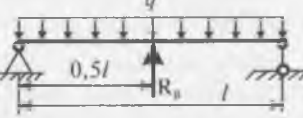
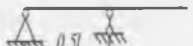
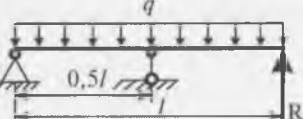
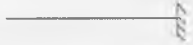
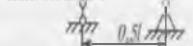
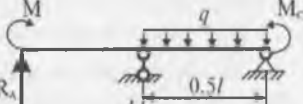
M2(z) =

0
0.167
0.333
0.5
-0.333
-0.167
0

Matritsa usulining tadbqiq etilishi

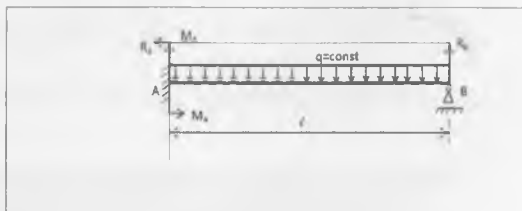
tashqi yukning matritsa-ustuni	$mF := \begin{pmatrix} 0 \\ 2.5 \cdot 10^5 \\ 2.0 \cdot 10^5 \\ 2.0 \cdot 10^5 \\ 0 \end{pmatrix}$
-----------------------------------	--

birlik kuchning matritsa-satri	$m1 := (0 \ 33.333 \ 66.667 \ 66.667 \ 0)$
-----------------------------------	--

Boshlang'ich tizim (to'sin)	S	Ortiqcha bog'-lanish	Asosiy tizimlar	Teng kuchli tizimlar
	1	R_B		
		M_A		
	1	R_B		
		R_C		
	2	R_A, R_B		
		R_B, M_C		
		R_A, M_C		

IX.12-masala.

YOyilgan kuchlar bilan
yuklangan bikrligi
o'zgarmas doiraviy
kesimli to'sin egilishga
qarshilik ko'rsatmoqda
(IX.18-shakl).



IX.18-shakl

Berilgan kattaliklar

ORIGIN := 1

$$q := 1.5 \cdot 10^5$$

$$l := 6.0$$

$$E := 2.1 \cdot 10^{11}$$

$$d := 2.5 \cdot 10^{-2}$$

$$J := \pi \frac{d^4}{4}$$

Berilgan qiymatlar asosida quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqlaslik darajasini topish;
- tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash;
- oraliqlar bo'yicha kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning ifodasini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- aylanish burchagi va salqiliklarning epyuralarini qurish.

Masalani echish tartibi:

1. Statik aniqlaslik darajasini quyidagicha aniqlaymiz. To'sinning tayanchlarga mahkamlanishidan ko'rinib turibdiki, 4 ta noma'lum reaksiya kuchlari mavjud, ya'ni:

$$n := 4$$

$$s_u := n - 3$$

$$s = 1$$

Statik aniqlaslik darajasining birga tengligi statikaning muvozanat tenglamalariga qo'shimcha tarzda yana bitta tenglama tuzish zarurligini ko'rsatadi.

2. **Given/Find** hisoblash blokidan foydalanib, tayanchlardagi reaksiya kuchini aniqlaymiz.

Given

$$MA := 1$$

$$RA := 2$$

$$RB := 1$$

$$S := 4$$

Statikaning muvozanat tenglamalarini yozamiz:

$$-MA - RB \cdot L + q \cdot L \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$-MA + RA \cdot L - q \cdot L \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$RA + RB - q \cdot L = S = 0$$

(tekshirish uchun)

Universal formula yordamida umumiy holda salqilik va aylanish burchagining tenglamalarini tuzamiz:

$$v(z) := (-1) \cdot MA \cdot \frac{z^2}{2} \cdot (E \cdot J)^{-1} + RA \cdot \frac{z^3}{6} \cdot (E \cdot J)^{-1} - q \cdot \frac{z^4}{24} \cdot (E \cdot J)^{-1}$$

$$\theta(z) := \frac{d}{dz} v(z)$$

B tayanchda salqilik nolga tengligini inobatga olib, quyidagini yozamiz:

$$(-1) \cdot MA \cdot \frac{L^2}{2} \cdot (E \cdot J)^{-1} + RA \cdot \frac{L^3}{6} \cdot (E \cdot J)^{-1} - q \cdot \frac{L^4}{24} \cdot (E \cdot J)^{-1} = 0$$

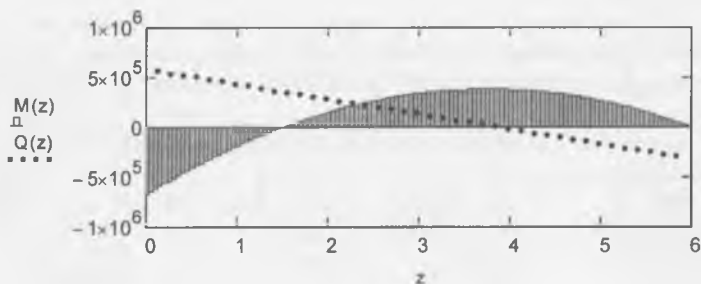
Tenglamalarni echish:	$\begin{pmatrix} RA \\ MA \\ RB \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, MA, RB, S)$
Javob:	$RA = 5.625 \times 10^5$ $MA = 6.75 \times 10^5$ $RB = 3.375 \times 10^5$ $S = 5.821 \times 10^{-11}$

Kesish usulini qo'llab eguvchi momentning ifodasini tuzamiz hamda D.Juravskiy teoremasidan foydalanib qirquvchi kuchning ifodasini aniqlaymiz:

$$M(z) := RA \cdot z - MA - q \cdot z \cdot \frac{z}{2} \quad Q(z) := \frac{d}{dz} M(z)$$

"Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida epyuralar quramiz.

Masshtab: $z := 0, \frac{L}{120} \dots L$

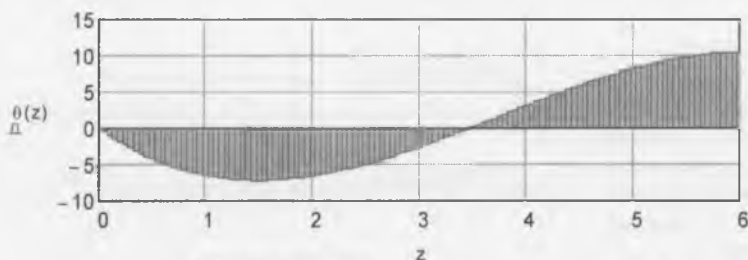
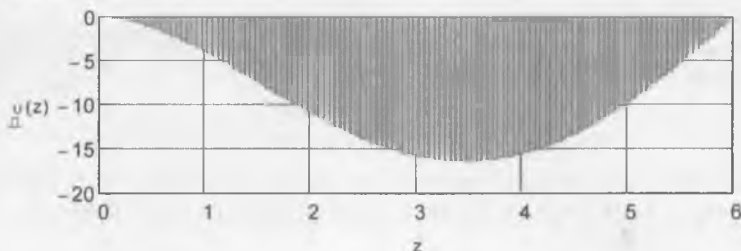


3. Universal formula yordamida umumiy holda salqilik tenglamasini tuzamiz:

$$v(z) := \frac{1}{(E \cdot J)} \left(-MA \cdot \frac{z^2}{2} + RA \cdot \frac{z^3}{6} - q \cdot \frac{z^4}{24} \right)$$

$$\theta(z) := \frac{d}{dz} v(z)$$

"Graph" menyusi yordamida yuqoridagi masshtab bilan ko'chishlarning epyuralarini quramiz.



Masshtab tanlash:

$$z := 0, \frac{L}{6}, L$$

$z =$	$Q(z) =$	$M(z) =$	$v(z) =$	$\theta(z) =$
0	$5.625 \cdot 10^5$	$-6.75 \cdot 10^5$	0	0
1	$4.125 \cdot 10^5$	$-1.875 \cdot 10^5$	-3.88	-6.5
2	$2.625 \cdot 10^5$	$1.5 \cdot 10^5$	-10.865	-6.597
3	$1.125 \cdot 10^5$	$3.375 \cdot 10^5$	-15.715	-2.619
4	$-3.75 \cdot 10^4$	$3.75 \cdot 10^5$	-15.521	3.104
5	$-1.875 \cdot 10^5$	$2.625 \cdot 10^5$	-9.701	8.246
6	$-3.375 \cdot 10^5$	0	$-1.513 \cdot 10^{-9}$	10.477

b) Tayanchlarda hosil bo'luvchi reaksiya kuchlarini **energetik usulda** ham osongina aniqlash mumkin. Buning uchun qo'shimcha tenglama tuzish lozim. Boshqacha aytganda noma'lum bog'lanishlarni o'z ichiga olgan deformatsiya potensial energiyasining ifodasi tuziladi.

(VIII.27) formulaga ko'ra, tekshirilayotgan to'sin uchun deformatsiyaning potensial energiyasi quyidagicha bo'ladi:

$$u = \frac{1}{2EJ_x} \int_0^l M_z^2 dz + \frac{1}{2EJ_x} \int_0^l \left(R_B \cdot z - \frac{qz^2}{2} \right)^2 dz =$$

$$= \frac{1}{2EJ_x} \left(\frac{R_B^2 \ell^3}{3} - \frac{R_B \cdot q \ell^4}{4} + \frac{q^2 \ell^5}{20} \right) \quad (a)$$

Agar deformatsiya potensial energiyasining minimallik shartidan foydalnsak, quyidagi qo'shimcha tenglama hosil bo'ladi:

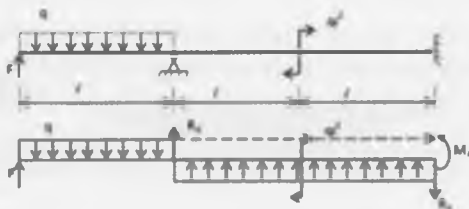
$$\frac{\partial u}{\partial R_B} = \frac{1}{3} R_B \ell^3 - \frac{q \ell^4}{4} = 0 \quad (b)$$

Hosil qilingan qo'shimcha tenglamani muvozanat tenglamalari bilan birgalikda echib, ikkala usulda ham natijalar bir xil ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

$R_a := \frac{5 \cdot q \cdot L}{8}$	$R_b := \frac{3 \cdot q \cdot L}{8}$	$m_a := \frac{q \cdot L^2}{8}$
$R_a = 5.625 \times 10^5$	$R_b = 3.375 \times 10^5$	$m_a = 6.75 \times 10^5$

IX.13-masala.

To'plangan va juft kuchlar hamda yoyilgan kuchlar bilan yuklangan birligi o'zgaras to'sin egilishga qarshilik ko'rsatmokda (IX.19-shakl).



IX.19-shakl

Berilgan kattaliklar:

To'plangan kuch kN, yoyilgan kuch kN/m, juft kuch kN m va uzunlik m larda ifodalanadi.

$$E := 2.0 \cdot 10^5 \quad d := 2.2 \cdot 10^{-2}$$

$$q := 1.6 \cdot 10^5 \quad L := 2.0$$

$$E := 2.1 \cdot 10^{11} \quad J_y := \pi \frac{d^4}{4}$$

Berilgan qiymatlar asosida quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqlaslik darajasini topish;
- tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning analitik ifodasini tuzish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- aylanish burchagi va salqiliklarning epyuralarini qurish;
- xavfli kesimni topish va unga ta'sir etuvchi eng katta eguvchi momentni aniqlash.

Masalaning echilishi

1. Statik aniqlaslik darajasini quyidagicha aniqlaymiz. To'sinning tayanchlarga mahkamlanishidan ko'rinib turibdiki, 4 ta noma'lum reaksiya kuchlari mavjud, ya'ni:

$$n := 4 \quad \underline{s} := n - 3 \quad s = 1$$

Statik aniqlaslik darajasining birga tengligi statikaning muvozanat tenglamalariga qo'shimcha tarzda yana bitta tenglama tuzish zarurligini ko'rsatadi.

2. Dastlab statikaning muvozanat tenglamalarini yozamiz:

$$\sum_{i=1}^3 M_{A_i} = 0 \quad -MA + RB \cdot 2L + q \cdot L^2 + F \cdot L - q \cdot L \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$\sum_{i=1}^3 M_{B_i} = 0 \quad -MA + RA \cdot 2L + q \cdot L^2 + F \cdot 3L - q \cdot L \cdot \left(2L + \frac{L}{2}\right) = 0$$

$$RA - RB - q \cdot L + F - S = 0$$

Universal formula yordamida umumiy holda salqilik tenglamasini tuzamiz:

$$EJ \cdot v(z) = EJ \cdot v_0 + EJ \cdot \theta_0 \cdot z + F \cdot \frac{z^3}{6} - q \cdot \frac{z^4}{24} + RA \cdot \frac{(z-L)^3}{6} + q \cdot \frac{(z-L)^4}{24} + q \cdot L^2 \cdot \frac{(z-2L)^2}{2}$$

Xuddi shunday aylanish burchagining ifodasini tuzamiz:

$$EJ \cdot \theta(z) = EJ \cdot \theta_0 + F \cdot \frac{z^2}{2} - q \cdot \frac{z^3}{6} + RA \cdot \frac{(z-L)^2}{2} + q \cdot \frac{(z-L)^3}{6} + q \cdot L^2 \cdot (z-2L)$$

Natijada 5 ta noma'lum (3 ta reaksiya kuchi va 2 ta boshlang'ich parametrlar) paydo bo'ladi, tenglamalar soni hozircha 4 taga tengdir. SHuning uchun qo'zg'aluvchin sharnirli tayanchda salqilik, qistirib mahkamlangan tayanchda esa salqilik va aylanish burchaklari nolga tengligini inobatga olib, oxirgi 2 ta tenglamalar asosida quyidagi 3 ta ifodalarni tuzamiz, ya'ni:

A tayanchda $v(A)$ salqilikning nolga tenglik sharti

$$EJ \cdot v_0 + EJ \cdot \theta_0 \cdot L + F \cdot \frac{L^3}{6} - q \cdot \frac{L^4}{24} = 0$$

B tayanchda $v(B)$ salqilikning nolga tenglik sharti

$$E \cdot J \cdot u_0 + E \cdot J \cdot \theta_0 \cdot 3 \cdot L + F \cdot \frac{(3L)^3}{6} - q \cdot \frac{(3L)^4}{24} + RA \cdot \frac{(3L - L)^3}{6} + q \cdot \frac{(3L - L)^4}{24} + q \cdot L^2 \cdot \frac{(3L - 2L)^2}{2}$$

B tayanchda θ (B) aylanish burchagining nolga tenglik sharti

$$E \cdot J \cdot \theta_0 + F \cdot \frac{(3L)^2}{2} - q \cdot \frac{(3L)^3}{6} + RA \cdot \frac{(3L - L)^2}{2} + q \cdot \frac{(3L - L)^3}{6} + q \cdot L^2 (3L - 2L) = 0$$

Given/Find hisoblash blokidan foydalanib, yuqorida aytib o'tilgan 5 ta noma'lumlarni aniqlaymiz.

Birinci galdagi yaqinlashuv:	Given			
	RA := 1	MA := 2	RB := 3	$\theta_0 := 4$
	S := 6			$u_0 := 5$
Tenglamani echish:	$\begin{pmatrix} RA \\ RB \\ MA \\ \theta_0 \\ u_0 \\ S \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, RB, MA, \theta_0, u_0, S)$			Javoblar: $RA = -9 \times 10^4$ $RB = -2.1 \times 10^5$ $MA = -1.2 \times 10^5$ $\theta_0 = -2.761$ $S = 0$ $u_0 = 1.38$

Kesish usulini qo'llab har bir oraliqqa mos keluvchi eguvchi momentlarning ifodasini tuzamiz va "if" shartli operatori yordamida eguvchi momentlarning ifodasini umumlashtiramiz:

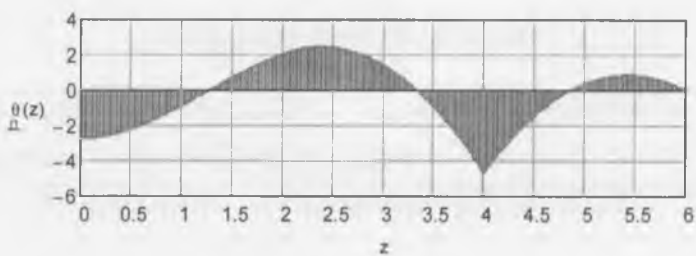
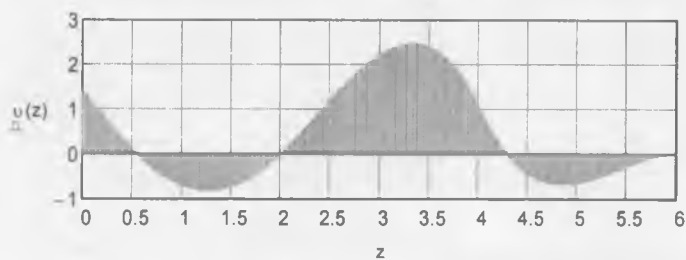
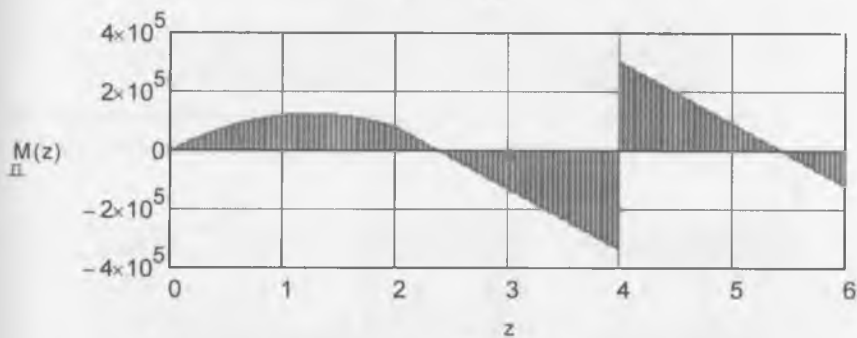
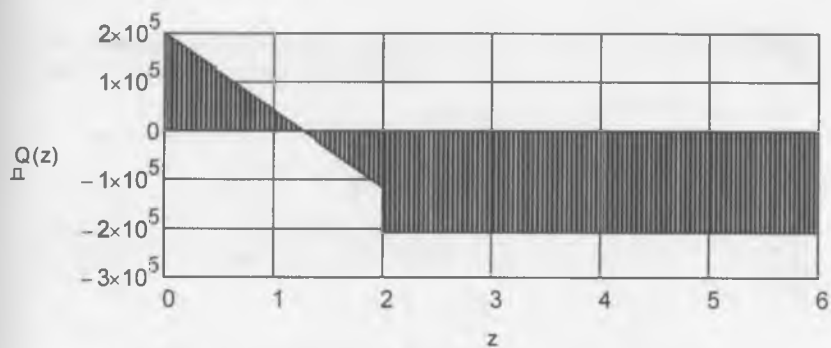
$M1(z) := F \cdot z - q \cdot z \cdot \frac{z}{2}$ $M2(z) := F \cdot z - q \cdot L \cdot \left(z - \frac{L}{2} \right) + RA \cdot (z - L)$ $M3(z) := F \cdot z - q \cdot L \cdot \left(z - \frac{L}{2} \right) + RA \cdot (z - L) + q \cdot L^2$	"if" shartli operator yordamida	$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L \\ M2(z) & \text{if } L \leq z \leq 2 \cdot L \\ M3(z) & \text{if } 2 \cdot L \leq z \leq 3 \cdot L \end{cases}$
--	--	--

D.Juravskiy teoremasidan foydalanib qirquvchi kuchning ifodasini aniqlaymiz:

$$Q(z) := \frac{d}{dz} M(z)$$

Oldingi sahifada "Graf" menyusi yordamida aniq masshtab asosida qurilgan ichki zo'riqishlar epyurasi tasvirlangan.

Endi umumiy holda universal formulani qo'llab 3 ta oraliq uchun salqilikning ifodasini tuzamiz va "if" shartli operatori yordamida salqilikning ifodasini umumlashtiramiz:



$$\begin{aligned}
 u_1(z) &:= u_0 + \theta_0 \cdot z + F \cdot \frac{z^3}{6 \cdot E \cdot J} - q \cdot \frac{z^4}{24 \cdot E \cdot J} \\
 u_2(z) &:= u_0 + \theta_0 \cdot z + F \cdot \frac{z^3}{6 \cdot E \cdot J} - q \cdot \frac{z^4}{24 \cdot E \cdot J} + R_A \cdot \frac{(z-L)^3}{6 \cdot E \cdot J} + q \cdot \frac{(z-L)^4}{24 \cdot E \cdot J} \\
 u_3(z) &:= u_0 + \theta_0 \cdot z + F \cdot \frac{z^3}{6 \cdot E \cdot J} - q \cdot \frac{z^4}{24 \cdot E \cdot J} + R_A \cdot \frac{(z-L)^3}{6 \cdot E \cdot J} + q \cdot \frac{(z-L)^4}{24 \cdot E \cdot J} + q \cdot L^2 \cdot \frac{(z-2 \cdot L)^2}{2 \cdot E \cdot J}
 \end{aligned}$$

$$u(z) := \begin{cases} u_1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L \\ u_2(z) & \text{if } L \leq z \leq 2 \cdot L \\ u_3(z) & \text{if } 2 \cdot L \leq z \leq 3 \cdot L \end{cases}$$

Izoh: Epyuralarga mos keluvchi eguvchi momentning va salqilikning sonli qiymatlarini aniqlab, epyuralarning to'g'ri qurilganligiga ishonch hosil qilamiz.

z =

0
1
2
3
4
5
6

M(z) =

	1
1	0
2	$1.2 \cdot 10^5$
3	$8 \cdot 10^4$
4	$-1.3 \cdot 10^5$
5	$3 \cdot 10^5$
6	$9 \cdot 10^4$
7	$-1.2 \cdot 10^5$

v(z) =

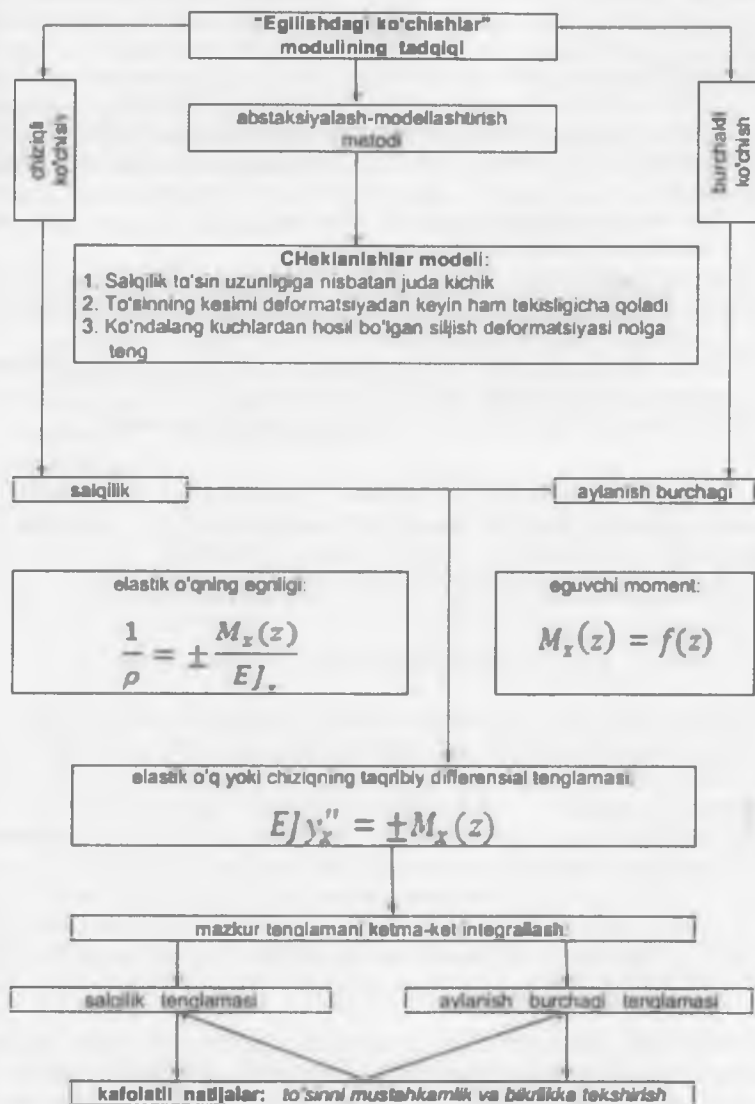
1.38
-0.69
$1.332 \cdot 10^{-15}$
2.2
1.035
-0.647
$1.808 \cdot 10^{-10}$

Aylanish burchagini aniqlaymiz:

$$\theta(z) := \frac{d}{dz} u(z)$$

"Graf" menyusi yordamida qurilgan deformatsion parametrlarning epyuralari yuqorida keltirilgan.

Quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritim* bo'yicha asosiy o'quv materiallarini matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Egilishdagi ko'chishlarni izohlang.
2. Egilishda ko'chishlar qanday usullar yordamida aniqlanadi?
3. Egilgan o'qning differensial tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
4. Boshlang'ich parametrlar usulini qo'llashda qaysi qoidalarga tayanish lozim?
5. Universal formulani yozing va uni tushuntiring.
6. Mor integrali qanday ko'rinishga ega?
7. Vereshagin formulasini yozing va uni tushuntiring.
8. Bir necha ko'rinishlarda statik aniqmas to'sinlar chizing va ularning har biri uchun statik aniqmaslik darajasini toping.
9. Bir necha ko'rinishlarda statik aniqmas to'sinlar chizing hamda ularning har biri uchun asosiy va teng kuchli tizimlar tanlang.
10. Statik aniqmas to'sinlar qanday usullar yordamida hisoblanadi?

X-MODUL. MURAKKAB QARSHILIK

Modulning asosiy maqsadi: konstruksiyalarning tuzilishi va ishlash jarayonini fikran tasavvur qilgan holda, ularning tarkibidagi egilish va cho'zilish yoki siqilish, siljish va buralish, buralish va egilish deformatsiyalariga birgalikdagi qarshilik ko'rsatayotganlarini ajrata olish hamda mustahkamlikka hisoblash-loyihalashga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Kuchlarni parallel ko'chirish haqidagi Puanso teoremasi. Bosh vektor va bosh momentlarni o'qlarga proeksiyalash
2	Matematika	Elementar funksiyalarning grafiklarini qurish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	SHveller, qo'shtavr, tunuka, quvur singari sortamentlardan amalda foydalanish.
4	Materiallar qarshiligi	Kuchlanish holatlari. Mustahkamlik nazariyalari. Umumlashgan Guk qonuni. "KAAM" usulining mazmun-mohiyati. Epyura qurish va tekshirish tartibi. Oddiy shakllarning inersiya momentlari, qarshilik momentlari.

10.1-§. Asosiy tushunchalar

Biz oldingi §larda konstruksiya qismlarining markaziy cho'zilish yoki siqilish, siljish, buralish, sof va ko'ndalang egilish kabi oddiy deformatsiyalarini o'rgandik.

Lekin, amalda konstruksiya qismlari bir vaqtning o'zida ikki yoki undan ortiq oddiy deformatsiyalarga duchor bo'lishi, tabiiy. Masalan, harakatdagi avtotransport vositalarining vallari bir vaqtning o'zida buralishi hamda egilishi mumkin. CHunki bunday hollarda ularning istalgan ko'ndalang kesimlariga ichki zo'riqishlardan faqat burovchi va eguvchi momentlar ta'sir ko'rsatadi. Ko'prik yoxud kran fermalari tarkibidagi sterjenlarning cho'zilish yoki siqilish bilan birgalikda egilishga ham qarshilik ko'rsatishi, albatta ularning barcha kesimlari bir vaqtning o'zida bo'ylama kuch va eguvchi momentlar ta'sirida ekanligidan dalolat beradi.

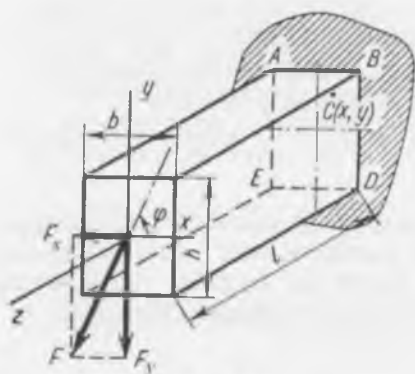
Inshoot, mashina va mexanizm qismlarining barcha ko'ndalang kesim yuzalariga ta'sir ko'rsatuvchi ikki yoki undan ortiq ichki zo'riqishlar natijasida vujudga keladigan deformatsiyalar **murakkab deformatsiya** yoki **murakkab qarshilik** deyiladi. Murakkab deformatsiyaga uchraydigan birkonstruksiya va uning tuzilmalari

ko'ndalang kesimlaridagi barcha nuqtalarda umumiy holda uchta normal ($\sigma_{N_x}, \sigma_{M_x}, \sigma_{M_y}$) va uchta urunma ($\tau_{Q_x}, \tau_{Q_y}, \tau_{T_x}$) kuchlanishlar paydo bo'ladi.

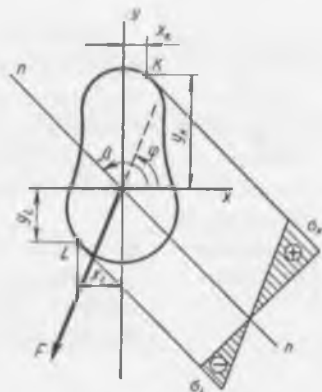
Bu shda konstruksiya tuzilmalarining amalda eng ko'p uchraydigan murakkab deformatsiyalarini o'rganish ko'zda tutilgan.

10.2-§. Qiyshiq egilish

Brus (to'sin) o'z o'qiga tik yo'nalgan va bosh tekisliklardan birining ham ustida yotmagan natijaviy eguvchi moment ta'siridan hosil bo'ladigan egilishga qiyshiq egilish deb aytiladi (X.1-shakl).



X.1-shakl



X.2-shakl

Qiyshiq egilishda natijaviy eguvchi moment tekisligi bilan egilish tekisligi ustma-ust tushmaydi. Masalan, bino tomidagi tunuka yoki shefer ostiga qiyalatib qoqiladigan taxtalar qiyshiq egilishga ishlaydi. Chunki tunuka yoki sheferlar va taxtaning o'z og'irligidan iborat vertikal yuklar hamda yomg'ir, qor, shamol singari tashqi ta'sirlar oqibatida sodir bo'luvchi yuklar qiya o'rnatilgan taxtalar ko'ndalang kesimining bosh inersiya o'qlari orqali o'tuvchi tekisliklar bilan ma'lum burchak tashkil etadi.

Bundan tashqari bir uchi bilar qistirib mahkamlangan burchaklik ham qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatadi, chunki burchaklik kesimining bosh inersiya o'qlari yuklarga nisbatan ma'lum burchak ostida yo'nalgandir.

Qiyshiq egilishda kuchlanishlarni aniqlash maqsadida brusning uchiga qo'yilgan kuchni koordinata o'qlari bo'yicha ikkita tashkil etuvchilarga ajratamiz:

$$\begin{cases} F_x = F \cdot \cos\varphi \\ F_y = F \cdot \sin\varphi \end{cases} \quad (X.1)$$

U holda ixtiyoriy z (bu erda $0 < z < l$ bo'lib, chizmada ko'rsatilmagan) masofada joylashgan kesimning bosh inersiya o'qlariga nisbatan quyidagi eguvchi momentlar paydo bo'ladi:

$$\begin{cases} M_y = F_x \cdot z = F \cdot \cos \varphi \cdot z \\ M_x = F_y \cdot z = F \cdot \sin \varphi \cdot z \end{cases} \quad (\text{X.2})$$

Demak, konsolning har bir kesimda bir yo'la ikkita eguvchi moment paydo bo'lar ekan, qaysiki ular konsolni ikkita bosh tekisliklarda egishga intiladi. Bu holat kuchlar ta'sirining bir-birlariga xalal bermaslik tamoyiliga tayanib, Nave formulasi asosida qiyshiq egilishda natijaviy normal kuchlanishni aniqlashga imkon beradi:

$$\sigma_z = \frac{M_y}{J_y} x + \frac{M_x}{J_x} y \quad (\text{X.3})$$

Oxirgi ifoda qiyshiq egilishni kesimning markaziy bosh inersiya o'qlariga nisbatan olingan eguvchi momentlar ta'siridan hosil bo'lgan ikkita to'g'ri egilishlar yig'indisidan iborat ekanligini tasdiqlaydi. SHunday qilib, qiyshiq egilish bosh inersiya tekisliklarida sodir bo'lgan ikkita to'g'ri egilishlar yig'indisidan iborat ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

(X.3) formula bo'yicha kesimning istalgan nuqtasidagi normal kuchlanish topiladi. SHuni ta'kidlash muhimki, bu formuladan foydalanayotganda kuchlanishi topiladigan nuqtaning koordinatalari ishorasini, albatta e'tiborga olish zarur:

$$\sigma_z = \pm \frac{M_y}{J_y} x \pm \frac{M_x}{J_x} y \quad (\text{X.4})$$

Tekshirilayotgan holda $M_x = M \cos \varphi$, $M_y = M \sin \varphi$ (chunki $M = F \cdot z$) ekanligini e'tiborga olib, neytral o'qning tenglamasini yozish uchun (X.3) ifodani nolga tenglab, uni

$$y = -\frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi \cdot x \quad (\text{X.5})$$

ko'rinishda yozib olamiz.

(X.5) qiyshiq egilishda **neytral o'q tenglamasi** deyiladi.

Ta'kidlash lozimki, $\vec{M}$ vektori doimo kuch yotgan tekislikka tik yo'nalgan bo'ladi (bu chizmada ko'rsatilmagan).

Neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziqdan iborat bo'lib, uning vaziyatini β burchak orqali aniqlash mumkin (X.2-shakl).

(X.5) formulani neytral o'q ustida yotuvchi birorta $S(x_s, y_s)$ nuqta uchun yozamiz (bu nuqta chizmada ko'rsatilmagan):

$$y_c = -\frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi \cdot x_c$$

$$\text{bundan} \quad -\frac{y_c}{x_c} = \frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi \quad \text{yoki} \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi \quad (\text{X.6})$$

ekanligi kelib chiqadi.

(X.6) formula yordamida **neytral o'qning holati** aniqlanadi. Bu formula qiyshiq egilishda neytral o'qning natijaviy eguvchi moment tekisligining iziga tik emasligini tasdiqlaydi.

Kvadrat, doiraviy, xalqa kabi kesimli to'sinlar qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatmaydi, chunki ularida $J_x = J_y$ va nihoyat $\beta = \varphi$ bo'lib, egilish faqat kuch tekisligida sodir bo'ladi.

Neytral o'qqa parallel holda kesim konturiga urunma o'tkazib, kesim yuzada normal kuchlanish epyurasini quramiz.

Epyuradan ko'rinib turibdiki, neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan K va L nuqtalarda tegishli eng katta σ_K cho'zuvchi va σ_L siquvchi normal kuchlanishlar paydo bo'ladi. Bu kuchlanishlar bo'yicha qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinlar mustahkamlikka tekshiriladi.

Materiali cho'zilish va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatuvchi hamda ko'ndalang kesimi neytral o'qqa nisbatan simmetrik bo'lmagan to'sinlar uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_K = \frac{M_y}{J_y} x_K + \frac{M_x}{J_x} y_K \leq \sigma_{adm}^+ \quad (X.7)$$

$$\sigma_L = -\frac{M_y}{J_y} x_L - \frac{M_x}{J_x} y_L \leq \sigma_{adm}^- \quad (X.8)$$

Agar to'sin materiali cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatsa, u holda mustahkamlik sharti bu kuchlanishlarning eng kattasi bo'yicha bajariladi.

Mo'rt materialli to'sinlarni mustahkamlikka tekshirishda (X.8) shartdan foydalanish lozim.

Ma'lumki, to'g'ri to'rtburchak, qo'shtavr kabi kesimlarning burchak uchlaridagi nuqtalar koordinatalarining ξ i maksimal qiymatga erishib, bu nuqtalarda absolyut qiymat jihatidan eng katta kuchlanishlar paydo bo'ladi. SHu sababli to'g'ri to'rtburchak, qo'shtavr kabi kesimli to'sinlarning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (X.9)$$

Bu erda, W_x va W_y -kesimning qarshilik momentlari.

Oxirgi shartdan:

$$W_x \geq \frac{M_x + k_0 M_y}{\sigma_{adm}} \quad (X.10)$$

bu erda, $k_0 = \frac{W_y}{W_x}$ - o'lchamsiz miqdor.

(X.10) ifoda yordamida kesim yuza o'lchamlari tanlanadi.

To'g'ri to'rtburchakli kesim uchun $k_0 = h/b$ ga teng; qo'shtavrlı kesim uchun esa uning qiymati $k_0 = 8,5 + 10$ chegarada olinadi.

10.3-§. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilish

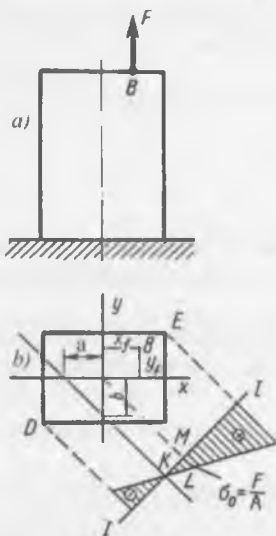
Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilish shunday murakkab deformatsiyalardan biriki, u sodir bo'lishi uchun albatta brusga uning geometrik o'qiga parallel yo'nalishda ta'sir ko'rsatuvchi tashqi kuch ko'ndalang kesimning markaziga qo'yilmasligi lozim. Natijada egilish bilan cho'zilish yoki siqilish deformatsiyalari birgalikda paydo bo'ladi (X.3-shakl).

(X.11) formula yordamida markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusning ixtiyoriy ko'ndalang kesimlarida yotuvchi nuqtalarda paydo bo'luvchi **normal kuchlanishlar** topiladi; (X.12) formula esa **neytral o'q tenglamasi** deyiladi.

Materiallar qarshiligining to'liq kursida neytral o'qning holati bo'yicha ushbu xulosa tasdiqlangan: *qutb nuqtasi kesim og'irlik markaziga yaqinlashgan sari neytral o'q undan uzoqlasha boradi, aksincha neytral o'q yaqinlashadi.*

Bundan chiqdi, kuchning qo'yilish nuqtasiga qarab quyidagi xulosalarga kelish mumkin:

- *neytral o'q kesim yuzani kesib o'tadi, bunday holda kesimda ikki xil ishorali kuchlanish paydo bo'ladi;*
- *neytral o'q kesimga tegib o'tadi, kesimda bir xil ishorali kuchlanish paydo bo'ladi;*
- *neytral o'q kesimning tashqarisidan o'tadi, kesimda bir xil ishorali kuchlanish hosil bo'ladi.*



X.3-shakl

Markazlashmagan cho'zilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus uchun normal kuchlanish formulasi quyidagicha (isbotsiz keltirilgan):

$$\sigma_x = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{x_f}{i_x^2} x + \frac{y_f}{i_y^2} y \right) \quad (\text{X.11})$$

Endi belgilashlarni kiritib, neytral o'q tenglamasini

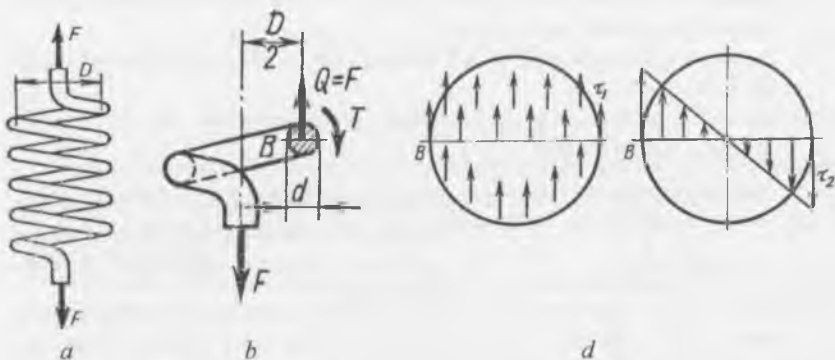
$$\left(1 + \frac{x_f}{i_x^2} x + \frac{y_f}{i_y^2} y \right) = 0 \quad (\text{X.12})$$

ko'rinishda yozib olamiz, chunki $F/A \neq 0$ bo'ladi. Bu erda, i_x, i_y -inersiya radiuslari deb yuritiladi.

CHO'zilishga zaif qarshilik ko'rsatuvchi cho'yan, beton, g'isht kabi mo'rt materiallardan yasalgan brus (masalan, ustun) ni loyihalayotganda uning ko'ndalang kesim yuzida faqat siquvchi kuchlanish hosil bo'lishini ta'minlash maqsadga muvofiqdir. SHu jihatdan olganda neytral o'q ustunning kesim yuzasini kesib o'tmasligi shart yoki boshqacha aytganda, qutb nuqtasining kesim og'irlik markazidan uzoqlashib ketishiga yo'l qo'ymaslik kerak. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusning kesim og'irlik markazi atrofida shunday yopiq soha mavjud ekanki, agar kuch shu sohaning ichkarisiga yoki uning konturiga qo'yilsa, kesimda faqat bir xil ishorali kuchlanish paydo bo'ladi. Bu yopiq soha **kesim yadrosi** deyiladi.

10.4-§. Siljish va buralishning birgalikdagi ta'siri

CHO'zuvchi yoki siquvchi kuchlar bilan yuklangan kichik qadamli vintsimon prujinalarni mustahkamlikka hisoblash misolida siljish va buralishning birgalikdagi ta'sirini ko'rib chiqamiz (X.4-shakl, a).



X.4-shakl

Zamonaviy mashina, dastgoh va o'lchov avtomobillarining eng asosiy detallaridan biri hisoblangan vintsimon prujinalarning elastiklik xossalaridan quyidagi maqsadlarda foydalaniladi:

- *mufta va tormozlarda tortuvchi yoki siquvchi kuchlarni vujudga keltirishda;*
- *energiyalarni ma'lum muddatgacha to'plash paytida (soatsozlikda, zarbli mexanizmlarda);*
- *zarbli silkinishlarni so'ndirish maqsadlarida (ressora, amortizator va shu kabilarda);*
- *kulachokli mexanizm klapanlarini avtomatik ravishda qaytarish maqsadlarida va hokazo.*

Vintsimon prujinalar ko'ndalang kesimi doiraviy bo'lgan sterjen - simlardan yasaladi. CHO'zilgan (siqilgan) vintsimon prujinalarning simlari bir vaqtning o'zida siljish, buralish va egilish kabi oddiy deformatsiyalarga qarshilik

ko'rsatishlari tajribalarda tasdiqlangan. Ammo kichik qadamli vintsimon prujina o'ramlarining qiyalik burchaklari kichik bo'lganligi tufayli, ko'pincha simlarning egilishi e'tiborga olinmaydi.

Kesish usulini qo'llab prujina simining ko'ndalang kesimlaridagi ichki zo'riqishlarini aniqlaymiz (X.4-shakl, b).

Aytaylik, prujinaning o'rtacha radiusi R , o'ramlar soni n , simi ko'ndalang kesimining radiusi r va materiali uchun siljishdagi elastiklik moduli E bo'lsin.

Prujinadan ajratilgan qismning muvozanatini ta'minlash uchun birinchidan, prujina o'qiga parallel va yuqoriga yo'nalgan $Q = F$ ko'ndalang kuchni qir qilgan ko'ndalang kesim markaziga, ikkinchidan esa kesim tekisligiga $T = Q \cdot R$ burovchi momentni ta'sir ettirish lozim.

Ko'ndalang kuch Q kesim yuzani yuqori tomonga siljitishga intiladi va kesimda tekis taralgan

$$\tau_Q = \frac{Q}{A} = \frac{F}{\pi r^2} \quad (a)$$

urunma kuchlanishni hosil qiladi (X.4-shakl, d).

Burovchi moment T esa prujina simini burashga intiladi; natijada kesimda chiziqli qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi τ_T urunma kuchlanishni paydo qiladi; τ_T kuchlanish kesimning chetki nuqtalarida eng katta qiymatga erishadi:

$$\tau_T^{(\max)} = \frac{T}{W_p} = \frac{2FR}{\pi r^3} \quad (b)$$

Kuchlanish epyuralaridan ko'rinib turibdiki, kesim konturida joylashgan B nuqta xavfli nuqta hisoblanadi. Chunki undagi urunma kuchlanishlar bir xil yo'nalishga ega.

Eng katta urunma kuchlanishni topib, hisob tenglamasini

$$\tau_{\max} = \tau_Q + \tau_T^{\max} \leq \tau_{adm}$$

yoki

$$\tau_{\max} = \frac{2FR}{\pi r^3} + \frac{F}{\pi r^2} = \frac{2FR}{\pi r^3} \left(1 + \frac{r}{2R} \right) \leq \tau_{adm} \quad (X.13)$$

ko'rinishlarda yozamiz.

Ko'pincha qavs ichidagi ikkinchi qo'shiluvchi had $\frac{r}{2R}$ birga nisbatan etarlicha kichik bo'lganligi sababli uni tashlab yuborib, faqat buralishdagi kuchlanish e'tiborga olinadi. Natijada hisob tenglamasi birmuncha soddalashadi:

$$\tau_{\max} \approx \frac{2FR}{\pi r^3} \leq \tau_{adm} \quad (X.14)$$

Ko'pincha muhandislik amaliyotida prujina kesimlarida paydo bo'luvchi eng katta urunma kuchlanishni aniqlashda quyidagi formula ham ishlatiladi:

$$\tau_{\max} = k \frac{BR_2 D}{\pi d^3} \quad (X.15)$$

Bu erda $k = \frac{(4c + 1)}{(4c - 1)}$ – tuzatish koeffitsienti;

$s = D/d$ – prujina indeksi; R_z – prujina o‘qi bo‘ylab ta’sir etuvchi kuch.

Loyihalalanayotgan prujinalarning mustahkamligini tekshirish bilan bir qatorda ularning cho‘kishi (uzunligining o‘zgarishi)ni ham oldindan bilish muhimdir.

Prujinaning cho‘kishi δ ni aniqlashda energiyaning saqlanish qonunidan foydalanamiz:

$$W = U \quad (d)$$

bunda W – tashqi kuchning bajargan ishi;

U – buralishdagi deformatsiyaning potentsial energiyasi.

Tashqi kuch F ning δ ko‘chishda bajargan ishi quyidagicha:

$$W = \frac{F\delta}{2} \quad (e)$$

Endi buralishda deformatsiyaning potentsial energiyasini aniqlashga o‘tamiz:

$$U = \frac{1}{2} \frac{T^2 l}{GJ_\rho} = \frac{(FR)^2 l}{2GJ_\rho} \quad (f)$$

bunda $l = 2\pi F n$ – prujina simining to‘la uzunligi.

Energiyaning saqlanish qonuniga asosan:

$$\frac{F\delta}{2} = \frac{(FR)^2 2\pi R n}{2GJ_\rho}$$

bundan

$$\delta = \frac{2\pi FR^3 n}{GJ_\rho} \quad \text{yoki} \quad \delta = 8 \frac{FD^3 n}{Gd^4} \quad (X.16)$$

(X.16) formula yordamida prujinaning cho‘kishi aniqlanadi.

10.5-§. Buralish va egilishning birgalikdagi ta’siri

Amalda bruslarning buralishi ko‘pincha egilish bilan birgalikda sodir bo‘ladi. Mashinalarning buralishga qarshilik ko‘rsatuvchi qismlari, shuningdek, turli vallarning ishlatilish jarayonida bunga ishonch hosil qilish mumkin. Hatto transmission vallarga bevosita ko‘ndalang kuchlar qo‘yilmagan bo‘lsa-da, xususiy og‘irligi, o‘rnatilgan tishli g‘ildirak va shkiylarning og‘irligi, tasmali uzatmalardagi taranglik kuchlari, aylanish natijasida paydo bo‘ladigan markazdan qochma inersiya kuchlari va shu kabi omillar ta’siridan ular buralish bilan bir vaqtda, shubhasiz, egiladi.

Kuchlar ta’sirining o‘zaro xalal bermaslik tamoyilidan foydalanib doiraviy kesimli valning buralish va egilishdan hosil bo‘lgan kuchlanishlarini aniqlaymiz (X.5-shakl).

Ichki zo‘riqlishlarning epyuralarini qurib, valning qistirib mahkamlangan kesimi xavfli kesim ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

Ma'lumki, to'sinlar egilganda kesimda normal va urunma kuchlanishlar yuzaga keladi.

Normal kuchlanishning eng katta qiymati

$$\sigma = \sigma_{eg} = \frac{M}{W_x} \quad (a)$$

kesimdagi chetki tolalarda, urunma kuchlanishning eng katta qiymati

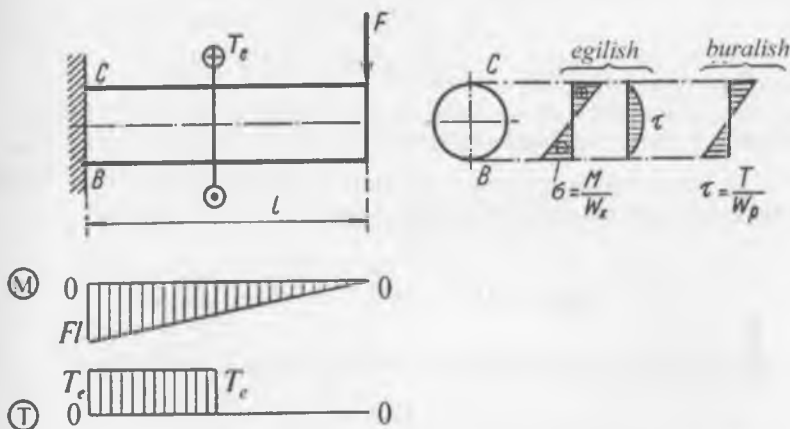
$$\tau = \tau_{eg} = \frac{4}{3} \frac{Q}{A} \quad (b)$$

esa neytral qatlamda paydo bo'ladi.

Val buralganda kesimning chekka nuqtalarida eng katta qiymatga erishuvchi urunma kuchlanishlar hosil bo'ladi:

$$\tau = \tau_{bur} = \frac{T}{W_\rho} = \frac{T}{2W_x} \quad (d)$$

YUqorida ko'rib o'tganimizdek, ko'pincha ko'ndalang kuch vujudga keltirgan urunma kuchlanish τ_{eg} e'tiborga olinmaydi, balki to'sinning egilishi faqat M ta'siridan sodir bo'ladi.



X.5-shakl

Bundan chiqdi, xavfli kesimdagi C va B nuqtalar eng katta kuchlanishlarga ega. Aniqrog'i, C nuqta atrofidan olingan elementning ko'ndalang kesimiga eng katta cho'zuvchi normal kuchlanish $\sigma = \frac{M}{W_x}$ va eng katta urunma kuchlanish

$\tau = \frac{T}{2W_x}$ ta'sir ko'rsatadi; elementning bo'ylama kesimi esa urunma

kuchlanishlarning juftlik qonuniga ko'ra faqat urunma kuchlanish $\tau = \frac{T}{2W_x}$ ta'sirida bo'ladi.

Demak, element tekis kuchlanish holatida bo'lar ekan. Bunday elementlarning bosh kuchlanishlari quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{1,3} = \sigma_{\max/\min} = 0,5\sigma_{eg} \pm 0,5\sqrt{\sigma_{eg}^2 + \tau_{bur}^2} \quad (e)$$

Vallar plastik materiallardan yasalganligi tufayli ularning mustahkamligi uchinchi va to'rtinchi mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshiriladi.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{adm}$$

Bu ifodaga σ_1 va σ_3 larning qiymatlarini nazarda tutib, mustahkamlik shartidan

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{eg}^2 + 4\tau_{bur}^2} \leq \sigma_{adm}$$

yoki

$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (X.17)$$

ko'rinishlardagi hisob tenglamalariga ega bo'lamiz.

Valning diametrini tanlashda

$$W_x \geq \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{\sigma_{adm}} \quad (X.18)$$

formuladan foydalanish kifoya.

Bunda $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$ -qarshilik momenti.

Tekis kuchlanish holati uchun *to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha* mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishga ega:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \leq \sigma_{adm}$$

YUqorida bajarilgan ishlarni takrorlab, hisob tenglamasini hosil qilamiz:

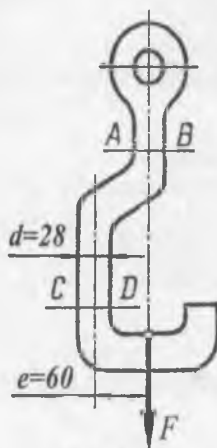
$$\sigma_{red} = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (X.19)$$

Bundan valning diametrini tanlash mumkin:

$$W_x = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75 \cdot T^2}}{\sigma_{adm}} \quad (X.20)$$

X.1-masala.

Po'lat materialidan tayyorlangan ilgakka 5 kN kuch osilgan (X.6-shakl). Ilgakning AB va CD kesimlarida paydo bo'luvchi kuchlanishlarni aniqlang. O'lchamlar millimetrlarda berilgan.



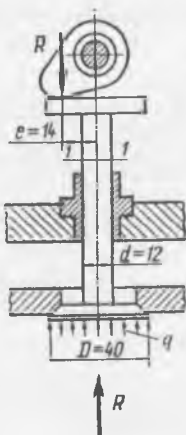
X.6-shakl

Masalaning echilishi: kesish usuli AB kesimda $N = F$ bo'ylama kuch mavjudligini va mazkur qismning faqat cho'zilishga qarshilik ko'rsatishini tasdiqlaydi. Normal kuchlanishni aniqlaymiz.

$$\sigma_{AB} = \frac{N}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^3}{(3,14 \cdot 28 \cdot 28 \cdot 10^{-6})} = 8,124 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Ilgakning CD kesim joylashgan qismi egilish va cho'zilishning birgalikdagi ta'siriga duch keladi. SHu sababli CD kesimdagi normal kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{CD} = \sigma(\max) = \frac{N}{A} + \frac{Fe}{W} = 8,124 \cdot 10^6 + \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 60}{(0,1 \cdot 28 \cdot 28 \cdot 28 \cdot 10^{-6})} \approx 21,79 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$



X.8-shakl

X.2-masala.

Klapanga $q = 3 \text{ MPa}$ bosim ta'sir etmoqda (X.7-shakl). Klapaning ochilish paytida 1-1 doiraviy kesimda paydo bo'luvchi normal kuchlanishni aniqlang. O'lchamlar millimetrlarda berilgan.

Masalaning echilishi

Berilgan mexanizm markaziy bo'lmagan siqilishga qarshilik ko'rsatadi. SHuning uchun eng katta normal kuchlanish

$$\sigma(\max) = -\frac{R}{A} - \frac{Re}{W}$$

formuladan aniqlanadi.

Klapanning taretkasiga ta'sir qiluvchi bosim kuchi R quyidagiga teng:

$$R = \frac{\pi D^2}{4} q = \frac{3.14 \cdot (50)^2 \cdot 10^{-6}}{4} \cdot 3 \cdot 10^6 = 5887 \text{ N}$$

Egilishdagi qarshilik momenti:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot (16)^3 \cdot 10^{-9}}{32} = 409 \cdot 10^{-9}$$

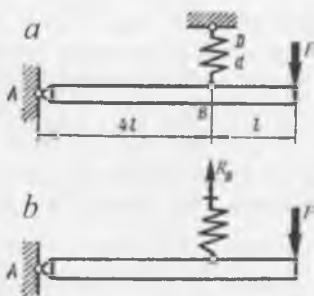
Bularni e'tiborga olib, eng katta normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma(\max) = -4 \frac{5887,5}{\pi d^2} - \frac{5887 \cdot 18}{409 \cdot 10^{-9}} \approx -727,79 \cdot 10^6 \text{ IIa} = -727,29 \text{ MPa}$$

X.3 -masala. Silindrik vintli prujina materiali uchun urunma kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati $[\tau] = 450 \text{ N/mm}^2$ ga

teng (X.8-shakl, a).

Prujinani mustahkamlikka hisoblash hamda zaruriy o'ramlar sonini aniqlash talab etiladi.



X.8-shakl

Quyidagilar ma'lum:

$D = 70 \text{ mm}$ (prujina o'ramining o'rta diametri),
 $d = 7 \text{ mm}$ (prujina simining diametri), $F = 500 \text{ N}$ (tashqi kuch),
 $G = 8.0 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$ (siljish moduli), $l = 0.5 \text{ m}$ (brus uzunligi),
 $\delta = \lambda_k = 45 \text{ mm}$ (prujinaning cho'kishi).

Masalaning echilishi

CHO'zilish yoki siqilish jarayonida prujina kesimlarida paydo bo'luvchi eng katta urunma kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = k \frac{8R_V D}{\pi d^3}$$

Bu erda $k = \frac{(4c + 1)}{(4c - 1)}$ - tuzatish koeffitsienti;

$$s = D/d = 70/7 = 7 \text{ — prujina indeksi.}$$

Prujina o'qi bo'yab ta'sir etuvchi kuch R_B ni aniqlash uchun statikaning muvozanat tenglamasidan foydalanish lozim (X.9-shakl, b):

$$\sum_{i=1}^2 M_{Ai} = 0, \quad F(5l + l) - R_B 4l = 0, \quad R_B = \frac{5F}{4} = 625 \text{ N.}$$

Formula tarkibidagi prujina indeksi $s = D/d = 70/7 = 7$ ni aniqlab, maksimal urunma kuchlanishni hisoblaymiz:

$$\tau_{max} = (4 \cdot 7 + 1) / (4 \cdot 7 - 1) \cdot \frac{8 \cdot 625 \cdot 70}{\pi \cdot 7^3} = 336,41 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Ushbu kuchlanish ruxsat etilgan urunma kuchlanishning

$$\Delta = \frac{450 - 336,41}{450} \cdot 100\% \approx 25,2\%$$

qismini tashkil etganligi bois, prujinaning mustahkamligi ta'minlangan deb hisoblanadi.

Masalaning ikkinchi qismiga o'tamiz. Prujinaning cho'kishini hisoblash formulasidan foydalanib, zaruriy o'ramlar sonini topamiz:

$$n = \delta G d^4 / (8 F D^3) = 45 \cdot 8,0 \cdot 10^4 \cdot 7^4 / (8 \cdot 625 \cdot 70^3) = 5,04.$$

Muhandislik amaliyoti tajribalaridan kelib chiqqan holda $n_0 \approx 6 \div 7$ deb qabul qilish lozim.

X.4-masala. Kesimi to'g'ri to'rtburchakli yog'och materialidan tayyorlangan konsolga tashqi to'plangan kuchlar ta'sir etmoqda (X.9-shakl, a).

Vertikal va gorizontal tekisliklarda eguvchi momentlarning epyuralarini qurib, xavfli kesimni aniqlash hamda mustahkam kesim yuza o'lchamlarini aniqlash talab etiladi.

Quyidagilar ma'lum deb hisoblansin:

$$F_1 = 5,0 \text{ kN}, \quad F_2 = 3,0 \text{ kN}, \quad F_3 = 7,0 \text{ kN}, \quad l = 2,0 \text{ m},$$

$$[\sigma] = 10,0 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \quad \frac{h}{b} = 2.$$

Yoki,

$$F_1 := 5000.0\text{N}, \quad F_2 := 3000.0\text{N}, \quad F_3 := 7000\text{N}, \quad L := 2.0\text{m}$$

Masalaning echilishi:

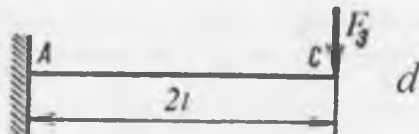
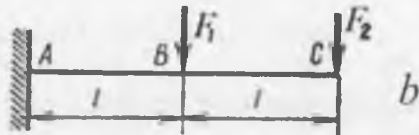
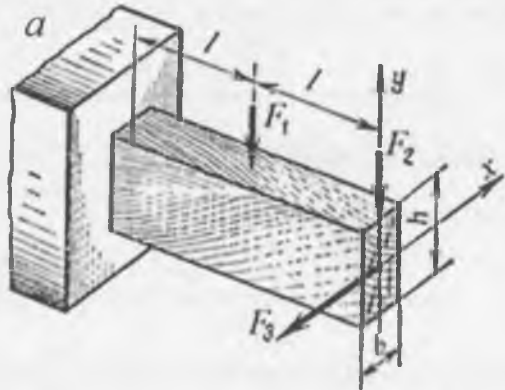
Dastlab vertikal tekislikda konsolning egilishini ko'rib chiqamiz (X.9-shakl, b).

Konsol 2 ta oraliqdan iborat.

CHapdagi A tayanch kesimda hosil bo'luvchi reaksiya kuchlarini

"Given/Find"

hisoblash blokidan foydalanib aniqlaymiz.



X.9-shakl

Birinchi yaqinlashuv:	$RA := \text{IN}$ $MA := 5\text{N}\cdot\text{m}$
Muvozanat tenglamasini tuzish va noma'lumlarni topish:	$-MA + F_1 L + F_2 2L = 0$ $RA - F_1 - F_2 = 0$ $\begin{pmatrix} RA \\ MA \end{pmatrix} := \text{Find}(RA, MA)$
Javob:	$RA = 8 \times 10^3 \text{ N}$ $MA = 2.2 \times 10^4 \text{ J}$

Kesish usuli asosida har bir oraliq uchun eguvchi momentning ifodasini tuzamiz:

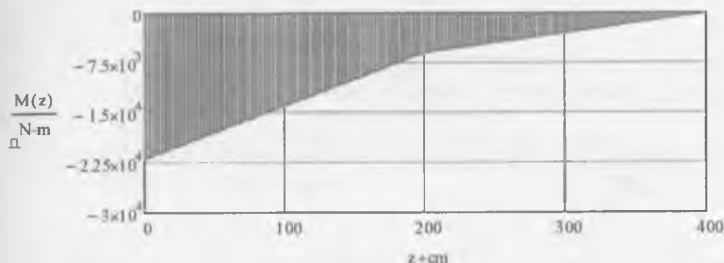
$$M_1(z) := RA \cdot z - MA \quad M_2(z) := RA \cdot z - MA - F_1 \cdot (z - L)$$

Masshtab tanlab, shartli operatorni qo'llaymiz:

$$z := 0, \frac{L}{88} \cdot 2L$$

$$M(z) := \begin{cases} M1(z) & \text{if } 0 \leq z \leq L \\ M2(z) & \text{if } L \leq z \leq 2L \end{cases}$$

"Graf" menyusi yordamida eguvchi momentning epyurasini quramiz.



Endi xuddi shu tartibda gorizontall tekislikdagi egilishni ham tahlil qilib, epyura quramiz va xavfli kesimni topamiz (X.10-shakl, d):

Birinci yaqinlashuv

$$R_a := 2N$$

$$M_a := 4N \cdot m$$

Muvozanat tenglamasini
tuzish va noma'lumlarni
topish:

$$-M_a + F \cdot 3 \cdot 2L = 0$$

$$R_a - F = 0$$

$$\begin{pmatrix} R_a \\ M_a \end{pmatrix} := \text{Find}(R_a, M_a)$$

Javob:

$$R_a = 7 \times 10^3 \text{ N}$$

$$M_a = 2.8 \times 10^4 \text{ J}$$

Yuqoridagi epyuralar konsol uchun xavfli kesim qistirib mahkamlangan tayanchga mos kelishini, unda

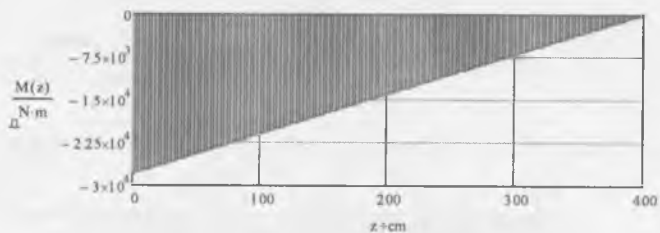
$$M_{A,max}^{ver} = 2.2 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

$$\text{va } M_{A,max}^{gor} = 2.8 \cdot 10^4 \text{ Nm}$$

momentlar ta'sir ko'rsatishini tasdiqlaydi.

Masalaning shartini e'tiborga olib, to'g'ri to'rtburchakli kesim uchun qarshilik momentlarini hisoblaymiz:

$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{b \cdot (2b)^2}{6} = \frac{2 \cdot b^3}{3} \quad \text{va} \quad W_u = \frac{h \cdot b^2}{6} = \frac{2b \cdot b^2}{6} = \frac{b^3}{3}$$



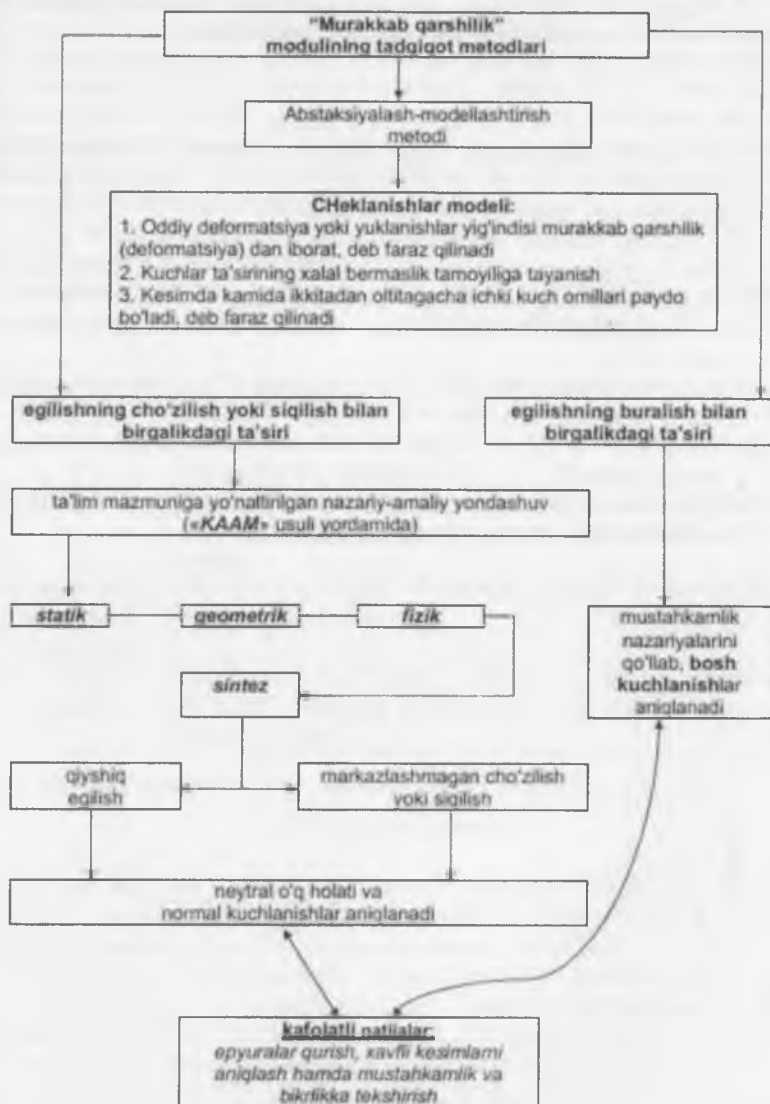
Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{A,max}^{ver}}{W_x} + \frac{M_{A,max}^{gor}}{W_u} = \frac{2.2 \cdot 10^4}{\frac{2 \cdot b^3}{3}} + \frac{2.8 \cdot 10^4}{\frac{b^3}{3}} \leq 10 \cdot 10^6$$

Bundan, $b \geq 0.227 \text{ m}$.

Qabul qilamiz: $b = 228.0 \text{ mm}$, $h = 456.0 \text{ mm}$.

Quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritm* bo'yicha asosiy o'quv materiallarini matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Murakkab deformatsiya yoki murakkab qarshilik deganda nimani tushunasiz?
2. Qaysi holdagi egilish qiyshiq egilish deyiladi?
3. Qiyshiq egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
4. Qiyshiq egilishdagi neytral o'q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
5. Qiyshiq egilishdagi neytral o'q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
6. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
7. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishdagi neytral o'q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
8. Kesim yadrosi nima? To'g'ri to'rtburchakli kesim uchun kesim yadrosi qanday quriladi?
9. Siljish va burilishning hamda burilish va egilishning birgalikdagi ta'sirlarini alohida misollar yordamida tushuntiring.

XI-MODUL. STATIK ANIQMAS TIZIMLARNI KUCH USULIDA HISOBLASH

Modulning asosiy maqsadi: ramalarning tuzilishi va ishlash jarayonini fikran tasavvur qilgan holda, ularning tarkibidan statik noaniqlarini ajrata olish va tegishli statik aniqmaslik darajasini hisoblab, asosiy tizim va teng kuchli (ekvivalent) tizimlar tanlash, kuch usulini qo'llab, xavfli kesimlarni aniqlash maqsadida eguvchi moment, ko'ndalang kuch va bo'ylama kuchlarning tugallangan epyuralarini qurish hamda mustahkamlikka loyihalash-hisoblashlarga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

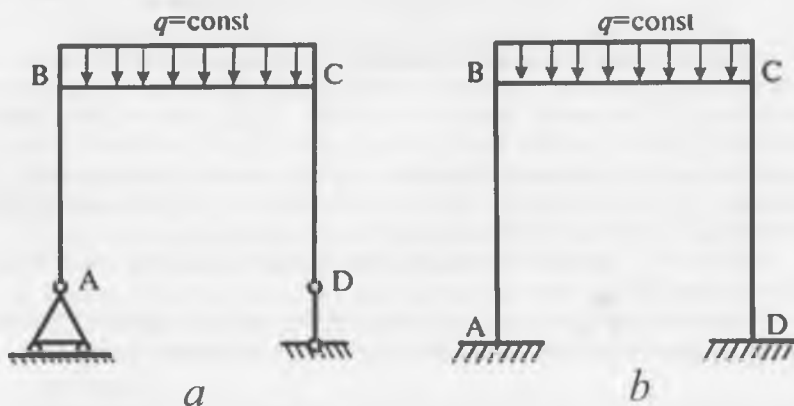
Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Statik aniq va statik aniqmas masalalar. O'zaro bog'langan bir necha jismlardan tashkil bo'lgan tizimlarning tayanch reaksiyalarini aniqlash rejasi
2	Matematika	Elementar funksiyalarning grafiklarini qurish. MathCAD dasturi yordamida tenglamalar yoki tenglamalar tizimini echish
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	SHveller, qo'shtavr, burchaklik singari sortamentlardan amalda foydalanish.
4	Materiallar qarshiligi	Statik aniq va statik aniqmas to'sinlarni hisoblash. "KAAM" usulining mazmun-mohiyati. Epyura qurish va tekshirish tartibi.

11.1-§. Asosiy tushunchalar

Bir qancha to'g'ri bruslarning o'zaro biki qilib tutashtirilishidan hosil bo'lgan elastik tizim **rama** deyiladi (XI.1-shakl). Ramani tashkil etuvchi gorizontaal *BC* brus **rigel**, vertikal *AB* va *DC* bruslar esa **ustunlar** deb ataladi.

Rigel va ustunlar *B*, *C* tugunlarda shunday biki qilib tutashtirilganki, rama deformatsiyalanganda ham tugunga tutashgan elementlar bir-birlariga nisbatan burila olmaydi. Rigel va ustunlar tugunlarda to'g'ri burchak hosil qilgan bo'lsa, bu to'g'ri burchak deformatsiyadan keyin ham o'zgarmasdan qoladi. Biz bu §da faqat tekis ramalarni hisoblash bilan chegaralanamiz, xolos. Tekis ramalarda rigel va ustunlarning o'qlari, ularga qo'yilgan tashqi yuklar hamda tayanchlardagi reaksiya kuchlari doimo bitta tekislikda yotadi. Tayanchlarida paydo bo'luvchi reaksiya kuchlari hamda barcha ko'ndalang kesimlaridagi ichki zo'riqish kuchlari faqat statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlanmaydigan ramaga **statik aniqmas rama** deyiladi (XI.1-shakl, b).



XI.1-shakl

Barcha statik aniqlamas ramalar "ortiqcha" bog'lanishlar soniga teng bo'lgan statik aniqlamaslik darajasi bilan tavsiflanadi.

Uch xil statik aniqlamaslik mavjud: **tashqi, ichki va aralash**.

Tashqi statik aniqlamaslik ortiqcha tayanch bog'lanishlari soni bilan tavsiflanib, quyidagicha hisoblanadi:

$$S_t = C_R - 3 \quad (XI.1)$$

Bunda C_R – ramadagi tayanch bog'lanishlari soni.

Ichki statik aniqlamaslik ramadagi yopiq konturlar soni bilan tavsiflanadi.

Bir qancha egri yoki to'g'ri bruslar bir-birlari bilan biki bog'lanib yopiq zanjir hosil qilsa, ular yopiq kontur deyiladi (XI.2-shakl, a).

SHarnirsiz rama ham kontur deb hisoblanadi, chunki u pastdan er bilan chegaralangan (XI.2-shakl, b).

Har bir sharnirsiz yopiq kontur tekislikda uchta N, Q va M ichki bog'lanishlarni hosil qiladi. Aniqlag'chi, har bir sharnirsiz yopiq konturning ichki statik aniqlamaslik darajasi uchga tengdir (XI.2-shakl, d).

Agar yopiq konturning tugunlariga yoki bruslaridan biriga sharnir kiritilsa (XI.2-shakl, e), bu nuqtadagi kesimning aylanishini cheklaydigan bog'lanish yo'qolib, uning ichki statik aniqlamaslik darajasi bittaga kamayadi (XI.2-shakl, f). Ikkita brusni tutashtiruvchi bunday sharnirlar **oddiy sharnirlar** deb yuritiladi.

SHunday qilib, **ichki statik aniqlamaslik darajasi**

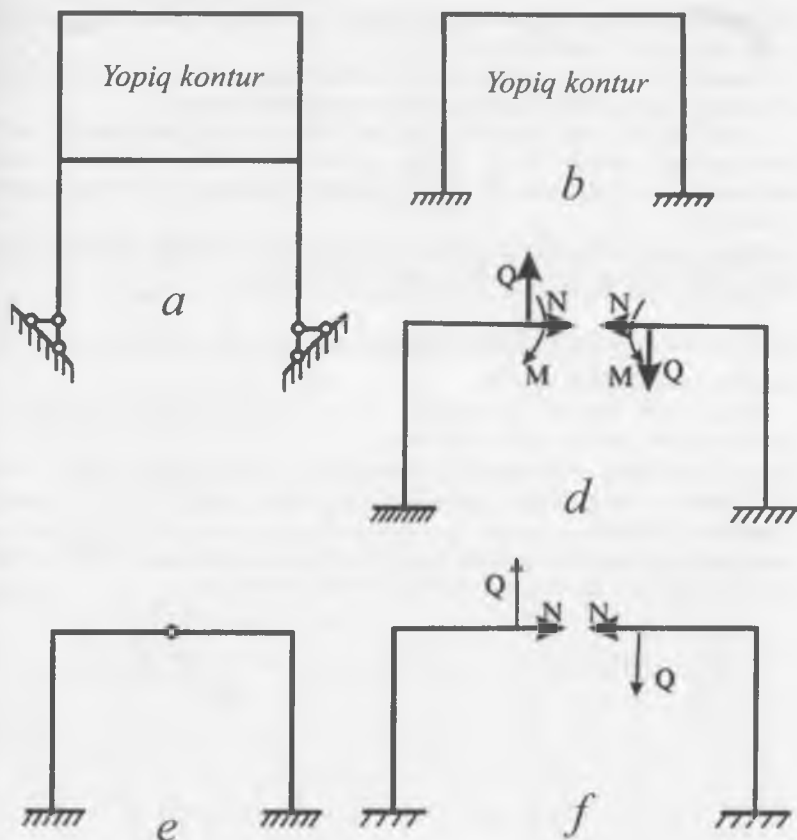
$$S_i = 3 K - SH \quad (XI.2)$$

formuladan topiladi.

Bunda K - yopiq konturlar soni;

SH - oddiy sharnirlar soni.

Aralash statik aniqlamaslik bir paytda ortiqcha tayanch bog'lanishlari soni hamda yopiq konturlar soni bilan tavsiflanadi.



XI.2-shakl

Aralash yoki to'liq statik aniqmaslik darajasi S quyidagiga teng:

$$S = S_t + S_i \quad (XI.3)$$

XI.1-jadvalning ikkinchi ustunida ba'zi ramalarning statik aniqmaslik darajalarini topish misol sifatida keltirilgan.

SHunday qilib, barcha statik aniqmas ramalar tayanch reaksiyalari va ichki zo'riqishlardan iborat ortiqcha bog'lanish (noma'lum)larga ega bo'ladi; agar ulardan ortiqcha bog'lanishlar olib tashlansa, geometrik o'zgarmas (tashqi kuchlar ta'siridan qo'zg'almaydigan) statik aniq ramalar hosil bo'ladi.

Bordi-yu, agar statik aniq ramalardan ham birorta bog'lanish yo'qotilsa, u holda geometrik o'zgaruvchi tizim-mexanizm paydo bo'ladi. SHu sababli statik

aniqmas ramalardan ortiqcha bog'lanishlarni yo'qotayotganda mexanizm hosil bo'lishiga yo'l qo'ymaslik kerak.

Ramadagi ortiqcha bog'lanishlarni olib tashlash yo'li bilan hosil qilinadigan statik aniq va geometrik o'zgarmas tizim **asosiy tizim** deyiladi.

SHuni eslatib o'tish muhimki, berilgan statik aniqmas rama uchun turli xil ko'rinishlarda asosiy tizim tanlash mumkin; ammo masalani echishni osonlashtirish uchun mumkin qadar ulardan oddiyrog'ini tanlash maqsadga muvofiqdir.

Ramaga qo'yilgan tashqi kuchlar va ortiqcha bog'lanishlar bilan yuklatilgan asosiy tizimga **teng kuchli (ekvivalent)** tizim deyiladi.

11.2-§. Kuch usulining kanonik tenglamalari

Teng kuchli tizimda ko'rsatilgan ortiqcha bog'lanishlarni aniqlashning bir qancha usullari mavjud bo'lib, ulardan eng ko'p qo'llaniladigani kuch usulidir. Bu usulda statikaning muvozanat tenglamalariga qo'shimcha ravishda ko'chish (deformatsiya) tenglamalari, ya'ni kuch usulining kanonik (ixcham, standart) tenglamalari tuziladi.

Materiallar qarshiligi fanida n marta statik aniqmas rama uchun kanonik tenglamalar tizimi quyidagi ko'rinishda bo'lishi isbotlangan:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \dots + \delta_{1n}X_n + \Delta_{1F} &= 0 \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \dots + \delta_{2n}X_n + \Delta_{2F} &= 0 \\ \dots &\dots \\ \delta_{(n-1)1}X_1 + \delta_{(n-1)2}X_2 + \dots + \sigma_{(n-1)n}X_n + \Delta_{(n-1)F} &= 0 \\ \delta_{n1}X_1 + \sigma_{n2}X_2 + \dots + \delta_{nn}X_n + \Delta_{nF} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (XI.4)$$

Bunda δ_{ii} -birlik kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar;

$\delta_{ik} = \delta_{ki}$ -birlik kuchlardan hosil bo'lgan yordamchi ko'chishlar*;

Δ_{iF} -tashqi kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar.

(XI.4) kanonik tenglamalar tizimi tarkibidagi ko'chishlar Mor integralidan

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ii} &= \sum \int_{(i)} \frac{\overline{M}_i^2}{EJ_x} dz \\ \delta_{ik} &= \sum \int_{(i)} \frac{\overline{M}_i \overline{M}_k}{EJ_x} dz \\ \Delta_{iF} &= \sum \int_{(i)} \frac{\overline{M}_i M_F}{EJ_x} dz \end{aligned} \right\} \quad (XI.5)$$

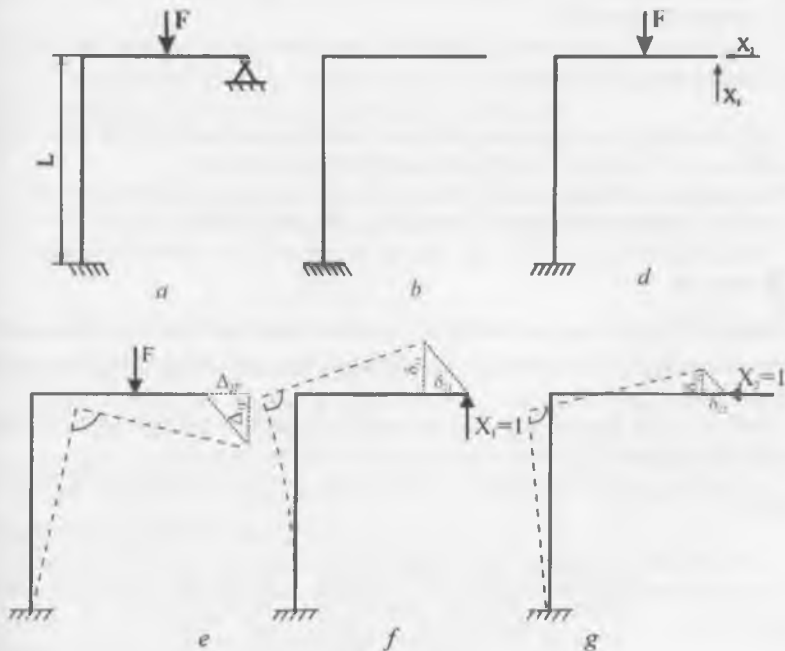
* Bu tenglik Maksvell (ko'chishlarning o'zaro bog'likligi haqidagi) teoremdan kelib chiqadi

yoki Vereshagin formulasidan topiladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{ii} &= \sum \frac{A_i \eta_i^c}{EJ_x} \\ \delta_{ik} &= \sum \frac{A_i \eta_k^c}{EJ_x} \\ \Delta_{iF} &= \sum \frac{A_{Fi} \eta_i^c}{EJ_x} \end{aligned} \right\} \quad (XI.6)$$

Bunda $\bar{M}_i$, $\bar{M}_k$ va M_F - teng kuchli tizimda $X_i=1$, $X_k=1$ birlik kuchlar va tashqi yuklar ta'siridan ixtiyoriy ko'ndalang kesimlarda hosil bo'lgan eguvchi momentlarning ifodasi; A_i va A_{Fi} - birlik kuchlardan va tashqi yukdan qurilgan eguvchi moment epyurasining yuzasi; η_i^c , η_k - shu yuzaning og'irlik markaziga to'g'ri kelgan ordinatalar.

Izoh: (XI.4) tarkibidagi birinchi tenglama teng kuchli tizimga qo'yilgan ortiqcha noma'lum X_1 yo'nalishida tashqi yukdan va barcha noma'lumlardan hosil bo'lgan ko'chishlar yig'indisining nolga tengligini ifodalaydi; ikkinchi tenglama X_2 uchinchi esa X_3 va hakoza noma'lum kuchlar yo'nalishidagi ko'chishlarning nolga tengligini ifodalaydi.



XI.3-shakl

Ikki marta statik aniqmas rama uchun kanonik tenglamalar quyidagiga teng (XI.3-shakl, a):

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1F} &= 0 \\ \delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2F} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (XI.7)$$

Bu tenglamalar kuch usulining **kanonik tenglamalari** deyiladi. Ularning soni elastik tizimning statik aniqmaslik darajasiga teng bo'ladi.

Bu usulni kuch usuli deyilishga sabab shuki, kanonik tenglamalarda noma'lumlar sifatida ortiqcha bog'lanishlardagi kuchlar - tayanch reaksiyalari va ichki zo'riqishlar olinadi.

11.3-§. Statik aniqmas ramalarni kuch usulida hisoblash rejası

Hisoblash quyidagi reja asosida olib boriladi:

- ramalarning statik aniqmaslik darajasi topiladi;
- asosiy va teng kuchli (ekvivalent) tizimlar tanlanadi;
- kanonik tenglama yoki tenglamalar tizimi tuziladi;
- birlik kuchlardan va tashqi yuklardan hosil bo'lgan ko'chishlar aniqlanadi;
- noma'lum bog'lanish kuchlariga nisbatan kanonik tenglama yoki tenglamalar tizimi echiladi;
- eguvchi moment, ko'ndalang kuch va bo'ylama kuchlarning tugallangan epyuralari quriladi;
- tugallangan epyuralarning qanchalik darajada to'g'ri qurilganligi statik va deformatsion tekshiriladi.

XI.1-masala. Rama uchun eguvchi momentning epyurasini qurish talab etiladi (XI.4-shakl, a). Sterjenlar bikrligi o'zgarmas deb hisoblansin.

Masalaning echilishi: Asosiy tizim sifatida XI.4-shakl, b ni qabul qilamiz.

Teng kuchli tizim sifatida esa XI.4-shakl, d ni qabul qilamiz.

Tashqi kuchlardan hosil bo'lgan eguvchi momentning epyurasini quramiz (XI.4-shakl, e).

Birlik $X_1 = 1$ ga teng bo'lgan kuchdan hosil bo'lgan eguvchi moment epyurasini quramiz (XI.4-shakl, f). Ko'chishlarni aniqlash uchun Vereshagin usulini qo'llaymiz.

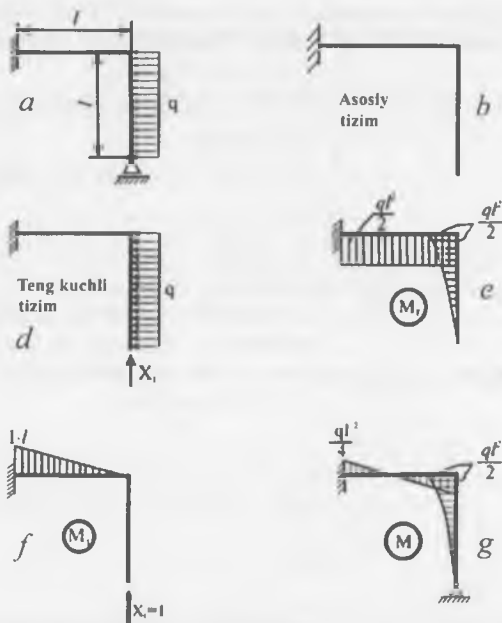
Mazkur rama bir marta statik aniqmasdir: noma'lum reaksiya kuchlari soni 4 ta, tuzishimiz mumkin bo'lgan statika tenglamalari soni esa 3 ta.

Bu masala uchun quyidagi ko'rinishga ega bo'lgan bitta kanonik tenglama tuziladi:

$$\delta_{11} X_1 + \Delta_{1F} = 0 \quad (a)$$

δ_{11} ko'chishni aniqlash uchun $\bar{M}_1$ epyurasi yuzasini shu yuza ordinatasiga ko'paytiramiz:

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI_s} \left[\frac{1}{2} \cdot l \cdot l \cdot \frac{2}{3} l \right] = \frac{l^3}{3EI_s} \quad (b)$$



XI.4-shakl

Δ_{1F} ko'chishni aniqlash uchun M_F epyura yuzasini $\bar{M}_1$ epyurasidan olingan og'irlik markaziga to'g'ri kelgan ordinataga ko'paytiramiz:

$$\Delta_{1F} = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{ql^2}{2} \cdot \frac{l}{2} \right] = \frac{ql^4}{4EI_x} \quad (d)$$

Endi (b) va (d) larni e'tiborga olib, (a) ifodani quyidagicha yozamiz:

$$\frac{l^3}{3EI_x} X_1 - \frac{ql^4}{4EI_x} = 0$$

Bundan $X_1 = \frac{3}{4}ql$ ekanligi kelib chiqadi. X_1 reaksiya kuchining musbat ishorali ekanligi, uning xaqiqiy yo'nalishi shakldagiga mos kelishini bildiradi.

Topilgan X_1 reaksiya kuchining qiymatini teng kuchli tizimga qo'yib berilgan rama uchun M_z eguvchi moment epyurasini quramiz (XI.4-shakl, g).

Aniqlangan X_1 reaksiya kuchi qiymatining to'g'riligini tekshirish uchun Vereshagin usulini qo'llab, M_z epyurasi yuzasini $\bar{M}_1$ epyura ordinatasiga ko'paytirib, Δ_1 ni aniqlaymiz.

Agarda $\Delta_1=0$ bo'lsa, u holda X_1 ning qiymati to'g'ri topilgan deb hisoblanadi.

$$\Delta_1 = \frac{1}{EI_x} \left[\left(\frac{ql^2}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot l \right) \left(\frac{ql^2}{2} \right) - \left(\frac{ql^2}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot l \right) \left(\frac{ql^2}{4} \right) \right] = 0$$

Demak, X_1 ning qiymati to'g'ri aniqlangan.

11.4 §. Statik aniqmas to'sin va ramalarni kuch usulida hisoblashda matritsalar nazariyasining tadbiqu

Ma'lumki, (XI.4) tenglamalar tizimining matritsa shaklida yozilishi quyidagi ko'rinishga ega:

$$L \cdot \bar{X} + \bar{\Delta}_p = 0 \quad (\text{XII.8})$$

Bunda

$$L = \begin{vmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \dots & \delta_{1n} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \dots & \delta_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \delta_{n1} & \delta_{ni} & \dots & \delta_{nn} \end{vmatrix}$$

- noma'lumlar oldidagi koeffitsientlar matritsasi
yoki birlik kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasi;

$$\bar{X} = \begin{vmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_{n-1} \\ X_n \end{vmatrix}$$

- noma'lumlar matritsasi (vektor);

$$\bar{\Delta}_p = \begin{vmatrix} \Delta_{1F} \\ \Delta_{2F} \\ \vdots \\ \Delta_{(n-1)F} \\ \Delta_{nF} \end{vmatrix}$$

- ozod hadlar matritsasi (vektor) yoki tashqi yuklardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasi.

δ_1 va $\bar{\Delta}_p$ matritsalarini aniqlashda quyidagi formulalar ishlatiladi:

$$L = \bar{M} B \bar{M}^T = \mu \bar{M}^T \quad (\text{XI.9})$$

$$\bar{\Delta}_p = \bar{M} B M = \mu M \quad (\text{XI.10})$$

bunda $\bar{M}$ - birlik momentlarning satr matritsasi;

$\bar{M}^T$ - $\bar{M}$ ga transponirlangan matritsa;

M - tashqi yuklarning ustun matritsasi;

B - moyillik matritsasi.

(XII.8) ni L ga teskari bo'lgan L^{-1} matritsaga ko'paytiramiz:

$$L^{-1} L \bar{X} = -L^{-1} \bar{\Delta}_F$$

Teskari matritsalar xossasiga ko'ra

$$L^{-1} L = E$$

Bunda E - birlik matritsa.

SHu sababli

$$\bar{X} = \bar{X}_j = -L^{-1} \cdot \bar{\Delta}_F \quad (\text{XII.11})$$

Demak, *ortiqcha bog'lanishlarni topish uchun birlik kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasiga teskari matritsa va tashqi yuklardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasini hisoblash zarur ekan.*

YUqoridagi ifodalarni nazarda tutib, oxirgi formulani quyidagicha yozamiz:

$$\bar{X} = -(\mu \bar{M}^T)^{-1} \cdot \mu M \quad (\text{XI.12})$$

Eguvchi momentning tugallangan epyurasini qurish uchun tashqi yuklar ta'siri ostida tizimda hosil bo'lgan zo'riqlashlarni topish lozim:

$$M_{um} = M + \sum_{j=1}^n \bar{M}_j \bar{X}_j \quad (\text{XI.13})$$

Bu formulalarda birinchi had asosiy tizimda tashqi yuklardan hosil bo'lgan zo'riqlashlarni, ikkinchi had esa ortiqcha bog'lanishlardan hosil bo'lgan zo'riqlashlarni ifodalaydi.

Tashqi yuqlardan hosil bo'lgan ko'chishlar quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta = \bar{M} \cdot B \cdot M_{um} \quad (\text{XII.14})$$

Bu kattalik eguvchi momentning tugallangan epyurasi qanchalik aniq qurilganligini tekshirishda muhim rol o'ynaydi; agar $\Delta = 0$ bo'lsa, hisoblash ishlari to'g'ri bajarilgan deb hisoblanadi.

XI.2-masala. Bikrligi o'zgarmas doiraviy kesimli to'sin to'plangan kuch va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan (XI.5 -shakl).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqmaslik darajasini hamda "ortiqcha" reaksiya kuchini topish;
- to'sin uchidagi kesimning vertikal yo'nalishdagi ko'chishini aniqlash.

Masalaning echilishi

1. Ko'rinib turibdiki, berilgan to'sin bir marta statik aniqmasdir. SHuning uchun kuch usulining kanonik tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$X1 \cdot \delta_{1,1} + \Delta_{1,F} = 0$$

- $n := 1$ -statik aniqlik darajasi
 $m := 2$ -oraliqlar soni
 $k := 1..m$ -o'zgaras
 $\rho_k := 1$ - egrilik radiusi (to'g'ri oraliqlarda birga teng)

ORIGIN:= 1

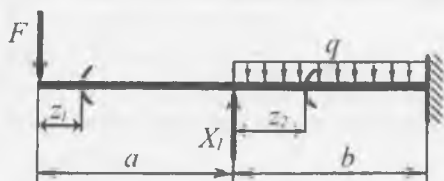
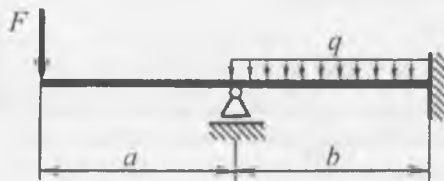
$E := 2.1 \cdot 10^6$

$F := 400.0$

$q := 20.0$

$d := 4.2$

$L_k := \begin{pmatrix} 80 \\ 160 \end{pmatrix}$



XI.5 -shakl

Har bir oraliq uchun tashqi yuklarning eguvchi momentlari ifodalarini tuzamiz:

$$MF(z) := \begin{bmatrix} -F \cdot z \\ -F \cdot (L_1 + z) - q \cdot \frac{z^2}{2} \end{bmatrix}$$

Xuddi shunday birlik kuchlarning eguvchi momentlari ifodalarini tuzamiz:

$$M1(z) := \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \cdot z \end{pmatrix}$$

Endi noma'lumlar oldidagi koeffitsientlar matritsasi yoki birlik kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasini hisoblaymiz:

$$i := 1..n \quad j := 1..n \quad \delta_{i,j} := \sum_{k=1}^m \left(\rho_k \int_0^{L_k} \frac{M1(z)_{k,i} \cdot M1(z)_{k,j}}{E \cdot J} dz \right) \quad \delta = (0.043)$$

Xuddi shu tartibda ozod hadlar matritsasi (vektor) yoki tashqi yuklardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasi hisoblanadi:

$$\Delta F_i := \sum_{k=1}^m \left(\rho_k \int_0^{L_k} \frac{MF(z)_k \cdot M1(z)_{k,i}}{E \cdot J} dz \right) \quad \Delta F = (-80.873)$$

Kanonik tenglamaning echimi quyidagi ko'rinishda izlanadi:

$$X_1 := (-\delta)^{-1} \cdot \Delta_F$$

Izlanayotgan tayanch reaksiya kuchining qiymati:

Javob:

$$X_1 = 1900$$

2. Endi to'sin uchidagi kesimning ko'chishini aniqlaymiz. Buning uchun mazkur nuqtaga qo'yilgan birlik kuchning eguvchi momentini aniqlash zarur:

$$MA(z) := \begin{bmatrix} -1 \cdot z \\ -1 \cdot (L_1 + z) \end{bmatrix}$$

Teng kuchli to'sin uchun eguvchi momentlarning ekvivalent qiymatlari quyidagiga teng:

$$M_{\text{av}}(z, k) := MF(z)_k + \sum_{i=1}^n (X_i \cdot M1(z)_{k,i})$$

YUqorida ta'kidlanganidek, bu erda ham X_i ning indeksi yozilmaydi. SHunday qilib, to'sin uchidagi kesimning ko'chishi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\Delta := \sum_{k=1}^m \left[\rho_k \cdot \int_0^{L_k} \left[MF(z)_k + \sum_{i=1}^n (X_i \cdot M1(z)_{k,i}) \right] \cdot \frac{MA(z)_k}{E \cdot J} dz \right]$$

Javob:

$$\Delta = 1.064$$

XI.3-masala.

Bikrligi
o'zgarmas
doiraviy kesimli
to'sin to'plangan
kuch, juft kuch va
yoyilgan kuchlar
bilan yuklangan
(XI.6 -shakl).

$$F := 500.0$$

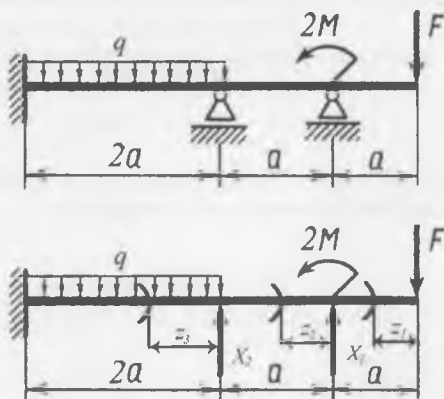
$$q := 60.0$$

$$M := 300.0$$

$$E := 2.1 \cdot 10^6$$

$$d := 2.5$$

$$a := 125.0$$



XI.6-shakl

$$J := \frac{\pi d^4}{64}$$

$$L := \begin{pmatrix} a \\ a \\ 2 \cdot a \end{pmatrix}$$

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- statik aniqmaslik darajasini topish;
- tayanchlarda paydo bo'luvchi "ortiqcha" reaksiya kuchini aniqlash.

Masalaning echilishi - ko'rinib turibdiki, berilgan to'sin ikki marta statik aniqmasdir. SHuning uchun kuch usulining kanonik tenglamasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\begin{aligned} X_1 \cdot \delta_{11} + X_2 \cdot \delta_{12} + \Delta_1 F &= 0 \\ X_1 \cdot \delta_{21} + X_2 \cdot \delta_{22} + \Delta_2 F &= 0 \end{aligned}$$

$n := 2$ statik aniqmaslik darajasi
 $m := 3$ oraliqlar soni
 $k := 1..n$
 $\rho_k := 1$ egrilik radiusi (to'g'ri oraliqlarda birga teng)

Har bir oraliq uchun tashqi yuklarning eguvchi momentlari ifodalarini tuzamiz:

$$MF(z) := \begin{bmatrix} -F \cdot z \\ 2 \cdot M - F \cdot (a + z) \\ 2 \cdot M - F \cdot (a + z) - q \cdot z \cdot \frac{z}{2} \end{bmatrix}$$

Xuddi shunday birlik kuchlarning eguvchi momentlari ifodalarini tuzamiz:

$$M1(z) := \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 1 \cdot z & 0 \\ 1 \cdot (a + z) & 1 \cdot z \end{bmatrix}$$

Endi noma'lumlar oldidagi koeffitsientlar matritsasi yoki birlik kuchlardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasini hisoblaymiz:

$$\begin{aligned} i &:= 1..n \\ j &:= 1..n \end{aligned} \quad \delta_{i,j} := \sum_{k=1}^m \left(\rho_k \cdot \int_0^{L_k} \frac{M1(z)_{k,i} \cdot M1(z)_{k,j}}{E \cdot J} dz \right) \quad \delta = \begin{pmatrix} 4.365 & 2.264 \\ 2.264 & 1.293 \end{pmatrix}$$

Xuddi shu tartibda ozod hadlar matritsasi (vektor) yoki tashqi yuklardan hosil bo'lgan ko'chishlar matritsasi hisoblanadi:

$$\Delta F_i := \sum_{k=1}^m \left(\rho_k \cdot \int_0^{L_k} \frac{MF(z)_k \cdot M1(z)_{k,i}}{E \cdot J} dz \right) \quad \Delta F = \begin{pmatrix} -14419.571 \\ -8402.767 \end{pmatrix}$$

Kanonik tenglamaning echimi quyidagi ko'rinishda izlanadi:

$$\underline{X_I} := (-\delta)^{-1} \Delta_F$$

Izlanayotgan tayanch reaksiya kuchining qiymati:

Javob:

$$X_I = \begin{pmatrix} -705.76 \\ 7731.48 \end{pmatrix}$$

Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar

1. Statik aniqmas konstruksiyalar deb nimaga aytiladi?
2. Statik aniqmas konstruksiyalarni hisoblashda qanday usullar ishlatiladi?
3. Kuch usulining mohiyatini tushuntiring.
4. Statik aniqmaslik darajasini topish formulasini yozing va uni tushuntiring.
5. Statik aniqmas tizimlar qanday xususiyatlarga ega?
6. Kuch usulining kanonik tenglamalari tarkibidagi hadlar qanday aniqlanadi?
7. Kanonik tenglama koeffitsientlarini aniqlash ketma-ketligini ko'rsating.
8. Kuch usulida hisoblangan tizim qanday tekshiriladi?
9. Mor integralining matritsa shaklini yozing va qisqacha tushuntiring.
10. Kanonik tenglamalar tizimini echishning matritsa usulini izohlang.

XII-MODUL. SIQILGAN STERJENLARNING USTUVORLIGI (Bo'ylama egilish)

Modulning asosiy maqsadi: Bo'ylama egilishning o'ta xavfli ekanligini e'tiborga olib, amalda unga mutloq yo'l qo'yib bo'lmashlikni tasavvur qilish, kritik kuch va kritik kuchlanishlarni aniqlashda L.Eyler va F.YAsinskiy formulalari hamda energetik usullardan o'rinli foydalanish, shuningdek ustuvorlikni ta'minlay oladigan kesim yuza tanlashga oid loyiha-hisoblashlarda ketma-ket yaqinlashish usulini qo'llay bilishlik kabilarga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ta'lim oluvchi mazkur modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlashi va eslashi maqsadga muvofiqdir.

№	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Mutlaq qattiq jismlar muvozanati shartlari
2	Matematika	Trigonometrik funksiyalar. Ikkinchi tartibli bir jinsli oddiy differensial tenglamalarni echish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Konstruksion materiallarning turlari. SHveller, qo'shtavr, tunuka, quvur singari sortamentlardan amalda foydalanish.
4	Materiallar qarshiligi	Kuchlanish holatlari. Oddiy shakllarning inersiya momentlari, qarshilik momentlari. To'sinlarning normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti.

12.1-§. Asosiy tushunchalar

Oldingi modullarda konstruksiya qismlarining mustahkamligiga oid bir qancha muammolarni tahliliy o'rganish barobarida tegishli hisoblash ishlari amalga oshirilib, muayyan xulosalar olindi.

Muhandislik amaliyotida shunday muammoli holatlar mavjud ekanki, garchi konstruksiya yoki uning qismlari mustahkamlik talablarini qanoatlantirsada, biroq ularni muvozanat yoki harakat holatidan chetga chiqarishga intiluvchi "go'yoki kichik ta'sirlar" oqibatida ustuvorlik yo'qolib, xavfli yoki ayrim hollarda hatto halokatlar paydo bo'lar ekan. Boshqacha aytganda, mustahkamlik muammosi bilan bir qatorda konstruksiya yoki uning qismlari ustuvorligi muammosini ham amalda to'laqonli hisob-kitob qilish g'oyat muhimdir.

Hayotda juda ko'p uchraydigan quyidagi 2ta vaziyatni tahliliy ko'rib chiqamiz.

Birinchi vaziyat: mutlaq qattiq jismlarning muvozanat holatlari uch xil, ya'ni *turg'un*, *farqsiz* va *turg'unmas* holatlarda bo'lishi bizga Nazariy mexanika fanidan ma'lum.

Masalan, botiq sirt ichida sharcha (zoldir)ning muvozanati ustuvor bo'ladi, chunki sharcha joyidan bir oz qo'zg'atilib, qo'yib yuborilgach, yana o'zining dastlabki muvozanat holatiga qaytib keladi (XII.1-shakl, a).

Gorizontal tekislikda yotgan sharcha farqsiz muvozanat holatda bo'ladi (XII.1-shakl, b); muvozanat holatdan chiqarilgan sharcha tashqi kuch ta'siri to'xtatilgach, o'zining dastlabki holatiga qaytmasdan yangi muvozanat holatni egallaydi.

Nihoyat, qavariq sirt ustida turgan sharcha turg'unmas muvozanat holatda bo'ladi (XII.1-shakl, d); muvozanatdan chiqarilgan sharcha kuch ta'siri to'xtatilgandan keyin oldingi holatiga qaytmaydi.

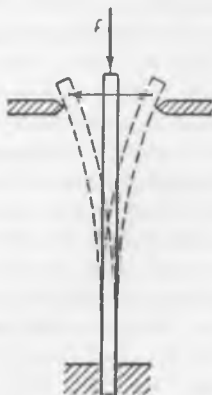
*Mutlaq qattiq jism - sharchaning
muvozanat holatlari*



XII.1-shakl

YUqorida tekshirilgan misollardan ko'rinib turibdiki, mutlaq qattiq jismlarning ustuvorligi ularga qo'yilgan tashqi kuchlarga bog'liq emas. Masalan, sharchaning og'irligi uning ustuvorligiga "go'yoki" ta'sir ko'rsatmaydi. Ammo deformatssiyalanuvchi qattiq jismlarning ustuvorligi ularga ta'sir etuvchi kuchning qiymati, yo'nalishi, qo'yilish joyi, ta'sir etish turi, jismlarning materiali kabi bir qancha omillarga uzviy bog'liqdir.

Ikkinchi vaziyat: aytaylik, pastki uchi bilan qistirib mahkamlangan to'g'ri chiziqli vertikal uzun va ingichka sterjen yoki lineykaga o'xshash jismning yuqori uchiga statik ravishda asta-sekin oshib boruvchi $F = F_1$ siquvchi kuch qo'yilgan bo'lsin (XII.2-shakl).



XII.2-shakl

Agar etarli darajada kichik siquvchi kuch ta'siridagi sterjenni birorta ko'ndalang kuch bilan yonboshdan turtib yuborsak, tashqi ta'sir to'xtatilgach, sterjen vertikal o'qqa nisbatan bir oz tebranib o'zining dastlabki to'g'ri chiziqli holatiga qaytishi, tabiiydir. Odatda, sterjenning bu holati **ustuvor muvozanat** deyiladi.

Ta'kidlash lozimki, ushbu sterjenning tebranish takroriyligi siquvchi kuchning miqdoriga qarab turlicha bo'ladi: ta'sir kuchining qiymati oshgan sari tebranish takroriyligi kamaya boradi.

Endi quyidagi holatni tahlil qilishga o'tamiz.

Siquvchi kuchni sekin-asta oshira borib, uning shunday qiymatini topish mumkinki, bu qiymatda ko'ndalang yo'nalishdagi turtkidan keyin tashqi ta'sir to'xtatilgach, sterjen to'g'ri chiziqli muvozanat holatiga qaytmasdan, egilganicha qoladi.

Bordi-yu, sterjen to'g'rilab qo'yilsa, u o'zining dastlabki to'g'ri chiziqli muvozanat holatini egallaydi. Sterjenning bu holati **farqsiz muvozanat** deyiladi; bu holatga to'g'ri keluvchi siquvchi kuchning qiymati esa **kritik qiymat** yoki **kritik kuch** deb aytiladi hamda F_{cr} harfi bilan belgilanadi.

SHuni alohida ta'kidlash o'rinliki, siquvchi kuchning qiymati kritik qiymatga etganda sterjenning tebranish takroriyligi nolga teng bo'ladi

Kritik kuchdan kattaroq $F = F_2$ kuch bilan siqilgan sterjen tabiiyki, kuch ta'siri to'xtatilgach, u dastlabki to'g'ri chiziqli vertikal holatiga to'liq qaytmaydi, balki egilib, ustuvorligini yo'qotadi. Sterjenning bu holati **noustuvor muvozanat** deyiladi.

Demak, kritik kuch $F_1 < F_{cr} < F_2$ oraliqda o'zgaruvchi va farqsiz muvozanat holatiga tegishli shunday kuch ekanki, agar uning qiymati «salgina» kamaytirilsa sterjen ustuvor, aksincha oshirilsa, u noustuvor muvozanat holatni egallaydi.

To'g'ri chiziqli uzun va ingichka siqilgan sterjenlar ustuvorligining yo'qolish hodisasi **bo'ylama egilish** deb ataladi.

Bo'ylama egilishni xavfli deyishimizga asosiy sabablardan biri shuki, sterjenni siquvchi kuch salgina oshirilganda ham uning egilishi tez ortib, jadallasha boradi (bu jarayonni uzun xivchin misolida ham tekshirib ko'rish mumkin). Matematik jihatdan qaraganda ta'sir kuchi va salqilik orasida chiziqli bo'lmagan bog'lanish yuzaga keladi: salqilikning keskin o'zgarishi oqibatida egilishdan hosil bo'ladigan kuchlanish ham tez ortadi. Tabiiyki, bunday paytda deformatsiyalanish jarayoni ham tezlashib, u hatto sterjenning emirilishiga ham sababchi bo'ladi. Ayniqsa bunday holatlarni yupqa devorli sterjenlar misolida ko'p uchratish mumkin.

Ustuvorlik masalasi mukammal o'rganilmagan paytlarda yoki unga etarlicha e'tibor berilmagan hollarda tarixda juda ko'p ko'ngilsiz voqealar sodir bo'lgan.

Masalan, 1891 yil may oyida SHveysariyaning Menxenshteyn qishlog'idagi ko'prikda sodir bo'lgan halokatli hodisa siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka puxta hisoblash naqadar zarur va muhimligini tasdiqlovchi saboqdir. Bexosdan halokat ro'y bergan paytda ko'prikdan 12 ta vagondan iborat yoki umumiy uzunligi 42 m bo'lgan passajir poezdi o'tgan. Parovoz ko'prikdan o'tib ulgurgan, lekin daryoga qulagan vagonlar uni ham pastga tortib ketgan. Ushbu halokat sabablari o'rganilganda, fermaning siqilgan tirgovichlaridan atigi bittasining ustuvorligi yo'qolib, ko'prikning butunlay buzilishiga olib kelgan.

1907 yilda AQSH SHimoliy Lavrentiya daryosiga qurilgan, bosh prolyoti (tayanchlar orasidagi masofa) 549 m bo'lgan konsolli katta ko'prik bexosdan ag'darilgan. Oqibatda, 74 nafar fuqaro halok bo'lgan va 9 ming tonna metall konstruksiyalar butunlay ishga yaroqsiz holatga kelib qolgan. SHuningdek, ko'priknig ma'lum qismi taxminan 40 m chuqurlikka cho'kib ketgan.

Konstruksiya qismlarining bo'ylama egilishi xavfli bo'lganligi sababli amalda unga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Masalan, siquvchi kuch F_{cr} dan salgina oshirilgandayoq egilish juda tez o'sib (salqilik bilan siquvchi kuch orasida chiziqli bog'lanish mavjud) sterjen to'satdan emirilishi ham mumkin.

SHu jihatdan qaraganda, siqilgan sterjenlarning xavf-xatarsiz ishlashini ta'minlovchi siquvchi kuchning haqiqiy qiymati F ni kritik kuch F_{cr} dan kichik qilib olish maqsadga muvofiqdir:

$$F = \frac{F_{cr}}{n^s} \quad (XII.1)$$

Bunda n^s -ustuvorlikning hisoblab aniqlanadigan yoki haqiqiy ehtiyot koeffitsienti*.

Ustuvorlikning talab etiladigan yoki zaruriy yoxud ruxsat etilgan ehtiyot koeffitsienti maxsus jadvallardan olinadi. Masalan, mashinasozlik konstruksiyalarining po'lat materiallardan yasalgan qismlarini hisoblashda $n_{adm}^s = 4 \div 5$ oraliqda, qurilish konstruksiyalarining qismlarini hisoblashda esa

n_{adm}^s quyidagicha olinadi:

$$n_{adm}^s = 1,8 + 3 \quad (\text{po'lat uchun})$$

$$n_{adm}^s = 2,8 + 3,2 \quad (\text{yog'och uchun})$$

$$n_{adm}^s = 5 + 5,5 \quad (\text{cho'yan uchun})$$

YUqoridagilardan ayonki, ustuvorlikka oid muammolarni hal etishda kritik kuchning qiymatini topish muhim ekan.

12.2-§. Kritik kuchni topishning Eyler usuli

Elastik tizimlarning ustuvor muvozanati bir necha nazariy va tajribaviy tadqiqotlarga tayanuvchi statik va dinamik usullarda tekshirib ko'rilgan.

Eyler usuli statik usul hisoblanib, bir muncha oddiyrdqdir.

Ta'kidlash o'rinliki, hozirgi paytlarda qurilish va mashinasozlikda uchraydigan turli konstruksiya yoki uning qismlarining ustuvorligiga oid muammolar dinamik usulda o'rganilmoqda. Bu usulning asoslari va ulardan foydalanish metodikasi maxsus kurslarda o'rganish ko'zda tutilgan.

Eyler formulasini keltirib chiqarish uchun bikrligi o'zgarmas, uchlari sharnirli mahkamlangan prizmatik uzun sterjendan foydalanamiz (XII.3-shakl, a).

* s – indeks ingliz tilidagi "stabilite" (ustuvorlik) so'zidan olingan.

Sterjenni miqdor jihatidan teng, ammo yo'nalishlari qarama-qarshi bo'lgan ikkita siquvchi kuch bilan yuklaymiz. Siquvchi kuch $F = F_{cr}$ bo'lganda, sterjen egri chiziqli muvozanat holatiga o'tadi (XII.3-shakl, b).

Sterjenning deformatsiyasini juda kichik deb faraz qilib, elastik chiziqning taqribiy differensial tenglamasini quyidagicha yozamiz:

$$EJ_x v_z'' = \pm M_z \quad (a)$$

Bu erda $EJ_x = EJ_{min}$ ga teng, chunki ustuvorlikning yo'qolishi bikrligi kichik tekislikda sodir bo'ladi.

Istalgan kesimdagi eguvchi moment $M_z = -F_{cr} \cdot v_z$ ga teng; bu erda minus ishora egrilikning kamayishini ko'rsatadi.

Eguvchi momentning ifodasini (a) ga qo'yib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$EJ_{min} = -F_{cr} \cdot v_z \quad \text{yoki} \quad v_z'' + k^2 v_z = 0 \quad (b)$$

$$\text{Bunda} \quad k^2 = \frac{F_{cr}}{EJ_{min}} \quad (c)$$

Hosil qilingan bir jinsli differensial tenglamaning umumiy integrali

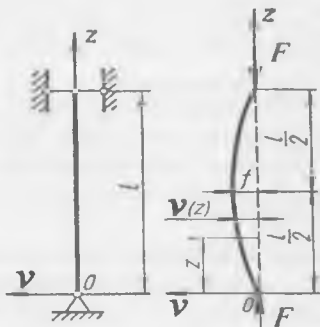
$$v_z = C_1 \cos kz + C_2 \sin kz \quad (d)$$

ko'rinishga ega.

C_1 va C_2 integral o'zgarmaslari quyidagi chegaraviy shartlardan foydalanib topiladi:

$z = 0$ bo'lganda, salqilik $v_z = 0$
bo'ladi;

$z = \ell$ bo'lganda, salqilik $v_z = 0$
bo'ladi.



XII.3-shakl

Birinci chegaraviy shartdan $C_1 = 0$ ekanligi kelib chiqadi; shu sababli

$$v_z = C_2 \sin kz \quad (e)$$

ko'rinishda yoziladi. Ikkinchi chegaraviy shartdan ushbu tenglamani hosil qilamiz:

$$C_2 \sin k\ell = 0$$

Matematik nuqtai nazardan qaraganda bu tenglamada

$$C_2 = 0 \quad \text{yoki} \quad \sin k\ell = 0$$

bo'lishi kerak.

Birinci hol bizni qiziqtirmaydi: B nolga teng bo'lishi mumkin emas, chunki bu shartning bajarilishi sterjenning o'qi to'g'ri chiziqligicha qoladi degan ma'noni anglatadi; tabiiyki, bu masalaning shartiga zid.

Bundan chiqdi, ikkinchi holni, ya'ni $\sin kl = 0$ bo'lgan holni tahlil qilish muhimdir. Bu tenglamadan $kl = n\pi$ ($n = 0, 1, 2, \dots$) yoki $k = \frac{n\pi}{l}$ ekanligi kelib chiqadi.

Oxirgi ifodani ikkala tomonini kvadratga oshirgandan so'ng uni (c) ifoda bilan tenglashtiramiz:

$$\frac{F_{cr}}{EJ_{min}} = \frac{n^2 \pi^2}{l^2}$$

Bundan izlanayotgan kritik kuchning formulasi kelib chiqadi:

$$F_{cr} = \frac{n^2 \pi^2}{l^2} EJ_{min} \quad (\text{XII.2})$$

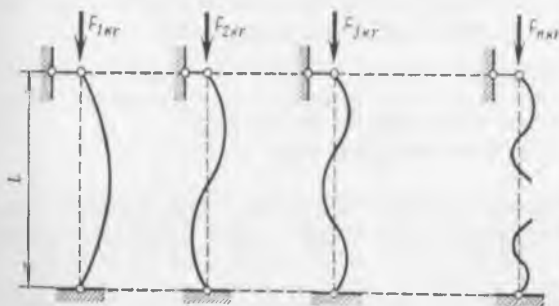
Yoki, sterjen egilgan o'qi – elastik chiziqning tenglamasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$v_z = C_2 \sin \frac{n\pi}{l} z \quad (\text{XII.3})$$

Demak, sterjen sinusoida qonuniyati bo'yicha egilishga qarshilik ko'rsatar ekan. Oxirgi ikkita formuladan quyidagilarni yozib olish mumkin:

$n = 0,$	$F_{cr}^{(0)} = 0,$	$v_z = 0;$
$n = 1,$	$F_{cr}^{(1)} = \frac{\pi^2}{l^2} EJ_{min},$	$v_z = C_2 \sin \frac{\pi}{l} z$
$n = 2,$	$F_{cr}^{(2)} = \frac{4 \pi^2}{l^2} EJ_{min},$	$v_z = C_2 \sin \frac{2\pi}{l} z$
$n = 3,$	$F_{cr}^{(3)} = \frac{9 \pi^2}{l^2} EJ_{min},$	$v_z = C_2 \sin \frac{3\pi}{l} z$
.....		

Nihoyat, kritik kuchning bitta emas, balki bir necha qiymatlariga ega bo'ldik. Har bir kritik kuchga tegishli muvozanat holati mavjud (XII.4-shakl).



XII.4-shakl



XII.5-shakl

SHuni ta'kidlash muhimki, egilishning faqat birinchi shakliga mos keluvchi muvozanat ustuvor bo'ladi (bu holatda $n = 1$ teng). Qolgan barcha ko'rinishdagi muvozanat esa toki B, C kesimlarga qo'shimcha tayanch qo'yilmaguncha noustuvor bo'ladi (XII.5-shakl).

Kritik kuchning eng kichik qiymatini aniqlash amaliy jihatdan muhim ahamiyatga ega:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2}{l^2} EJ_{min} \quad (XII.4)$$

Bu formulani 1744 yilda Peterburg Fanlar Akademiyasining a'zosi Leonard Eyler birinchi bo'lib taklif etganligi sababli uni Eyler **formulasi**, bu formula bo'yicha topilgan kuch esa Eyler **kuchi** deb ataladi.

Eyler formulasidan ko'rinish turibdiki, kritik kuchning qiymati sterjenning bikrligiga to'g'ri mutanosib bog'lanishda, sterjen uzunligi kvadratiga esa teskari mutanosib bog'lanishda ekan.

Endi quyidagi muhim xulosaga to'xtalamiz:

Elastiklik chegarasida qarshilik ko'rsatuvchi sterjen uchun kritik kuch sterjen materialining elastiklik moduli va uning geometrik o'lchamlariga bog'liq, lekin sterjen tayyorlangan materialning mustahkamligini tavsiflovchi naviga bog'liq emasligi tajribalardan tasdiqlangan.

Masalan, Cr.3 va yuqori navli ayrim po'latlar uchun elastiklik moduli E deyarli bir xil bo'lganligi sababli ular uchun kritik kuchning qiymatlari ham o'zaro teng bo'lar ekan. SHuningdek, geometrik o'lchamlari bir xil, lekin turli sortli po'latlardan yasalgan va faqat elastiklik chegarasida ishlaydigan ikkita sterjen deyarli bir xil kritik kuchda ustuvorligini yo'qotadi.

Demak, ustuvorlik masalalarini muhokama etayotganda siqilishga va cho'zilishga ishlaydigan sterjenlar orasida keskin farq mavjudligiga e'tibor berish lozimdir. CHegaraviy cho'zuvchi kuch bevosita materialning mustahkamlik tavsiflariga bog'liq bo'lganligi sababli turli navli po'latlar uchun turlichadir. Biroq elastiklik chegarasidagi siqilishda butunlay boshqa holni ko'ramiz: chegaraviy cho'zuvchi kuch sterjenning uzunligiga bog'liq emas, ammo chegaraviy siquvchi kuchning qiymati sterjen uzunligi ortishi bilan keskin kamayar ekan.

12.3-§. Sterjen uchlari mahkamlanish usullarining kritik kuchga ta'siri

Sterjen uchlarning qanday usulda tayanchga o'rnatilganligi yoki mahkamlanganligiga qarab kritik kuchning kattaligi sezilarli darajada o'zgaradi: oshadi yoki kamayadi.

Buni oydinlashtirish maqsadida uchlari tayanchga turlicha birlashtirilgan sterjenlar uchun kritik kuchni aniqlaymiz (XII.6-shakl).

a) sterjenning uchlari vertikal yo'nalishda erkin harakatlana oluvchi polzunga sharnir vositasida XII.6-shakl, a da tasvirlangandek mahkamlangan (asosiy hol).

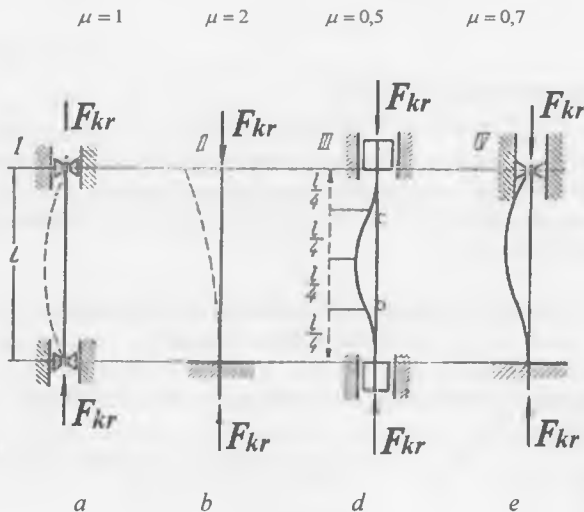
Birinchi usul bo'yicha tayanchlarga mahkamlangan sterjenlar uchun kritik kuch

$$F_{1kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{\ell^2} \quad (a)$$

formuladan topiladi.

b) sterjenning faqat pastki uchi qistirilgan holda tayanchga tiralgan (XII.6-shakl, b).

Sterjenning o'q chizig'ini chizmada ko'rsatilgandek, davom ettirib quyidagi xulosaga kelish mumkin: *bir uchi tayanchga qistirib tiralgan, ikkinchi uchi esa mutloq erkin turgan sterjen uzunligi 2ℓ ga teng bo'lgan va asosiy usul bo'yicha mahkamlangan sterjen kabi sharoitda qarshilik ko'rsatadi.*



XII.6-shakl

Bundan chiqdi, ikkinchi usul bo'yicha mahkamlangan sterjen uchun kritik kuchni topishda (XII.3) formuladagi ℓ ni 2ℓ ga almashtirish kifoya:

$$F_{1kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(2\ell)^2} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{4\ell^2} \quad \text{yoki} \quad F_{2kr} = \frac{1}{4} F_{1kr} \quad (b)$$

d) sterjen ikki uchi bilan qistirib tiralgan yoki sterjenning ikkala uchi ham vertikal yo'nalishda erkin harakatlanuvchi polzunga biriktirilgan (XII.6-shakl, d).

Sterjenning elastik chizig'i ikkita: C va D burilish nuqtalariga ega bo'lgan uchta bo'lakchadan iborat; uzunligi 0.5ℓ ga teng bo'lgan CD bo'lakcha «go'yoki» asosiy usul bo'yicha mahkamlangan sterjen kabi sharoitda qarshilik ko'rsatadi. SHu sababli (XII.3) dagi ℓ ning o'rniga 0.5ℓ ni qo'yish lozim:

$$F_{3kr} = \frac{\pi^4 EJ_{\min}}{(0,5l)^3} = \frac{4\pi^2 EJ_{\min}}{l^2} \quad \text{yoki} \quad F_{3kr} = 4 F_{1kr} \quad (d)$$

e) sterjenning bir uchi qistirib tiralgan, ikkinchi uchi esa qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchga yoki vertikal yo'nalishda erkin harakatlanuvchi polzunga sharnir vositasida mahkamlangan (XII.6-shakl, e).

Elastik chiziqda bitta buralish nuqtasi mavjud bo'lib, u ikki bo'lakdan iborat; sterjenning $CD \approx 0,7\ell$ qismi asosiy usul bo'yicha mahkamlangan sterjen singari sharoitda qarshilik ko'rsatadi.

Tekshirilayotgan hol uchun kritik kuch

$$F_{4kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(0,7\ell)^2} \quad \text{yoki} \quad F_{4kr} \approx 2 F_{1kr} \quad (g)$$

ko'rinishlarda ifodalanadi.

SHunday qilib, yuqorida bayon etilgan barcha hollar uchun kritik kuch aniqlanadigan formulalarni

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{\ell_{kel}^2} \quad (XII.5)$$

ko'rinishda umumlashtirish mumkin.

Bunda $\ell_{kel} = \mu \cdot \ell$ -sterjenning keltirilgan uzunligi;

μ -uzunlikni keltirish koeffitsienti; yuqoridagi chizmadan ayonki, u sterjen uchlarning tayanchlarga mahkamlanish usuliga bog'liqdir.

(XII.5) formulani birinchi bo'lib 1892 yilda Peterburg yo'llar institutining professori F.S.YAsinskiy taklif etgan.

12.4-§. Kritik kuchlanish. Eyler formulasining tadbiiq etilish chegarasi

Eyler formulasi bo'yicha kritik kuch topilgach, kritik kuchlanishni quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A}, \quad \sigma_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu\ell)^2 \cdot A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu\ell}{i_{\min}}\right)^2} \quad (XII.6)$$

Bunda A -sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

$i_{\min}$ -ko'ndalang kesimining eng kichik inersiya radiusi.

Oxirgi formulaning maxrajidagi miqdorni λ harfi bilan belgilaymiz:

$$\lambda = \frac{\mu\ell}{i_{\min}} \quad (XII.7)$$

bu erda λ -sterjenning egiluvchanligi bo'lib, o'lchamsiz miqdordir.

Oxirgi ifodani e'tiborga olib, kritik kuchlanishni quyidagicha yozamiz

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (\text{XII.8})$$

Eyler formulasini hamma vaqt ham amalda tadbqiq etib bo'lmaydi, chunki uning Guk qonuni kuchga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilganligini unutmaslik darkor.

Hatto Eyler formulasidan amalda foydalanish mumkin bo'lmagan chegaralarni aniq bilmaslik oqibatida ko'p yillar mobaynida Eyler formulasi bo'yicha bahs-munozaralar ham bo'lgan. Oddiyroq aytganda, sterjenning egilgan o'qini aniqlashda Guk qonuni asosida chiqarilgan differensial tenglama ishlatilganligining mazmun-mohiyatiga tahliliy e'tibor berilmagan edi.

Bundan asosiy xulosa shuki, Eyler formulasidan faqat mutanosiblik chegarasidagina foydalanish mumkin, ya'ni uni ishlatishda

$$\sigma_{kr.} \leq \sigma_{mut} \quad \text{yoki} \quad \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2} \leq \sigma_{mut} \quad (\text{XII.9})$$

shartni buzmaslik kerak.

Bunda σ_{mut} -sterjen materialining mutanosiblik chegarasi bo'lib, uning qiymati ba'zi materiallar uchun III.3-jadvalda berilgan.

Eyler formulasini tadbqiq etilish chegarasini aniqlash maqsadida (XII.9) shartdan λ ni ushbu ko'rinishda yozib olamiz:

$$\lambda \geq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{mut}}} \quad (\text{XII.10})$$

YUqoridagi jadvalda egiluvchanlikning chegaraviy qiymati keltirilgan.

Demak, Cr.3 navli po'latdan yasalgan sterjenlar uchun Eyler formulasini egiluvchanlik 100 dan katta bo'lgandagina tadbqiq etish mumkin, xolos.

Bordi-yu, tekshirilayotgan sterjenning egiluvchanligi jadvalda berilgan qiymatlardan kichik bo'lsa, F.S.YAsinskiy tomonidan taklif etilgan quyidagi empirik (tajribalar natijasiga asoslangan) formula ishlatiladi:

$$\sigma_{kr.} = a - b \cdot \lambda \quad (\text{XII.11})$$

cho'yan uchun:

$$\sigma_{kr.} = a - b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2 \quad (\text{XII.12})$$

bunda a, b, c -materiallarning xossasiga bog'liq bo'lgan o'zgarmaslar bo'lib, ular tajribalardan aniqlanadi (XII.1-jadval).

XII.7-shaklda Cr.3 navli po'lat materialidan yasalgan sterjen uchun kritik kuchning egiluvchanlikka bog'liqlik grafigi tasvirlangan.

Grafikning $\lambda = 0 \div 40$ oralig'ida kritik kuchlanishning qiymati o'zgarmas bo'lib, $\sigma_{kr} = \sigma_{och}$ ga teng.

Grafikning $\lambda = 40 \div 100$ oralig'ini (XII.11) formula yordamida qurilgan.

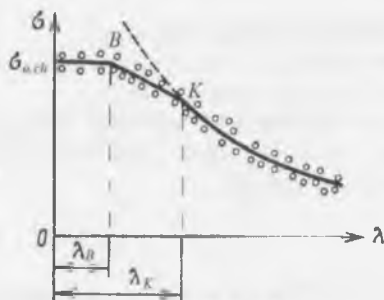
Grafikning $\lambda > 100$ qismi giperbola ko'rinishida bo'lib, (XII.8) formula asosida chizilgan.

XII.1-jadval

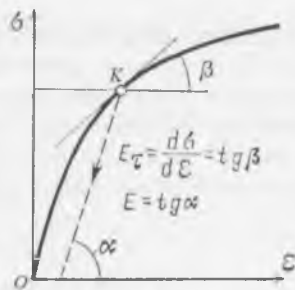
№	Materiallarning nomlanishi	σ_{max}	λ_{cheg}	a	b	c
		MPa	-	MPa		
1	Po'lat:					
	St 2, St 3	20	100	310	1,14	-
	St 5	24		464	3,26	-
	St 40		90	321	1,16	-
2	Tarkibida kremniy miqdori oshirilgan po'lat		100	589	3,82	-
3	CHo'yan	18	80	776	12	0,53
4	YOg'och (qarag'ay)	8	110	29,3	0,19	-

SHunday qilib, bo'ylama egilishga hisoblanayotgan sterjenlarni uchta, ya'ni bikr, bikrligi o'rtacha va egiluvchan sterjenlar guruhiga ajratish mumkin:

$$\sigma_{kr} = \begin{cases} \sigma_{ach} = \text{const}, & 0 \leq \lambda \leq 40 \quad (\text{bikr sterjenlar}); \\ a - \epsilon \lambda, & 0 \leq \lambda \leq 100 \quad (\text{o'rtacha bikrlidagi sterjenlar}); \\ \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, & \lambda > 100 \quad (\text{egiluvchan sterjenlar}) \end{cases}$$



XII.7-shakl



XII.8-shakl

Tajriba natijalari va Eyler formulasiga tayanib, boshqa materiallar uchun ham $\sigma_{kr} = f(\lambda)$ bog'lanish grafigini qurish mumkin.

Eyler va YAsinskiy formulalarini qo'llash siqilgan sterjenlar ustuvorligiga oid muammolarni barcha egiluvchilik chegarasida hal qilish imkonini beradi.

Ko'pincha elastik-plastik sohalarida ishlaydigan sterjenlar ustuvorligi masalalari tajribaviy usullarda o'rganiladi. SHunga qaramasdan YAsinskiy

tomonidan “go’yoki” Eýler formulasiga o‘xshash quyidagi formula taklif etilgan bo‘lib, unga muvofiq muammoni nazariy usulda echish mumkin:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 E_r J}{(\mu l)^2} \quad (\text{XII.13})$$

Bu erda E_r elastik-plastik sohalarda ishlaydigan sterjenlar uchun “keltirilgan model” deb nomlanadi va quyidagicha aniqlanadi:

$$E_r = \frac{4E_1 E_2}{(\sqrt{E_1} + \sqrt{E_2})^2} \quad (\text{XII.14})$$

Bu erda E_1 – yuksizlanishdagi elastiklik moduli bo‘lib, boshlang‘ich moduliga teng (masalan, po‘lat uchun $E_1 = E = (1,9 - 2,15)10^5$ MPa);

$E_2 = E_r$ – biror o‘q bo‘yicha kuchlanishga mos keluvchi elastiklik moduli bo‘lib, u siqilish egri chizig‘iga o‘tkazilgan urunma og‘ish burchagining teng bo‘ladi (ko‘pincha bu parametrlar urunma modul ham deb yuritiladi).

Amalda “keltirilgan model” E_r dan foydalanish g‘oyasi quyidagicha: avvaliga siqilgan sterjen keyinchalik egilganida cho‘zilish va siqilishda elastiklik moduli turlicha bo‘lgan sterjen kabi ishlaydi.

Aytaylik, biror sterjen markaziy qo‘yilgan kuch bilan siqilgan va kuchlanishi elastiklik chegarasidan yuqori, sterjenga ta’sir etayotgan kuch kritik qiymatga yaqin. Kuchning qiymati kritik miqdorga etishi bilanoq sterjen egila boshlaydi. Eguvchi moment ta’sirida sterjen ko‘ndalang kesim yuzasining bir qismida qo‘shimcha ravishda siquvchi kuchlanish, qolgan qismida esa cho‘zuvchi kuchlanish paydo bo‘lishi, shubhasiz. Boshqacha aytganda sterjenning ikkinchi qismida *yuksizlanish* paydo bo‘ladi.

Ma’lumki, material yuksizlanganda uning elastiklik moduli odatdagi elastiklik moduli bilan bir xil bo‘ladi, yanada takroriy yuklanganida esa elastiklik moduli siqilish diagrammasiga o‘tkazilgan urunma og‘ish burchagining tangensiga teng bo‘ladi (XII.8-shakl).

Demak, sterjen elastiklik chegarasidan katta kuchlanish bilan markaziy kuch bilan siqilgan bo‘lsa hamda egila boshlasa yoki qiyshaya boshlasa, u cho‘zilish va siqilishdagi elastiklik moduli turlicha bo‘lgan sterjen singari ishlar ekan.

12.5-§. Siqilgan sterjenlarni amalda hisoblash usuli

(XII.5) formula yordamida siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka hisoblash ancha noqulay, chunki kritik kuchning har bir formulasi uchun o‘ziga tegishli egiluvchanlikning alohida o‘zgarish oralg‘i mavjud. Aytilgan kamchilikni bartaraf etish uchun uchta formulani sterjenning istalgan egiluvchanligi uchun yaroqli bo‘lgan bitta formula bilan almashtirish maqsadga muvofiqdir; bunga erishishning yo‘li (XII.5) ifoda bo‘yicha aniqlanuvchi kritik kuchlanishdan bo‘ylama egilish (ustuvorlik) dagi joiz kuchlanishga o‘tishdan iborat.

YUqorida aytib o‘tilganidek, F_{kr} emiruvchi, xavfli kuch hisoblanadi. SHU sababli sterjenning ustuvorligi va mustahkamligini ta’minlay oladigan siquvchi

kuchning ruxsat etilgan qiymati yoki boshqacha aytganda, ruxsat etilgan kritik kuch F_{adm}^s kritik kuch F_{kr} dan n_{adm}^s marta kichik bo'lishi lozim:

$$F_{adm}^s = \frac{F_{kr}}{n_{adm}^s} \quad (\text{XII.15})$$

Bu ifodaning ikkala tomonini A marta kamaytirib, ustivorlik uchun berilgan ruxsat etilgan kritik kuchlanish σ_{adm}^s ham kritik kuchlanish σ_{kr} ning n^s qismini tashkil etishini ko'ramiz:

$$\sigma_{adm}^s = \frac{\sigma_{kr}}{n_{adm}^s} \quad (\text{XII.16})$$

Oldingi paragrafda berilgan $\sigma_{kr} = f(\lambda)$ grafikdan foydalanib, kritik kuchlanishning har bir qiymatini n marta kamaytirib, σ_{adm}^s ning egiluvchanlikka bog'liqlik grafagini quramiz (bu grafik ingichka chiziqli bilan ko'rsatilgan).

Ustivorlik uchun berilgan ruxsat etilgan kuchlanish σ_{adm}^s bilan mustahkamlik uchun berilgan asosiy (oddiy siqilishdagi) ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_u}{n}$ ni o'zaro taqqoslab, $\sigma_{adm}^s < \sigma_{adm}$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

Oxirgi ifodaning o'ng tomonini $\varphi < 1$ miqdorga ko'paytirib, tengsizlik belgisidan tenglik belgisiga o'tiladi va quyidagi muhim formula hosil qilinadi:

$$\sigma_{adm}^s = \varphi \cdot \sigma_{adm} \quad (\text{XII.17})$$

Bunda φ - mustahkamlik uchun berilgan asosiy ruxsat etilgan kuchlanishni kamaytirish (bo'yлама egilish) koeffitsienti.

(III.15) va (XII.16) formulalarni e'tiborga olib, φ ni quyidagicha yozamiz:

$$\varphi = \frac{\sigma_{kr}}{n_{adm}^s \cdot \sigma_{och}} \cdot n_{adm} \quad \text{yoki} \quad \varphi = \frac{\pi^2 E}{\sigma_u} \cdot \frac{n_{adm}}{n_{adm}^s} \cdot \frac{1}{\lambda^2} \quad (\text{XII.18})$$

Demak, φ sterjen materiali va uning egiluvchanligiga bog'liq ekan; turli materiallar uchun φ ning qiymatini "Русча: СНиП II – В.3 – 84" ga muvofiq XII.2-jadvalda keltirilgan ma'lumotlardan olish mumkin.

Quyidagi ikkita shart bajarilgan holda siqilgan sterjenlar tashqi siquvchi kuchga etarli darajada qarshilik ko'rsata oladi:

- ustivorlik sharti

$$\sigma^s = \frac{F^s}{A} \leq \sigma_{adm}^s \quad (\text{XII.19})$$

- mustahkamlik sharti

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{XII.20})$$

SHuni eslatib o'tish muhimki, sterjenni ustuvorlikka hisoblashda kesimning to'liq yuzasi olinadi, ya'ni $A = A_{br}$, qabul qilinadi. Mustahkamlikni hisoblashda esa parchin mixlar uchun teshiklar va turli o'yiqlar ochish natijasida zaiflashtirilgan haqiqiy kesim yuza $A = A_{net}$ ishlatiladi.

XII.2-jadval

Egiluvchilik	“ φ ” ning qiymati		Egiluvchilik	“ φ ” ning qiymati	
	Cr.3 va Cr.4	Cr.5		Cr.3 va Cr.4	Cr.5
0	1.00	1.00	120	0.45	0.37
10	0.99	0.98	130	0.40	0.32
20	0.97	0.96	140	0.36	0.28
30	0.95	0.93	150	0.32	0.25
40	0.92	0.89	160	0.29	0.23
50	0.89	0.85	170	0.26	0.21
60	0.86	0.80	180	0.23	0.19
70	0.81	0.74	190	0.21	0.17
80	0.75	0.67	200	0.19	0.15
90	0.69	0.59	210	0.17	0.14
100	0.60	0.50	220	0.16	0.13
110	0.52	0.43	230	0.15	0.12

(XII.17) ifodani e'tiborga olsak, siqilgan sterjenlarning ustuvorlik sharti

$$\frac{F^s}{\varphi \cdot A_{br}} \leq \sigma_{adm} \quad (XII.21)$$

ko'rinishni egallaydi; ko'pincha, (XII.21) ifoda **ustuvorlikdagi hisob tenglamasi** ham deb yuritiladi.

Hisob tenglamasidan ruxsat etilgan kritik kuchni aniqlaymiz:

$$F_{adm}^s = A_{br} \cdot \varphi \cdot \sigma_{adm} \quad (XII.22)$$

O'z-o'zidan ravshanki, agar ustuvorlikning haqiqiy ehtiyot koeffitsienti zaruriy ehtiyot koeffitsientidan kichik bo'lmasa, siqilgan sterjenlarning ustuvorligi ta'minlangan bo'ladi:

$$n^s \geq n_{adm}^s \quad (XII.23)$$

Bu tengsizlik ham *ustuvorlik shartini* ifodalaydi.

(XII.1) va (XII.15) formulalarni nazarda tutib, (XII.23) ni birmuncha o'zgartirib yozamiz:

$$\frac{F_{st}}{F} \geq \frac{F_{st}}{F_{adm}^s} \quad \text{yoki} \quad F \leq F_{adm}^s \quad (\text{XII.24})$$

Oxirgi tengsizlikning ikkala tomonini A_{br} marta kamaytirib, ustuvorlik shartini kuchlanishlar orqali ifodalaymiz:

$$\sigma \leq \sigma_{adm}^s \quad (\text{XII.25})$$

Bunda $\sigma = \frac{F}{A_{br}}$ -siquvchi kuchlanishning haqiqiy qiymati.

Ustuvorlikka hisoblash ikki usulda olib boriladi.

1. *Tekshiruv hisobi (ruxsat etilgan kritik kuchni topish).*

Ko'ndalang kesimning geometrik tavsifnomasi va sterjen uchlarining tayanchlarga mahkamlanish usuliga qarab, uning egiluvchanligi λ aniqlanadi; so'ngra sterjen materiali uchun λ bo'yicha yuqorida keltirilgan jadvaldan bo'ylama egilish koeffitsienti φ topiladi.

Nihoyat, ruxsat etilgan kritik kuch

$$F_{adm}^s = A \cdot \varphi \cdot \sigma_{adm} \quad (\text{XII.26})$$

yoki ruxsat etilgan kritik kuchlanish

$$\sigma_{adm}^s = \varphi \cdot \sigma_{adm} \quad (\text{XII.27})$$

lar topilib, tegishli $F \leq F_{adm}^s$ yoki $\sigma \leq \sigma_{adm}^s$ shartlar tekshirib ko'riladi. Bordini, bu shartlar bajarilmasa, tekshirilayotgan sterjen noustuvor muvozanat holatida, deb hukm yuritiladi.

2. *Loyiha hisobi (ustuvorlikni ta'minlay oladigan kesim yuza tanlash).*

Ustuvorlikdagi hisob tenglamasi (XII.21) dan ko'rinib turibdiki, uning tarkibida ikkita noma'lum bor: *bo'ylama egilish koeffitsienti φ va aniqlanishi zarur bo'lgan A_{br} kesim yuza.* SHuning uchun loyiha hisobida ketma-ket yaqinlashish usulini qo'llab, quyidagi ishlarni navbat bilan bajarish tavsiya etiladi:

a) bo'ylama egilish koeffitsientining boshlang'ich qiymati $\varphi_1 = 0,5 \div 0,6$ oralig'ida tanlanadi;

b) kesim yuza aniqlanadi:

$$A_i = \frac{F}{\varphi_i \cdot \sigma_{adm}}$$

bunda $i = 1, 2, 3, \dots$ -ketma-ket yaqinlashishdagi qadamlar soni;

d) hosil qilingan A bo'yicha kesim yuza o'lchamlari (sortamentlar uchun esa zaruriy ma'lumotlar olinadi) aniqlangach, egiluvchanlik

$$\lambda_i = \frac{\mu \cdot \ell}{i_{\min}}$$

hisoblanadi;

e) topilgan λ_i uchun sterjen materialiga qarab bo'ylama egilish koeffitsientining haqiqiy qiymati φ'_i aniqlanadi. Agar φ'_i va φ_i lar orasida katta farq mavjud bo'lsa, σ_{his} kuchlanish ham asosiy ruxsat etilgan kuchlanishdan katta farq qiladi.

Odatda, kuchlanishlar orasidagi farq 5% dan oshmasligi lozim. Bordi-yu, bu shart bajarilmasa

$$\varphi_{i+1} = 0,5(\varphi_i + \varphi'_i)$$

bo'yicha yangi "urinish" qilib, φ'_{i+1} ni aniqlamaguncha hisoblashni davom ettirish kerak;

f) ruxsat etilgan kritik kuch yoki kuchlanishlar topilgach, tegishlicha (XII.19) yoki (XII.20) shartlar tekshirib ko'riladi.

Eslatma: shuni alohida ta'kidlash o'rinliki, muammoning qo'yilishiga qarab yana quyidagi 3 ta masalani ham echish mumkin.

1-masala: *tekshiruv hisobi.*

Bunda (XII.23) formulaga muvofiq, ustuvorlikning amaldagi haqiqiy ehtiyot koeffitsienti zaruriy yoki ruxsat etilgan ehtiyot koeffitsientiga taqqoslanadi:

$$n^s \geq n_{adm}^s \quad \text{yoki} \quad n^s = \frac{F_{kr}}{F} \geq n_{adm}^s \quad (\text{XII.28})$$

Bu erda F — sterjenni siquvchi kuchning miqdori.

2-masala: *ruxsat etilgan yukni aniqlash.*

YUqoridagi shartga ko'ra:

$$F_{adm} = \frac{F_{kr}}{n_{adm}^s} \quad (\text{XII.29})$$

3-masala: *loyiha hisobi (ustuvorlikni ta'minlay oladigan kesim yuza o'lchamlarini topish).*

Bunda (XII.5) formulaga muvofiq, dastlab talab etiladigan inersiya momentining minimal qiymati aniqlanadi:

$$J_{min} \geq \frac{F n_{adm}^s (\mu l)^2}{\pi^2 E} \quad (\text{XII.30})$$

Keyin esa inersiya radiusining minimal qiymati va sterjenning egiluvchanligi aniqlanib, Eyler formulasining qo'llanilish chegarasi ham tekshirib ko'riladi.

12.6-§. Bo'ylama – ko'ndalang egilish

Agar sterjenga bir yo'la bo'ylama (siquvchi) va ko'ndalang (eguvchi) yuklar ta'sir etsa, u holda bo'ylama-ko'ndalang egilish sodir bo'ladi (XII.9-shakl).

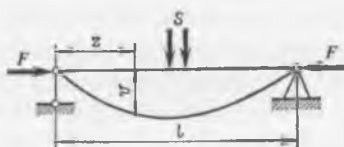
SHuni ta'kidlash lozimki, ko'priq tayanchlari kabi vazmin, bikrligi katta konstruksiya qismlari, garchi bir yo'la siquvchi va eguvchi kuchlar ta'sirida

bo'lsada, ularni hisoblashda kuchlarning o'zaro xalal bermaslik tamoyilidan foydalanish mumkin. Ammo bo'ylama-ko'ndalang yuklar ta'siridagi egiluvchan, ya'ni bikrligi kichik sterjenlarning kuchlanish-deformatsiyalanish holatlarini tahliliy o'rganish uchun bu tamoyilni tadbqiq etib bo'lmaydi. CHunki bunda bo'ylama kuchning ta'siri natijasida "qo'shimcha" egilish sodir bo'ladi va sezilarli ko'chish paydo bo'ladi. SHuning uchun eguvchi momentni ikkita moment yig'indisidan iborat deb hisoblash zarur:

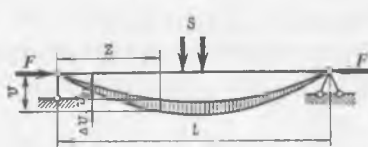
$$M = M_0 + Fv \quad (\text{XII.31})$$

Bu erda M_0 - faqat ko'ndalang kuchdan hosil bo'ladigan eguvchi moment bo'lib, odatdagi usul bilan topiladi;

Fv - bo'ylama kuchdan hosil bo'ladigan eguvchi moment.



XII.9-shakl



XII.10-shakl

YUqoridagi ifodadan ko'rinib turibdiki, ko'chish v ma'lum bo'lgandagina natijaviy eguvchi momentni aniqlash mumkin. Demak, bo'ylama-ko'ndalang egilishga doir masala statik aniqmas ekan.

Brus egilgan o'qining differensial tenglamasini tuzamiz:

$$\frac{d^2v}{dz^2} = \frac{M_0 + Fv}{EJ} \quad \text{yoki} \quad \frac{d^2v}{dz^2} + \frac{F}{EJ}v = -\frac{M_0}{EJ} \quad (\text{XII.32})$$

Ma'lumki, bu tenglamaning umumiy echimi ikkita integral yig'indisidan iborat: birinchisi bir jinsli tenglamaning umumiy echimi, ikkinchisi esa tenglamaning o'ng tomoniga bog'liq bo'lgan xususiy integraldir.

Biz bo'ylama-ko'ndalang egilishda salqilikni topishning taqribiy usulini aniq misol yordamida ko'rib chiqish bilan chegaralanamiz, xolos.

Faraz qilaylik, sharnirli tayanchlarga o'rnatilgan to'singa F bo'ylama va S ko'ndalang kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin (XII.10-shakl). Bu yuklardan paydo bo'luvchi salqilikni

$$v = v_0 + \Delta v \quad (\text{a})$$

ko'rinishda ifodalash mumkin.

Bu erda v_0 - faqat ko'ndalang kuchdan hosil bo'ladigan salqilik;

Δv - bo'ylama siquvchi kuchdan hosil bo'ladigan "qo'shimcha" salqilik. Bu ifodani brus egilgan o'qining differensial tenglamasiga qo'yamiz:

$$\frac{d^2v_0}{dz^2} + \frac{d^2\Delta v}{dz^2} = -\frac{M_0}{EJ} - \frac{F}{EJ}v$$

Agar F ta'sir etmasa, ko'ndalang yukdan hosil bo'ladigan salqilik uchun quyidagi tenglamani yozish mumkin:

$$\frac{d^2 v_0}{dz^2} = -\frac{M_0}{EJ}$$

Buni inobatga olgan holda asosiy tenglamadan quyidagini olamiz:

$$\frac{d^2 \Delta v}{dz^2} = -\frac{F}{EJ} v$$

Qo'shimcha salqiliklar sinusoida qonuniyati bilan o'zgaradi, deb taxmin qilish mumkin:

$$\Delta v = f \sin \frac{\pi z}{l} \quad (b)$$

Unda
$$\frac{d^2 \Delta v}{dz^2} = -\frac{\pi^2}{\ell^2} f \sin \frac{\pi z}{\ell} = -\frac{\pi^2}{\ell^2} \Delta v$$

Olingan ifodani (XII.32) tenglamaga qo'yib

$$\frac{\pi^2}{\ell^2} \Delta v = \frac{F}{EJ} v$$

yoki (a) tenglikka muvofiq

$$\frac{\pi^2}{\ell^2} (v - v_0) = \frac{F}{EJ} v$$

undan esa quyidagiga ega bo'lamiz:

$$v = \frac{v_0}{1 - \frac{F \ell^2}{\pi^2 EJ}} = \frac{v_0}{1 - \frac{F}{F_{kr}}} \quad (d)$$

Bu erda F_{kr} - Eyler kritik kuchi;

$J = J_{\max}$ - inersiya momentining maksimal qiymati.

Oxirgi formula yordamida bo'ylama va ko'ndalang egilishga duch keluvchi bruslarni hisoblash mumkin.

Endi eguvchi moment va siquvchi kuchlanishlarning maksimal qiymatini osongina aniqlash mumkin:

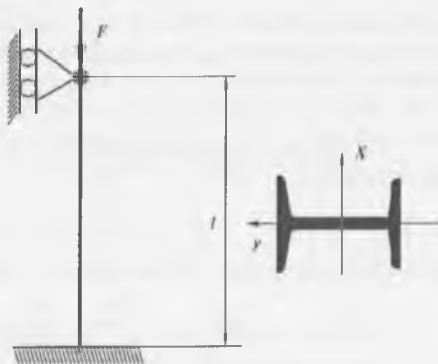
$$M_{\max} = M_0 + F \cdot \frac{v_0}{1 - \frac{F}{F_{kr}}} \quad (XII.33)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{M_0}{W} + \frac{F v_0}{W} \cdot \frac{1}{1 - \frac{F}{F_{kr}}} \quad (XII.34)$$

XII.1-masala.

XII.11-shaklda ko'rsatilgan ustun uchun sortament jadvalidan qo'shtavrlari kesim yuzasini tanlansin.

Ustunning uzunligi $\ell = 2,2 \text{ m}$, unga qo'yilgan siquvchi kuch $F = 180 \text{ kN}$, materiali Ст.5 navli po'lat, siqilishdagi joizruksat etilgan normal kuchlanish $\sigma_{adm} = 160 \text{ MPa}$.



XII.11-shakl.

Masalaning echilishi

Ustuvorlikni ta'minlay oladigan kesim yuzasini tanlash uchun ketma-ket yaqinlashish usulidan foydalanamiz.

Birinci galda $\varphi_1 = 0,5$ deb qabul qilamiz va (XII.21) hisob tenglamasidan zaruriy ko'dalang kesim yuzasini aniqlaymiz:

$$A_1 = \frac{F}{\varphi_1 \cdot \sigma_{adm}} = \frac{190 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 160 \cdot 10^6} = 23,75 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Sortament jadvalidan tartib raqami 20 bo'lgan qo'shtavrlarni tanlaymiz: bu qo'shtavrlarning yuzasi $A_1^I = 26,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$, minimal inersiya radiusi esa $i_{min} = 2,07 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ ga teng.

Ustunning egiluvchanligini hisoblaymiz:

$$\lambda_1 = \frac{\mu \ell}{i_{min}} = \frac{0,7 \cdot 2,2}{2,07 \cdot 10^{-2}} = 74,38$$

Egiluvchanlikning bu qiymatga mos keluvchi φ ni aniqlash uchun jadvalga murojaat qilamiz. $\lambda = 80$ va $\lambda = 90$ orasidagi qiymatlarni chiziqli interpolatsiyalaymiz:

$$\varphi_1' = \varphi_{\lambda=87,92} = \varphi_{\lambda=80} - \frac{(\varphi_{\lambda=80} - \varphi_{\lambda=90})}{10} (87,92 - 80) = 0,75 - \frac{(0,75 - 0,69)}{10} \cdot 7,92 = 0,7025$$

φ_1 va φ_1' lar orasidagi farq ancha katta, shu sababli hisoblashni yana takrorlaymiz:

$$\varphi_2 = \frac{\varphi_1 + \varphi_1'}{2} = 0,6013.$$

YAngi kesim yuzasini topamiz:

$$A_2 = \frac{F}{\varphi_2 \sigma_{adm}} = \frac{190 \cdot 10^3}{0,6013 \cdot 160 \cdot 10^6} = 19,79 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Bu kesim yuzaga profili 18 bo'lgan qo'shtavr to'g'ri keladi.

Ustunning egiluvchanligini aniqlaymiz:

$$\lambda_2 = \frac{\mu \ell}{i_{\min}} = \frac{0,7 \cdot 2,2}{1,88 \cdot 10^{-2}} = 81,92.$$

CHiziqli interpolyasiyalab $\varphi'_2 = 0,6287$ ni hosil qilamiz, shu koeffitsient bilan kesimda paydo bo'ladigan haqiqiy kuchlanishni aniqlaymiz va uni σ_{adm} bilan taqqoslaymiz:

$$\sigma_k = \frac{F}{\varphi'_2 A_{2l}} = \frac{190 \cdot 10^3}{0,6287 \cdot 19,79 \cdot 10^{-4}} = 152,71 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 152,71 \text{ MPa} < 160 \text{ MPa}$$

$$\text{Ustun } \delta_\sigma = \frac{|152,71 - 160|}{160} \cdot 100\% = 4,66\% \text{ ga yuklanmagan.}$$

Bu farq 5% dan kam bo'lganligi uchun hisoblashni to'xtatamiz va ustunning kesimi uchun profil nomeri 18 bo'lgan qo'shtavr mos kelishiga ishonch hosil qilamiz.

XII.2 -masala.

Uzunligi ℓ ga teng ko'ndalang kesimi doiraviy sterjen F kuch bilan yuklanib, bo'ylama egilishga qarshilik ko'rsatmoqda (XII.12-shakl).



XII.12 –shakl

ORIGIN:=1

F:=48000.0 N

$\sigma_{ruX} := 2100.0 \text{ MPa}$

$L_z := 400.0 \text{ m}$

$\mu := 0.7$

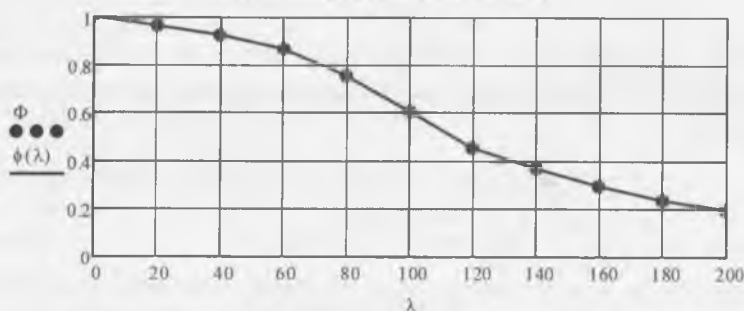
Berilgan qiymatlar asosida sterjenning diametrini aniqlash talab etiladi.

Masalaning echilishi: masalani echishda talabaga *kritik kuch* va *kritik kuchlanish* formulalarini hamda *L.Eyler formulasining tadbiq etilish chegarasini tushunishi* hamda *ustuvorlikdagi hisob tenglamasining mazmun-mohiyatini bilishi* va *amalda qo'llay olishlari* tavsiya etiladi.

Hisoblashni osonlashtirish maqsadida ruxsat etilgan kuchlanishni kamaytirish koeffitsientining egiluvchanlikka bog'liqligini grafik tarzda ifodalaymiz (XII.13-shakl) va undan amalda foydalanamiz (XII.2 –jadvalga qarang).

Ketma-ket yaqinlashuv usulini qo'llab, sterjenning ko'ndalang kesim o'lchamini tanlaymiz. Buning uchun quyidagi asosiy (bosh) va kichik dasturlardan foydalanamiz.

Texnik lug'atlardan olingan qiymatlar:
$\Phi := (1 \ 0.96 \ 0.92 \ 0.86 \ 0.75 \ 0.6 \ 0.45 \ 0.36 \ 0.29 \ 0.23 \ 0.19 \ 0.01)^T$
$\lambda := (0 \ 20 \ 40 \ 60 \ 80 \ 100 \ 120 \ 140 \ 160 \ 180 \ 200 \ 1000)^T$
$\phi(x) := \text{interp}(\text{cspline}(\lambda, \Phi), \lambda, \Phi, x)$



XII.13 -shakl

SHuningdek, birinchi yaqinlashishda ruxsat etilgan kuchlanishni kamaytirish koeffitsientining qiymatini 0,5 ga teng qilib olish maqsadga muvofiqdir, ya'ni:

$$\phi_1 := 0.50$$

Kichik dastur

```

dλ(φ) := ⎧ σuct ← φ · σruх
          A ← F / σuct
          d ← √(4 · A / π)
          J ← π · d4 / 64
          i ← √(J / A)
          λ ← (μ · L) / i
          λ ← 200 if λ > 200
          ⎩ (d)
            (λ)

```

Asosiy dastur

```

D := ⎧ φ1 ← φ1
      φ2 ← 0
      j ← 0
      while |φ2 - φ1| / φ1 > 0.001
      ⎩ φ2 ← (φ2 + φ1) / 2
        j ← j + 1
        d ← dλ(φ2)1
        λ ← dλ(φ2)2
        φ1 ← φ(λ)
        φφj ← φ1
        ddj ← d
        λλj ← λ
      ⎩ (φφ λλ dd)T

```

$$\phi_1 := D_1$$

$$\lambda := D_2$$

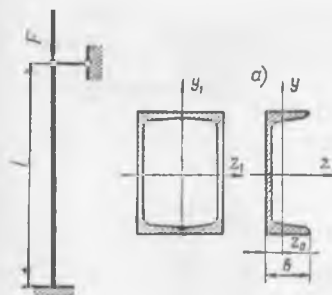
$$d := D_3 \text{ mm}$$

Hisoblash
natijalari:

$$\phi = \begin{pmatrix} 0.569 \\ 0.387 \\ 0.395 \\ 0.396 \\ 0.396 \end{pmatrix}$$

$$\lambda = \begin{pmatrix} 103.806 \\ 132.874 \\ 131.026 \\ 130.719 \\ 130.672 \end{pmatrix}$$

$$d = \begin{pmatrix} 10.789 \\ 8.429 \\ 8.548 \\ 8.568 \\ 8.571 \end{pmatrix}$$



XII.14-shakl

XII.3-masala. Bir uchi qistirib va ikkinchi uchi esa qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchga mahkamlangan ustunga siquvchi bo'ylama kuch ta'sir etmoqda (XII.14-shakl).

Siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati $[F] = F_{adm}$ ni aniqlash talab etiladi.

Quyidagilar ma'lum deb hisoblansin: Sortamentlar jadvaliga ko'ra №22 raqamli shvellarning asosiy parametrlari

$$J_z = 2110 \text{ sm}^4 \text{ (inersiya momenti)}, \quad J_u = 151 \text{ sm}^4, \quad z_0 = 2.21 \text{ sm}, \\ b = 8.2 \text{ sm}, \quad A = 26.7 \text{ sm}^2, \quad [\sigma] = 16 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2, \quad l = 6.5 \text{ m}.$$

Masalaning echilishi

Avvalo ikkita shvellardan tashkil topgan kesimning gorizontaal va vertikal bosh o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz:

$$J_{z_1} = 2 \cdot J_z = 2 \cdot 2110 \text{ sm}^4 = 4220.0 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4; \\ J_{y_1} = 2 \cdot [J_y + A(b - z_0)^2] = 2 \cdot [151 + 26.7(8.2 - 2.21)^2] \text{ sm}^4 \\ = 2218.0 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4;$$

Bundan $J_{y_1} < J_{z_1}$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz. Ustuvorlik yo'qolishi dastlab bikrligi kichik tekislikda sodir bo'lishini inobatga olib, kesimning minimal inersiya radiusini va ustunning egiluvchanligini hisoblaymiz:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{y_1}}{A}} = \sqrt{\frac{2218.0 \cdot 10^{-8}}{26.7 \cdot 10^{-4}}} \quad \text{yoki} \quad \lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{min}} = \frac{\frac{2}{3} \cdot 6.5}{9.1 \cdot 10^{-2}} \\ \approx 9.1 \cdot 10^{-2} \text{ m} \quad \quad \quad = 45.42$$

Ustun po'lat materiali (Ст.3)dan yasalganligini inobatga olib, grafik yoki jadvaldagi ma'lumotlar asosida bo'ylama egilish koeffitsienti ϕ ni interpolyasiya usulida aniqlaymiz:

$\lambda = 40$ bo'lganda $\phi = 0.92$ va $\lambda = 50$ bo'lganda $\phi = 0.89$ ga teng.

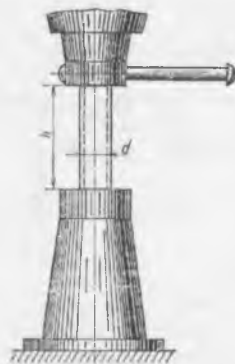
$$\varphi = 0.92 - \frac{(0.92 - 0.89) \cdot 5.42}{10} = 0.904.$$

Natijada ustunni siquvchi ruxsat etilgan kuchning qiymati quyidagiga teng bo'ladi:

$$[F] = \varphi \cdot [\sigma]_{-} \cdot 2 \cdot A = 0.904 \cdot 16 \cdot 10^7 \cdot 2 \cdot 26.7 \cdot 10^{-4} = 772.38 \cdot 10^3 \text{ N}.$$

XII.4-masala.

Sirpanib ishqalanish hisobiga ishlab, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantiruvchi va yukni ko'tarish-tushirishga mo'ljallangan domkrat yuk ko'tarish layoqati $F = 6 \text{ to'нна}$ ($1 \text{ to'нна} = 10^4 \text{ N}$) ga teng (XII.15-shakl). SHuningdek, yukni maksimal ko'tarish balandligi $h = 1000 \text{ mm}$, ustuvorlikning talab etiladigan yoki ruxsat etilgan ehtiyot koeffitsienti $n_{adm}^s = 4,5$, vint materiali Ст.4, elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ga teng.



XII.15-shakl

Domkrat vintini ustuvorlikka hisoblab, vintning zaruriy diametri aniqlansin.

Masalaning echilishi

Dastlab (XII.30) formulaga muvofiq, talab etiladigan inersiya momentining minimal qiymati aniqlanadi:

$$J_{min} \geq \frac{F n_{adm}^s (\mu l)^2}{\pi^2 E} \quad \text{yoki} \quad J_{min} \geq \frac{6 \cdot 10^3 \cdot 4.5 \cdot (2 \cdot 100)^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6} \approx 54.713 \text{ sm}^2$$

Ikkinchi tomondan diametr orqali inersiya momentini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad \text{yoki bundan vintning diametri aniqlanadi:}$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot J}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 54.713}{3.14}} \approx 5.778 \text{ sm}.$$

Aniqlangan qiymatdan kelib chiqib, vintning diametrini $d_0 = 60 \text{ mm}$ ga teng qilib tanlash mumkin, qaysiki bu qiymat GOST 9484-88 ga muvofiq qadami $s = 8 \text{ mm}$ bo'lgan trapetsial rezbali domkratga mos kelar ekan.

Endi doiraviy kesimli vint uchun inersiya radiusining minimal qiymatini hisoblaymiz:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{4 J_{min}}{\pi \cdot d_0^2}} = 1.5 \text{ sm}.$$

U holda vintning egiluvchanligi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\lambda = \frac{\mu l}{l_{\min}} = \frac{2 \cdot 100 \text{ sm}}{1.5 \text{ sm}} = 133.33 > \lambda_{\text{cheg}} = 100.$$

Demak, Eyler formulasi o'z chegarasida qo'llanilgan.

XII.5-masala. Materiali xrommolibdenli po'latdan tayyorlangan kronshteynga qo'yilgan tashqi kuchning ruxsat etilgan qiymati aniqlansin (XII.16-shakl, a).

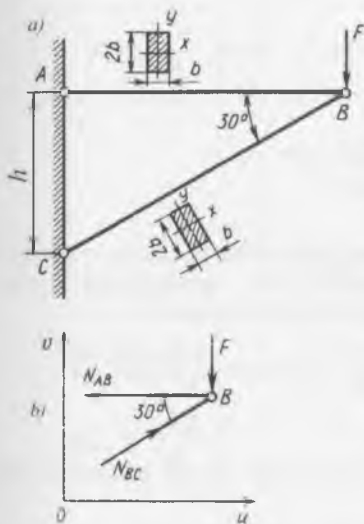
Ma'lum: $\sigma_{\text{mut}} = 540 \text{ N/mm}^2$, $b = 10 \text{ mm}$, $h = 100 \text{ sm}$,
 $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_{\text{o.ch}} = 600$ $n_s^+ = 2.5$, $n_s^- = 4$.

Masalaning echilishi

Kronshteynning sterjenlari qanday kuchlarga qarshilik ko'rsatayotganligini aniqlash maqsadida dastlab tashqi kuch qo'yilgan tugunni kesib, uning muvozanatini tekshiramiz (XII.16-shakl, b):

$$\begin{aligned} \sum v &= 0, & -F + N_{BC} \cdot \sin 30^\circ \\ &= 0, & N_{BC} = 2F; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum u &= 0, & -N_{AB} + N_{BC} \\ & \cdot \cos 30^\circ = 0, & N_{AB} = 1.73F. \end{aligned}$$



XII.16-shakl

AB sterjenning mustahkamlik shartiga ko'ra:

$$\sigma_{AB} = \frac{N_{AB}}{A_{AB}} = \frac{1.73F}{b \cdot 2b} = 0.865 \cdot \frac{F}{b^2} \leq \sigma_{adm},$$

Bundan

$$F = F_{adm} = \frac{\sigma_{adm} \cdot b^2}{0.865}.$$

Ruxsat etilgan normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{\text{o.ch}}}{n_s^+} = \frac{600}{2.5} = 240 \text{ N/mm}^2$$

U holda $F_{adm} = \frac{240 \cdot 10^2}{0.865} = 27.8 \text{ kN}.$

Endi BC sterjenning ustuvorlik sharti asosida F kuchning ruxsat etilgan qiymatini topamiz. Egiluvchanlikning chegaraviy qiymati

$$\lambda_{cheg} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{mut}}} = \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{540}} = 62.$$

ga teng. U holda egiluvchanlik quyidagicha aniqlanadi:

$$\lambda = \frac{\mu l_{BC}}{i_{min}}$$

Bunda

$$\mu = 1, \quad l_{BC} = \frac{AC}{\sin 30^\circ} = \frac{100}{0.5} = 200 \text{ mm},$$

$$i_{min} = i_y = \sqrt{\frac{J_y}{A}} = 0.29 b = 2.9 \text{ mm}.$$

Natijada

$$\lambda = \frac{1 \cdot 200 \text{ mm}}{2.9 \text{ mm}} = 69$$

ekanligi kelib chiqadi.

Bundan xulosa shuki, ya'ni sterjenning egiluvchanligi sterjen materiali uchun egiluvchanlikning chegaraviy qiymatidan katta ekanligi kritik kuchni aniqlashda Eyer formulasini qo'llash mumkinligini tasdiqlaydi:

$$\{N_{BC}\}_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{(\mu l_{BC})^2} \cdot J_y = \frac{\pi^2 \cdot 2.1 \cdot 10^5}{(1 \cdot 200)^2} \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot \frac{1}{12} = 86,5 \text{ kN}.$$

Ustuvorlik shartiga tayanib, BC sterjen uchun ruxsat etilgan kuchni topamiz:

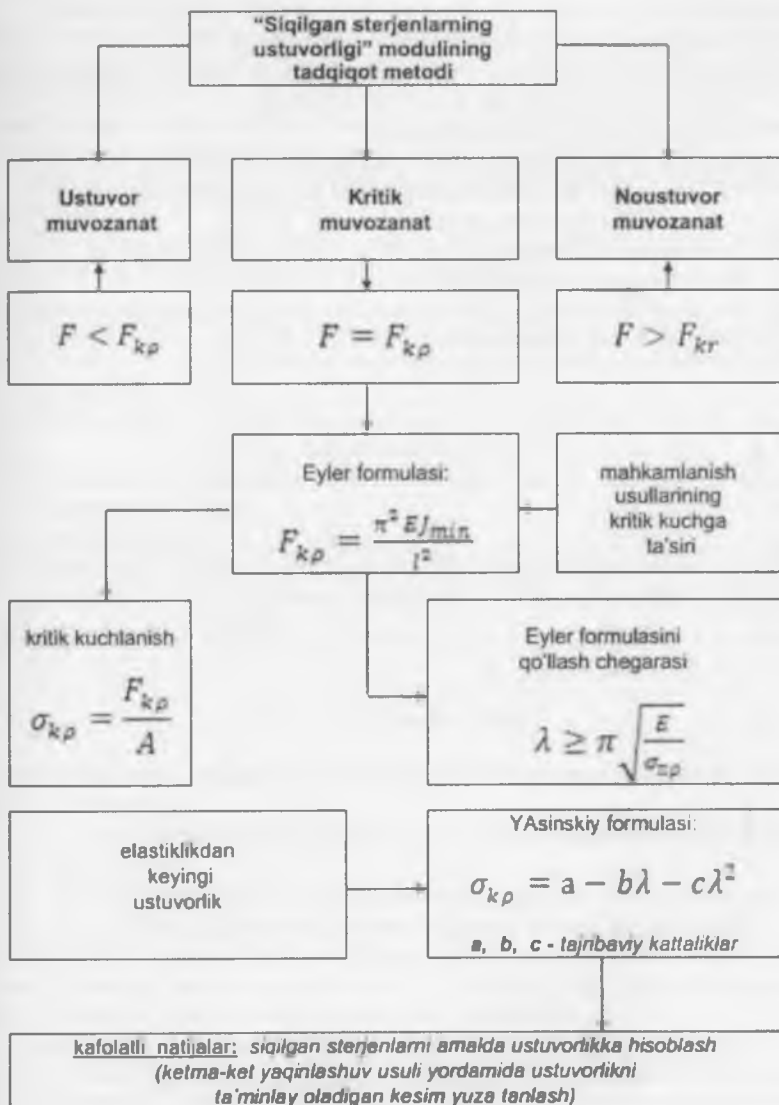
$$\{N_{BC}\}_{adm} = \frac{\{N_{BC}\}_{kr}}{n_s} = \frac{86,5}{4} = 21,6 \text{ kN}.$$

SHunday qilib, tashqi kuchning ruxsat etilgan qiymati

$$F_{adm}^s = \frac{1}{2} \cdot \{N_{BC}\}_{adm} = 10,8 \text{ kN}$$

ga tengligi kelib chiqadi.

Quyidagi *tarkibiy-mantiqiy algoritm* bo'yicha asosiy o'quv materiallarini matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.



**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Ustuvorlikning yo'qolish alomatlarini tushuntiring.
2. Kritik kuchni aniqlashning L.Eyler formulasini yozing. Ushbu formuladan kritik kuch nimaga bog'liq ekanligini ko'rsating.
3. Kritik kuchlanish qanday aniqlanadi?
4. Sterjenning egiluvchanligi nimani ifodalaydi va u nimalarga bog'liq?
5. F.S.YAsinskiy formulasini yozing va uni mazmunini tushuntiring.
6. Ustuvorlikdagi hisob tenglamasini yozing.
7. Ustuvorlikka oid masalalarni hisoblash ketma-ketligini izohlang.
8. Bo'ylama egilish koeffitsienti nimalarga bog'liq?
9. Bo'ylama-ko'ndalang egilishda salqilikni topishning taqribiy usulini aniq misollar yordamida tushuntiring.

XIII-MODUL. YUPQA DEVORLI IDISHLAR VA QALIN DEVORLI QUVURLAR HISOBI

Modulning asosiy maqsadi: muhandislik amaliyotida ko'p ishlatiladigan silindrik, sferik va konussimon shakllardagi qobiqlarni yupqa devorli idishlar tarzida modellashirilishi barobarida Laplas formulasi hamda devorining qalinligi o'rtacha radiusi bilan $\delta < 0,1r_{o'n}$ munosabatda bo'lgan quvurlarni esa qalin devorli quvurlar tarzida modellashirilish, Lame formulasi va mustahkamlik nazariyalari asosida loyihalash - hisoblash kabilarga yo'naltirilgan ta'lim berishdan iborat.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ushbu modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlash va eslash maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Qattiq jismlar muvozanatiga doir statika masalalarini echish rejasi
2	Matematika	Trigonometrik va logarifmik funksiyalar. Ikkinchi tartibli bir jinsli oddiy differensial tenglamalarni echish.
3	Konstruktion materiallar texnologiyasi	Materiallar mikrotuzilishining asosiy mexanik xossalarga ta'siri
4	Materiallar qarshiligi	Tashqi kuchlarning tasniflanishi. Kuchlanish holatlari. Mustahkamlik nazariyalari. "KAAM" usulining mazmuni-mohiyati.

13.1-§. Asosiy tushunchalar

Turli xil suyuqlik, siqilgan gaz va sochiluvchan materiallar saqlanadigan jismlar **idishlar** deb ataladi.

Odatda, idish devorlarining qalinligini teng ikkiga ajratuvchi tekislik o'rta tekislik deb yuritiladi.

Devorlarining qalinligi δ o'rta tekisligining eng kichik bosh egrilik radiusi ρ bilan $\delta < 0,05\rho$ munosabatda bo'lgan idishlar **yupqa devorli idishlar** deyiladi.

Agar idishlar aylanma jismlar shaklida bo'lib, qalinligi juda kichik bo'lsa hamda simmetrik yuklansa, u holda idish devorlarida tashqi ta'sirlar natijasida hosil bo'ladigan kuchlanishlarni aniqlash ancha osonlashadi.

Yupqa devorli idishlar simmetrik yuklanganda (*bunday paytlarda tashqi ta'sir aylana bo'ylab o'zgarmaydi, balki faqat meridian bo'ylab o'zganadi*) aylanma va meridional kesimlar bilan ajratilgan element o'zaro perpendikulyar yo'nalishlarda cho'ziladi va egrilanadi.

Elementning ikki tomonlama cho'zilishiga devor qalinligi bo'yicha normal kuchlar yoki normal kuchlanishlarning tekis taqsimlanishi sabab bo'ladi.

Meridional va aylanma kesimlarda element egriligining o'zgarishi go'yoki oddiy to'sinning egilishiga o'xshash bo'lib, egilish jarayonida devor qalinligi bo'yicha chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchi normal kuchlanishlar sodir bo'ladi.

Demak, elementga birinchi holatda normal kuchlar va ikkinchi holatda esa eguvchi momentlar ta'sir ko'rsatar ekan.

Turli paytlarda olib borilgan ilmiy izlanishlar natijasidan quyidagi xulosalarga kelib chiqqan: normal kuchlarning idish devorlariga ko'rsatgan ta'siri eguvchi momentlar ta'siriga nisbatan katta bo'lgan hollarda egilish natijasida yuzaga kelgan normal kuchlanishlarni e'tiborga olmasdan yupqa devorli idishlarni mustahkamligini tekshirish mumkin.

Odatda, eguvchi momentlarning ta'siri inobatga olinmaydigan darajada kichik bo'lganda idish devorining kuchlanish holati momentsiz holatda deb qaraladi. Boshqacha aytganda hisoblash jarayonida faqat normal kuchlar e'tiborga olinib, eguvchi momentlar inobatga olinmasa, mazkur hisob-kitob ishlari *momentsiz nazariya* bo'yicha amalga oshirilgan deb yuritiladi.

Aksincha, eguvchi moment ham e'tiborga olinadigan hisoblash nazariyasi *momentli nazariya* deb aytiladi.

O'z-o'zidan ravshanki, momentli nazariya ancha murakkab hisoblanadi.

Amaldagi o'quv dasturiga ko'ra hisoblash ishlarini momentsiz nazariya asosida olib boramiz.

Ko'pincha yupqa devorli idishlar **qobiqlar** ham deb yuritiladi.

Qobiqlarning devorlarida faqat cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlanishlar paydo bo'lib, ular egilishga qarshilik ko'rsatmaydi deb faraz qilinadi. Zotan bunday mulohazalarga tayanib sisternalar, neft mahsulotlari saqlanadigan baklar, bug' qozonlari, ichki yonuv dvigatelining silindrlari va shu kabilarni mustahkamlik va birklikka hisoblaganda olingan natijalar haqiqatga juda yaqin turishi nazariy va amaliy jihatdan isbotlangan.

Muhandislik amaliyotida silindrik, sferik va konussimon shakllardagi qobiqlar ko'p ishlatiladi.

13.2-§. YUppqa devorli idishlar hisobi. Laplas formulasi

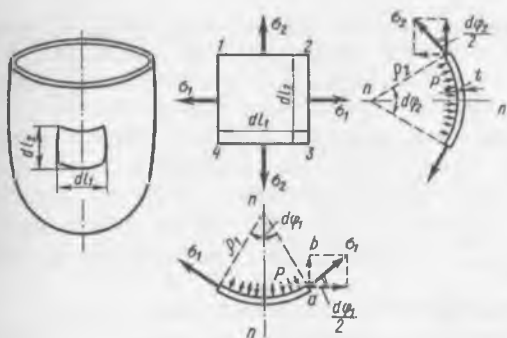
Aylanma sirt shaklidagi qobiq (idish) aylanish o'qiga nisbatan simmetrik ravishda qo'yilgan ichki bosim p ta'sirida bo'lsin (XIII.1-shakl).

Ta'kidlash o'rinliki, suyuqlik bosimi p ichki bosim tarzida ta'sir etganda, Paskal qonuniga asosan barcha yo'nalishlarda bosim bir xil bo'lib, uning qiymati γh ga teng bo'ladi (bu erda γ hajm birligiga mos keluvchi suyuqlikning solishtirma og'irligi, h esa o'rganilayotgan nuqtaning yoki kesim og'irlik markazining chuqurligi yoki sathi).

Ayrim hollarda suyuqlik idishda atmosfera bosimi q ga nisbatan ortiqcha bosim ostida saqlanishi ham mumkin. Bunday hollarda bosim

$$p = \gamma h + q$$

ga teng bo'ladi.



XIII.1-shakl

Idishni hisoblash formulasini keltirib chiqarish talab etiladi.

Ayaylik, idish devorining qalinligi " δ ", bo'ylama kesimga to'g'ri keladigan egrilik radiusi (meridian bo'yicha) ρ_1 , ko'ndalang kesimga to'g'ri keladigan egrilik radiusi (kenglik bo'yicha) esa ρ_2 bo'lsin.

Idish devoridan ikkita meridional va ikkita aylanma tekisliklar yordamida cheksiz kichik 1234 elementni ajratib olamiz.

Ajratilgan bo'lakcha tekis kuchlanish holatida bo'ladi, chunki unga faqat $\sigma_1 = \sigma_r$ aylanma ($\sigma_r = \frac{N_1}{\delta}$) va $\sigma_2 = \sigma_m$ meridional ($\sigma_m = \frac{N_2}{\delta}$) bosh normal kuchlanishlar ta'sir qiladi.

Ajratilgan elementning muvozanatini tekshiramiz; buning uchun kuchlarni $\overline{nn}$ normal bo'yicha proektsiyalaymiz.

Tashqi yukning proeksiyasi $p \cdot dl_1 \cdot dl_2$ ga tengdir.

Aylanma σ_1 kuchlanishdan hosil bo'luvchi proeksiya $\overline{ab} = \sigma_1 \sin \frac{d\varphi_1}{2}$ teng.

Elementning $\overline{14}$ va $\overline{23}$ yoqlariga ta'sir etuvchi kuchlarning proeksiyasi

$$2\sigma_1 \cdot \delta \cdot dl_2 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{2}$$

ga teng; xuddi shunday, $\overline{12}$ va $\overline{43}$ yoqlariga ta'sir etuvchi kuchlarning proeksiyasi esa

$$2\sigma_2 \cdot \delta \cdot dl_1 \cdot \sin \frac{d\varphi_2}{2}$$

ko'rinishda ifodalanadi.

YUqoridagilarni e'tiborga olib, $\overline{nn}$ normal bo'yicha quyidagi muvozanat tenglamasini tuzish mumkin:

$$p \cdot dl_1 \cdot dl_2 - 2\sigma_1 \cdot \delta \cdot dl_2 \cdot \sin \frac{d\varphi_1}{2} - 2\sigma_2 \cdot \delta \cdot dl_1 \cdot \sin \frac{d\varphi_2}{2} = 0 \quad (a)$$

Kichik burchaklar uchun

$$\sin \frac{d\varphi_1}{2} \approx \frac{d\varphi_1}{2}, \quad \sin \frac{d\varphi_2}{2} \approx \frac{d\varphi_2}{2}$$

ekanligi ma'lum.

U holda:

$$\sigma_1 \cdot \frac{d\varphi_1}{dl_1} + \sigma_2 \cdot \frac{d\varphi_2}{dl_2} = \frac{p}{\delta} \quad (b)$$

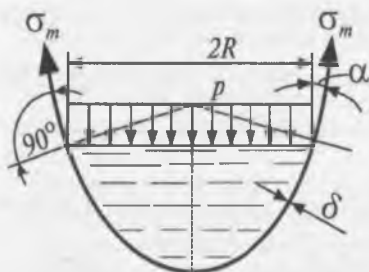
CHizmadan $\frac{d\varphi_1}{dl_1} = \frac{1}{\rho_1}, \quad \frac{d\varphi_2}{dl_2} = \frac{1}{\rho_2}$

munosabatlarni yozib olib, natijada quyidagiga ega bo'lamiz:

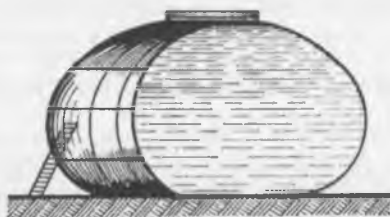
$$\frac{\sigma_1}{\rho_1} + \frac{\sigma_2}{\rho_2} = \frac{p}{\delta} \quad (XIII.1)$$

(XIII.1) ifoda **Laplas tenglamasi** deyiladi.

Laplas tenglamasi tarkibida ikkita noma'lum: $\sigma_1 = \sigma_t$ va $\sigma_2 = \sigma_m$ kuchlanishlar bor; shu bois yana bitta qo'shimcha tenglama tuzish zarur.



XIII.2-shakl



XIII.3-shakl

Kuchlanishlardan biri, masalan σ_m ni aniqlash uchun idishning qirgib olingan hajmiga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarning vertikal o'qqa nisbatan proeksiyalarining yig'indisi tenglamasini tuzish kifoya (XIII.2-shakl):

$$\sum Y_i = 0, \quad \sigma_m \cdot 2\pi R \cdot \delta \cdot \cos \alpha - p \cdot \pi R^2 - Q_{id} - Q_s = 0 \quad (XIII.2)$$

Bunda: Q_{id} -idishdan ajratilgan qismning xususiy og'irligi; Q_s -idishda saqlanadigan suyuqlik yoki sochiluvchan jismlarning og'irligi.

Oxirgi tenglamadan σ_m ni topamiz:

$$\sigma_m = \frac{pR}{2\delta \cdot \cos \alpha} + \frac{(Q_{id} + Q_s)}{2\delta \cdot \pi R \cdot \cos \alpha} \quad (XIII.3)$$

Mustahkamlikning to'rtinchi nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz:

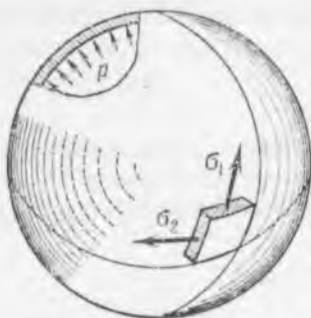
$$\sigma_{III} = \sqrt{\sigma_m^2 + \sigma_t^2} - \sigma_m \sigma_t \leq \sigma_{adm} \quad (XIII.4)$$

Eslatma: fransuz olimi Laplas suyuqlik ta'siridan sirtning cho'zilishini ancha mukammal o'rgangan bo'lib, bunda asosiy e'tiborni sirtqi cho'zilishga ishlayotgan suyuqlikning yupqa pardasi bilan idish devori o'rtasidagi o'xshashlik (fanda bu analogiya deb aytiladi) mavjudligiga qaratgan. Aniqlirog'i, bu

o'xshashlikning mazmun-mohiyati shundaki, suyuqlikning yupqa pardasi ham, idish devori ham faqat cho'zilishga ishlab yoki cho'zilishga qarshilik ko'rsatib, sirti ma'lum shaklga ega bo'lgan suyuqlik hajmini muvozanatda ushlab turar ekan.

Namlanmaydigan sirtga tushgan suyuqlik tomchisining sirtqi cho'zilish hisobiga yoyilib ketmasligi hammaga ayon. Amalda muhandis-loyihachilar va muhandis-texnologlarning neft mahsulotlarini saqlashga mo'ljallangan sig'im (sisterna va bak)lar yaratishda "suyuqlik tomchisiga o'xshashlik" shaklidan foydalanishlari bejizga emas. Qaysiki, bunday sig'imlar boshqalariga nisbatan qator afzalliklarga egadir (XIII.3-shakl).

1-masala. Tekis taqsimlangan ichki gaz bosimi $p = const$ ta'sir qiladigan sferik idishning qalinligini aniqlash talab etiladi (XIII.4-shakl). Hisoblash jarayonida idishning materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $\sigma_{adm} = 100 MPa = 100 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2}$ ga, gazning bosimni $p = 4,6 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2}$ ga, idish diametri $D = 3,5 m$ ga tengligi inobatga olinsin.



XIII.4-shakl

Masalaning echilishi: Dastlab idishning simmetrikligidan quyidagilarni yozish mumkin:

$$\rho_1 = \rho_2 = \rho \quad mm,$$

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma \quad MPa.$$

Bularni e'tiborga olsak, Laplas tenglamasi

$$\frac{2\sigma}{R} = \frac{p}{\delta} \quad (a)$$

ko'rinishni egallaydi; natijada bosh normal kuchlanishning ichki bosim r va idish radiusi ρ ga to'g'ri, devor qalinligi δ ga esa teskari mutanosib bog'lanishda ekanligi kelib chiqadi:

$$\sigma = \frac{pR}{2\delta} \quad (b)$$

Demak, bosh kuchlanishlar quyidagiga teng ekan:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{pR}{2\delta} = \frac{pD}{4\delta}, \quad \sigma_3 \cong 0 \quad (d)$$

Mustahkamlikning uchinchi (eng katta urunma kuchlanishlar) nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{ekv}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{adm} \quad \frac{pD}{4\delta} \leq \sigma_{adm} \quad (XIII.5)$$

Bundan sferik idishning qalinligini osongina aniqlaymiz:

$$\delta \geq \frac{pD}{4 \cdot \sigma_{adm}} \quad (XIII.6)$$

Endi solishtirish maqsadida mustahkamlikning to'rtinchi ("shakl o'zgarishi bilan bog'liq solishtirma potentsial energiya") nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz:

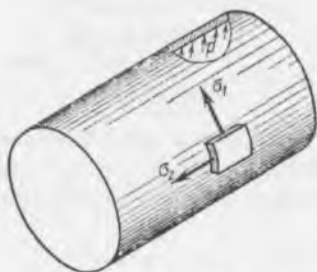
$$\sigma_{ekv}^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq \sigma_{adm} \quad (\sigma_3 = 0)$$

$$\sqrt{\left(\frac{pD}{4\delta}\right)^2 + \left(\frac{pD}{4\delta}\right)^2 - \frac{pD}{4\delta} \cdot \frac{pD}{4\delta}} \leq \sigma_{adm}$$

Bundan sferik idishning qalinligini topamiz:

$$\delta \geq \frac{pD}{4 \cdot \sigma_{adm}} = \frac{4,6 \cdot 10^3 \cdot 3,5}{4 \cdot 100 \cdot 10^3} = 40,25 \cdot 10^{-3} \text{ m.} \quad (\text{XIII.7})$$

Xulosa: ikkala mustahkamlik nazariyalari bo'yicha olib borilgan hisoblash natijalari bir xil ekan; sferik idish devorining qalinligini $\delta = 42 \text{ mm}$ ga teng deb qabul qilish maqsadga muvofiq bo'ladi.



XIII.5-shakl

2-masala. Tekis taqsimlangan ichki gaz yoki bug' bosimi $p = \text{const}$ ta'siridagi silindrik idishning qalinligi hisoblansin (XIII.5-shakl).

Hisoblash jarayonida idishning materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $\sigma_{adm} = 100 \text{ MPa} = 100 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ ga, gazning bosimni $p = 2,4 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ ga, idish diametri $D = 2,2 \text{ m}$ ga tengligi inobatga olinsin.

Masalaning echilishi: mazkur idishning silindrik qismidagi ko'ndalang kesimga to'g'ri keladigan egrilik radiusi ρ_1 silindr radiusiga, bo'ylama kesimga to'g'ri keladigan egrilik radiusi ρ_2 esa cheksizlikka aylanadi:

$$\rho_1 = R, \quad \rho_2 = \infty$$

Laplas tenglamasidan:

$$\frac{\sigma_1}{R} = \frac{p}{\delta}, \quad \sigma_1 = \frac{pD}{2\delta} \quad (a)$$

Tekshirilayotgan holda $Q_i = Q_c \cong 0$, $\alpha = 0$ deb hisoblab, (XIII.2) formuladan meridional kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_2 = \frac{pR}{2\delta}, \quad \sigma_2 = 0,5 \sigma_1 = \frac{pD}{4\delta} \quad (b)$$

Bundan xulosa shuki, silindrik idishlarning bo'ylama kesimlaridagi kuchlanishlar ko'ndalang kesimlaridagi kuchlanishlardan ikki marta katta bo'lar ekan. SHuning uchun ham silindrik idishlardagi bo'ylama parchin birikma yoki payvand choklar ko'ndalang kesimdagiga nisbatan ancha puxtaroq bo'lishi shart.

Oldingi masalada keltirilgan tartibda hisoblashni davom ettirimiz.

Mustahkamlikning uchinchi (eng katta urunma kuchlanishlar) nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz ($\sigma_3 = 0$):

$$\sigma_{ekv}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{adm} \quad \frac{pD}{2\delta} \leq \sigma_{adm} \quad (XIII.8)$$

Bundan silindrik idishning qalinligini osongina aniqlaymiz:

$$\delta \geq \frac{pD}{2 \cdot \sigma_{adm}} = 0,5 \frac{pD}{\sigma_{adm}} \quad (XIII.9)$$

Endi solishtirish maqsadida mustahkamlikning to'rtinchi ("shakl o'zgarishi bilan bog'liq solishtirma potensial energiya") nazariyasi bo'yicha mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{ekv}^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq \sigma_{adm} \quad (\sigma_3 = 0)$$

$$\sqrt{\left(\frac{pD}{2\delta}\right)^2 + \left(\frac{pD}{4\delta}\right)^2 - \frac{pD}{2\delta} \cdot \frac{pD}{4\delta}} \leq \sigma_{adm}$$

Bundan silindrik idishning qalinligini topamiz:

$$\delta \geq \frac{pD}{2,31 \cdot \sigma_{adm}} = 0,433 \frac{pD}{\sigma_{adm}}. \quad (XIII.10)$$

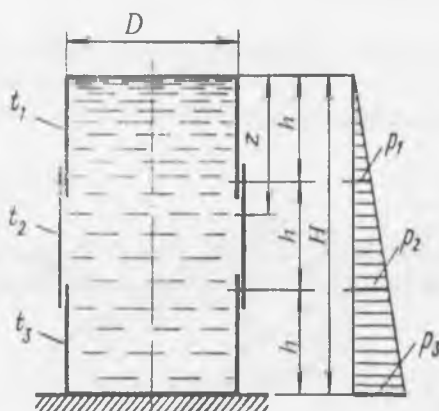
Rezervuarning qalinligini hisoblash maqsadida (XIII.9) va (XIII.10) formulalarga tayanib, tegishli 3- va 4-mustahkamlik nazariyalari bo'yicha sonli hisoblashlarni bajaramiz:

$$\delta_1^{III} \geq \frac{pD}{2 \cdot \sigma_{adm}} = 0,5 \frac{pD}{\sigma_{adm}} = 0,5 \frac{2,4 \cdot 10^3 \cdot 2,2}{100 \cdot 10^3} = 26,4 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (XIII.9, a)$$

$$\delta_2^{IV} = 0,43 \frac{pD}{\sigma_{adm}} = 0,43 \frac{2,4 \cdot 10^3 \cdot 2,2}{100 \cdot 10^3} = 22,7 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{XIII. 10, a})$$

Ish devorining qaligini $\delta \approx 28 \text{ mm}$ ga teng deb qabul qilamiz.

Xulosa: silindrik idishning mustahkamlikni ta'minlay oladigan qalinligini aniqlash maqsadida ikkala mustahkamlik nazariyalari bo'yicha olib borilgan hisoblash natijalari turlicha ekan. Aniqrog'i, mustahkamlikning to'rtinchi nazariyasi bo'yicha olingan natija taxminan 13,5 foizga mustahkamlikning uchinchi nazariyasi bo'yicha olingan natijadan kichikligi tasdiqlandi.



XIII.6-shakl

3-masala.

Suyuqlikni saqlashga mo'ljallangan silindrik rezervuar devorining qalinligini aniqlash talab etiladi (XIII.6-shakl).

Hisoblash jarayonida rezervuar materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $\sigma_{adm} = 100 \text{ MPa} = 100 \cdot 10^3 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$ ga, suyuqlikning solishtirma og'irligi $\gamma \approx 10 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$ ga, idish diametri $D = 4,5 \text{ m}$ ga, umumiy balandligi esa $H = 3h = 9,0 \text{ m}$ ga tengligi hamda qalinlik idish balandligi bo'yicha o'zgarmas ekanligi inobatga olinsin.

Masalaning echilishi: Paskal qonuniga muvofiq suyuqlikning idish yoki rezervuar devoriga ko'rsatgan bosimini quyidagi chiziqli bog'lanishda ifodalash mumkin:

$$p = \gamma \cdot z \quad (a)$$

Ushbu munosabat asosida bosimning epyurasini qurish mumkin.

U holda epyuradan

$$p_{max} = \gamma \cdot h = 10 \cdot 9 = 90 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2} \quad (b)$$

ekanligi kelib chiqadi.

Yuqorida keltirilgan (XIII.9) va (XIII.10) formulalardan foydalanib, 3- va 4-mustahkamlik nazariyalari bo'yicha rezervuarining qalinligini hisoblaymiz:

$$\delta_1^{III} \geq \frac{pD}{2 \cdot \sigma_{adm}} = 0,5 \frac{pD}{\sigma_{adm}} = 0,5 \frac{90 \cdot 4,5}{100 \cdot 10^3} = 2,03 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{XIII. 9, a})$$

$$\delta_2^{IV} \geq \frac{pD}{2,3 \sigma_{adm}} = 0,43 \frac{pD}{\sigma_{adm}} = 0,43 \frac{90 \cdot 4,5}{100 \cdot 10^3} = 1,74 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (\text{XIII. 10, a})$$

Idish devorining qalingini $\delta \approx 2 \text{ mm}$ ga teng deb qabul qilamiz.

13.3-§. Tashqi va ichki bosim ostidagi qalin devorli quvurlar

O'z-o'zidan ravshanki, XIII.7-shaklda tasvirlangan quvur devorining qalinligi δ va o'rtacha radiusi r_{orr} mos ravishda $\delta = r_2 - r_1$ va $r_{orr} = 0,5(r_2 + r_1)$ ifodalar yordamida aniqlanadi (bunda r_1 quvurning ichki va r_2 esa tashqi radiusi).

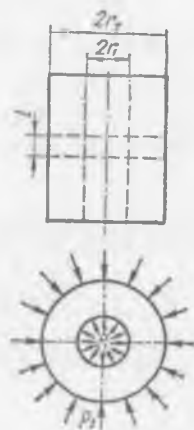
Devorining qalinligi o'rtacha radiusi bilan $\delta < 0,1 r_{orr}$ munosabatda bo'lgan quvurlar **qalin devorli quvurlar** deyiladi.

Qalin devorli quvurlar hisobi bilan dastlab 1852-1854 yillarda rus akademigi A.I.Gadolin va fransuz matematigi G.Lamelar shug'ullanganlar.

Xususan, A.I.Gadolin o't ochuvchi qurollarning stollarni mustahkamlik va birklikka hisoblagan.

Endi ichki r_1 va tashqi r_2 simmetrik bosimlar ta'siridagi qalin devorli "tubsiz", uzun quvurlarni hisoblash masalasi bilan tanishib chiqamiz.

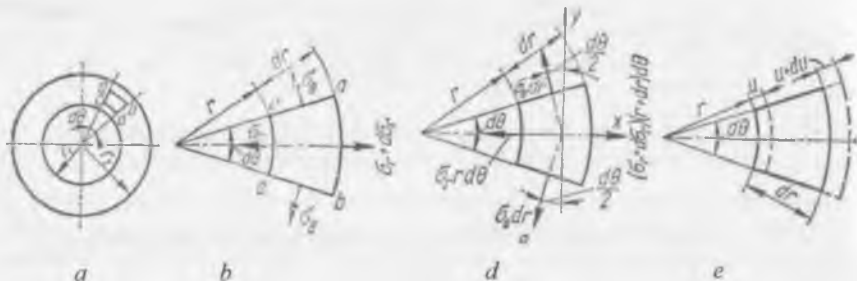
Quvur simmetrik yuklanganligi sababli albatta, uning deformatsiyasi bo'ylama o'qiga nisbatan simmetrik bo'lib, barcha ko'ndalang kesimlari uchun bir xildir.



XIII.7-shakl

SHuning uchun quvurdan ikkita ko'ndalang kesim bilan chegaralangan, uzunligi birga teng bo'lgan xalqa ajratib, uning kuchlanish-deformatsiyalanish holatlarini tahlil qilish kifoya (XIII.8-shakl, a).

Xalqadan ikkita radial va ikkita silindrik kesimlar yordamida $abcd$ bo'lakchani ajratib olamiz (XIII.8-shakl, b); u holda bo'lakchani yon yoqlariga σ_r (radial) va σ_θ (aylanma yoki tangensial) kuchlanishlar ta'sir ko'rsatadi.



XIII.8-shakl

O'z-o'zidan ravshanki, bu kuchlanishlar bosh kuchlanishlar bo'lib, ular umumiy holda

$$\sigma_r = f_1(p_1, p_2, r) \quad \text{va} \quad \sigma_\theta = f_2(p_1, p_2, r)$$

ko'rinishidagi funksiyalar bilan ifodalanadi.

Materiallar qarshiligining to'liq kursida qalin devorli quvurlarni hisoblash masalasi batafsil bayon etilgan. Biz ushbu masalani statik, geometrik va fizik nuqtai nazardan tahlil qilingan natijalarini isbotsiz keltiramiz:

$$u = \frac{1-\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1+\mu}{E} \cdot \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r} \quad (\text{XIII.11})$$

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \\ \sigma_\theta &= \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIII.12})$$

Ushbu (XIII.11) va (XIII.12) formulalar yordamida tegishli radial ko'chish hamda radial va tangensial kuchlanishlar aniqlanadi. Bu formulalarni birinchi Lamé keltirib chiqarganligi uchun ular Lamé formulalari deb yuritiladi.

Quvurning ichki va tashqi radiuslari nisbati $\beta = r_1/r_2$ ma'lum bo'lganda oxirgi formulalar ancha soddalashadi:

$$\sigma_{r,\theta} = \frac{\beta^2 p_1 - p_2}{1 - \beta^2} \mp \frac{p_1 - p_2}{1 - \beta^2} \cdot \frac{r_1^2}{r^2} \quad (\text{XIII.13})$$

Dastlab quyidagi xususiy hollarni aniq masalalar yordamida tahlil qilamiz.

4-masala.

Aytaylik, quvur faqat
ichki bosim ta'sirida
bo'lsin, ya'ni $p_1 = p$, $p_2 = 0$

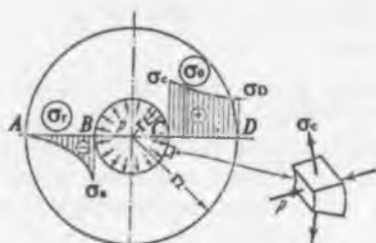
(XIII.9-shakl, a).

a



U holda (XIII.12) formula
birmuncha soddalashadi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_2^2}{r^2}\right) p \\ \sigma_\theta &= \frac{r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_2^2}{r^2}\right) p \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIII.14}) \quad b$$



XIII.9-shakl

XIII.9-shakl, b da σ_r va σ_θ kuchlanishlarning umumiy holda nazariy uslubda olingan epyuralari tasvirlangan.

Bu epyuralardan ko'rinib turibdiki, σ_r siquvchi, σ_θ esa cho'zuvchi kuchlanishlar bo'lar ekan.

Quvurning ichki sirtida tangensial kuchlanish eng katta qiymatga

$$\sigma_\theta = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot p, \quad (\text{XIII.15})$$

radial kuchlanish esa $\sigma_r = -p$ ga erishadi.

Quvurning ichki sirti uchun mustahkamlik shartini eng katta urunma kuchlanishlar nazariyasi bo'yicha yozamiz:

$$\sigma_{ekv} = (\sigma_\theta - \sigma_r)_{\max} = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} p - (-p)$$

Yoki

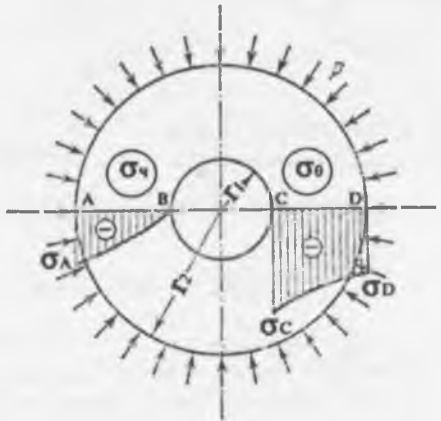
$$\sigma_{ekv} = \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p \quad (\text{XIII.16})$$

5-masala.

Quvur faqat tashqi bosim
ta'sirida bo'lsin, ya'ni
 $p_1 = 0, p_2 = -p$ (XIII.10-
shakl).

Bunday holda ham
Lame formulalari
ixchamlashadi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_r &= -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 - \frac{r_1^2}{r^2}\right) p \\ \sigma_\theta &= -\frac{r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \left(1 + \frac{r_1^2}{r^2}\right) p \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.17})$$



XIII.10-shakl

σ_r va σ_θ kuchlanishlarining epyuralaridan ko'rinib turibdiki, ikkala kuchlanish ham siquvchi bo'lib, absolyut qiymati jihatidan $\sigma_\theta > \sigma_r$ ekan.

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasiga ko'ra:

$$\sigma_{ekv} = \sigma_r - \sigma_\theta = 0 - \left(-\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p \right)$$

yoki

$$\sigma_{ekv} = \frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p \quad (\text{XIII.18})$$

Ikkala xususiy hollarni ham mufassal tahlil qilib, quyidagi muhim xulosalarga kelish mumkin:

- ikkala holda ham eng katta ekvivalent kuchlanish teng;
- ikkala holda ham quvurning ichki sirtida, mustahkamlik nuqtai nazaridan qaraydigan bo'lsak, eng xavfli nuqtalar joylashadi. Boshqacha aytadigan bo'lsak, σ_{ekv} kuchlanish materialning oquvchanlik chegarasiga etganda, qoldiq deformatsiyalar eng avval quvurning ichki sirtida hosil bo'la boshlaydi.

Hatto quvurning qalinligini oshirish yo'li bilan ham uning mustahkamligini hohlagancha oshirishga yoki qoldiq deformatsiyalarini kamaytirishga erishib bo'lmaz ekan.

Masalan, faraz qilaylik quvurning qalinligi cheksiz katta miqdorga ega bo'lsin. U holda teng kuchli (ekivalent) kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_{ekv} = \lim_{r_2 \rightarrow \infty} \left(\frac{2r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} p \right) = 2p \lim_{r_2 \rightarrow \infty} \frac{1}{1 - \frac{r_1^2}{r_2^2}} = 2p \quad (\text{XIII.19})$$

Oxirgi ifoda juda keng ma'noni anglatadi: masalan, 1500 MPa bosimni saqlash maqsadida ishlatiladigan quvurni yasash uchun oquvchanlik chegarasi eng kamida 3000 MPa bo'lgan materialni ishlatish kerak. Ammo ayni paytda bunday mustahkamlikni ta'minlay oladigan materialning o'zi yo'q! SHuning uchun ham yuqori bosimlarga chidash beradigan puxta quvurlarni tayyorlashning boshqa yo'lini axtarish lozim.

Quvurlarning puxtaligini oshirish usullaridan biri va amalda eng ko'p ishlatiladigani ichki bosim ostida ishlaydigan qo'shma quvurlar yasash usulidir.

6-masala. Masalaning mazmun-mohiyatini yanada batafsilroq yoritish uchun MathCAD dasturiga tayanib sonli variantlarga murojjaat qilamiz.	Masalaning echilishi: $r := r1, (r1 + 0.33) .. r2$
Buning uchun quyidagi hisoblash formulalari bo'yicha jadvalda ko'rsatilgan har bir holatga tegishli radial va tangensial kuchlanishlarni hisoblaymiz hamda aniq masshtab bilan MathCAD dasturi asosida epyuralarni quramiz.	$\sigma_r(r) := \frac{\beta^2 p1 - p2}{1 - \beta^2} - \frac{(p1 - p2) r1^2}{1 - \beta^2} \cdot \frac{1}{r^2}$
	$\sigma_\theta(r) := \frac{\beta^2 p1 - p2}{1 - \beta^2} + \frac{p1 - p2}{1 - \beta^2} \cdot \frac{r1^2}{r^2}$

№

Quvurning yuklanishi, berilgan parametrlar
hamda σ_r va σ_θ lar epyurasining tasvirlanishi

quvur faqat ichki bosim ta'sirida:

$$p_1 = 1.0 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$p_2 = 0$$

$$r_1 = 50.0 \text{ mm}$$

$$\beta = 0.714$$

$$r = r_1, (r_1 + 5) \dots r_2$$

$r =$

50
55
60
65
70

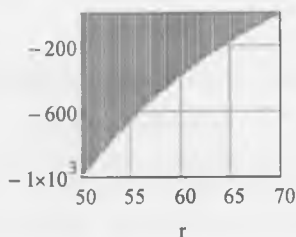
$\sigma_r (r) =$

$-1 \cdot 10^3$
-645.956
-376.677
-167.114
-0.832

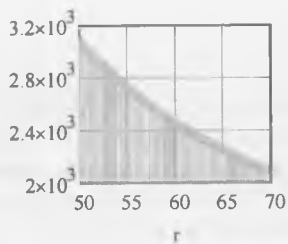
$\sigma_\theta (r) =$

$3.08 \cdot 10^3$
$2.726 \cdot 10^3$
$2.457 \cdot 10^3$
$2.247 \cdot 10^3$
$2.081 \cdot 10^3$

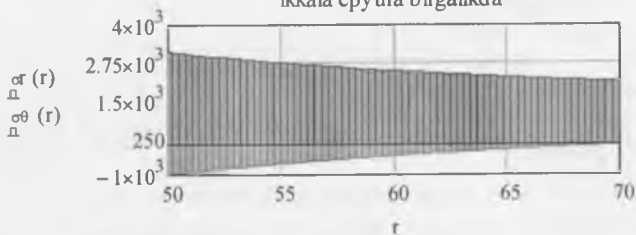
$\sigma_r (r)$



$\sigma_\theta (r)$



ikkala epyura birgalikda



№

Quvurning yuklanishi, berilgan parametrlar
hamda σ_r va σ_θ lar epyurasining tasvirlanishi

quvur faqat tashqi bosim ta'sirida:

$$p_1 = 0$$

$$p_2 = 0.75 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$r_1 = 50.0 \text{ mm}$$

$$\mu = 0.714$$

$$r := r_1, (r_1 + 5) \dots r_2$$

r =

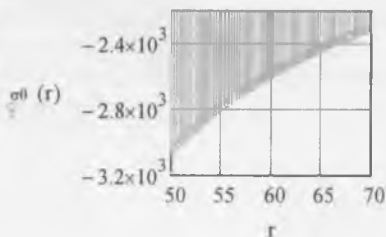
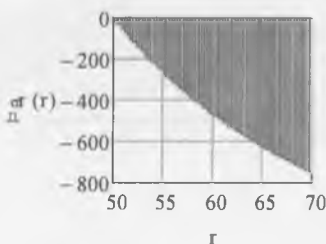
50
55
60
65
70

$\sigma_r(r) =$

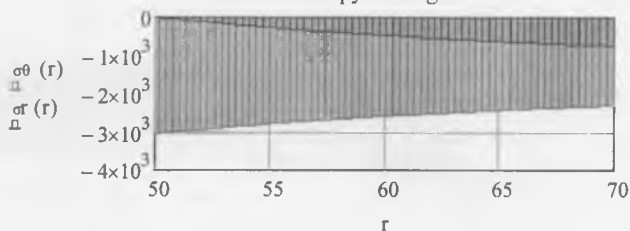
0
-265.533
-467.492
-624.664
-749.376

$\sigma_\theta(r) =$

$-3.06 \cdot 10^3$
$-2.794 \cdot 10^3$
$-2.592 \cdot 10^3$
$-2.435 \cdot 10^3$
$-2.311 \cdot 10^3$



ikkala epyura birgalikda



№

Quvurning yuklanishi, berilgan parametrlar
hamda σ_r va σ_θ lar epyurasining tasvirlanishi

quvur ichki va tashqi bosimlar ta'sirida:

$$p_{1\text{max}} := 1.0 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad p_{2\text{max}} := 0.75 \cdot 10^3 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad r_1 := 50.0 \text{ mm} \quad \mu := 0.714$$

$$r := r_1, (r_1 + 5) \dots r_2$$

r =

50
55
60
65
70

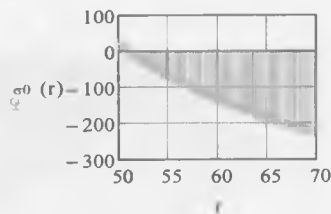
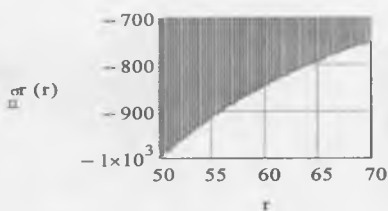
 $\sigma_r(r) =$

$-1 \cdot 10^3$
-911.489
-844.169
-791.779
-750.208

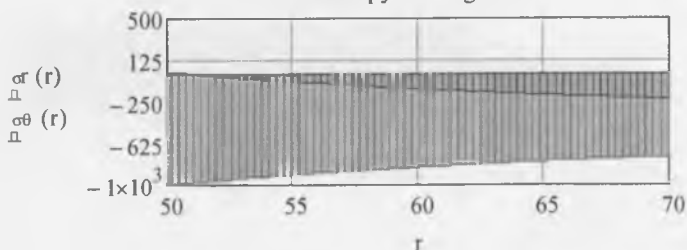
 $\sigma_\theta(r) =$

19.984
-68.527
-135.847
-188.238
-229.808

3



ikkala epyura birgalikda



Eslatma: MathCAD dasturi asosida qurilgan radial va tangensial kuchlanishlarning epyuralarning tahlili yuqorida keltirilgan xulosa va echimlarni to'liq tasdiqlaydi.

**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Qanday idishlarga yupqa devorli idishlar deyiladi?
2. Laplas tenglamasini yozib, uning mohiyatini ayting.
3. Qalin devorli quvurlarga ta'rif bering.
4. Lame formulalarini yozing va ularning mohiyatini tushuntiring.
5. Quvurning qalinligini oshirish yo'li bilan ham uning mustahkamligini "hohlagancha" oshirishga yoki qoldiq deformatsiyalarini kamaytirishga erishib bo'lmashligini asoslang.
6. Muhandislik amaliyotida qanday usul yordamida qalin devorli quvurlarning puxtaligini oshirish mumkin?

XIV-MODUL. ZARBALI VA DAVRIY O'ZGARUVCHAN YUKLARDA MUSTAHKAMLIK

Modulning asosiy maqsadi: ko'ndalang va bo'yлама zarbani hisoblash, materiallarning toliqish (charchash)ga qarshi tura olish layoqati bo'lgan chidamlilikni aniqlash, Veler egri chizig'i va chegaraviy amplitudalar diagrammasidan amalda foydalanish, murakkab kuchlanish holatida o'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka loyihalash-hisoblash kabilarga yo'naltirilgan ta'lim berish ko'zda tutilgan.

Bunda ta'lim jarayoni innovatsion texnologiyalar yordamida olib borilishi maqsadga muvofiq, deb hisoblanadi.

Fanlararo bog'liqlik: ushbu modulni mutolaa qilishdan oldin quyidagi ma'lumotlarni takrorlash va eslash maqsadga muvofiqdir.

No	Fanning nomi	Takrorlash va eslash lozim bo'lgan asosiy ma'lumotlar
1	Nazariy mexanika	Qattiq jismlar muvozanatiga doir statika masalalarini echish rejasi
2	Matematika	Trigonometrik va logarifmik funksiyalar. Ikkinchi tartibli bir jinsli oddiy differensial tenglamalarni echish.
3	Konstruksion materiallar texnologiyasi	Materiallar mikrotuzilishining asosiy mexanik xossalarga ta'siri
4	Materiallar qarshiligi	Tashqi kuchlarning tasniflanishi. Kuchlanish holatlari. Mustahkamlik nazariyalari. "KAAM" usulining mazmun-mohiyati.

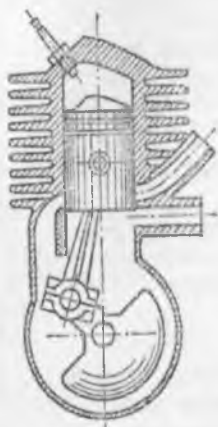
14.1-§. Umumiy mulohazalar

Oldingi modullarda faqat statik yuklar ta'siridagi konstruksiya qismlarining mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligiga oid hisoblash ishlari bilan shug'ullandik. Statik yuklar inshoot va mashina qismlariga shu qadar sekin qo'yiladiki, ularda hosil bo'ladigan harakat tezlanishi juda kichik bo'lib, loyihalash paytida ular e'tiborga olinmaydi.

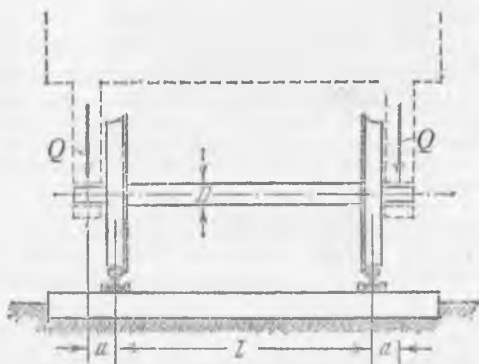
Ma'lumki, zarbiy (dinamik) yoki vaqt mobaynida davriy o'zgaruvchan yuklar ta'sirida ishlaydigan harakatdagi inshoot, mashina va mexanizmlar tobora ko'payib, muhandislik amaliyotida ulardan ham keng ko'lamda foydalanilmoqda. SHu bois zarbali va o'zgaruvchan yuklarning konstruksiyalar yoki ular qismlariga ta'sir etish jarayonini mufassal o'rganish hamda ularni loyihalash paytida e'tiborga olish muhim ahamiyatga ega.

Juda ham qisqa vaqt ichida qo'yilgan va tezligi bir lahzada nolga tenglashuvchi yuk **zarbali yuk** deyiladi.

Odatda, zarba hodisasi bir jismning ikkinchi jismga to'qnashuvi tufayli sodir bo'ladi. Zarb beruvchi jismning tezligi juda qisqa muddat davomida nolga intilib, zarblanuvchi jismning deformatsiya va kuchlanishi esa eng katta qiymatga erishadi. Zarblanuvchi jismda asta-sekin so'nuvchi tebranish hosil bo'lganidan keyin unda muvozanat qaror topadi: *zarblanuvchi jismning deformatsiyasi va kuchlanishining qiymatlari zarbali yuk mazkur jismga statik ravishda qo'yilganda hosil bo'ladigan deformatsiya va kuchlanishlarning miqdoriga etguncha kamayadi.*



XIV.1-shakl



XIV.2-shakl

YUklarning zarbiy ta'sirini detallarga bolg'alab ishlov berish paytlari, ko'prik qurishda ustun-qoziq qoqish ishlari, turli xil portlatish ishlari va shu kabi jarayonlarda uchratish mumkin.

Ko'pgina mashina va inshootlar yoki ularning qismlari vaqt mobaynida miqdori va yo'nalishini o'zgartirib turadigan kuchlanishlar hosil qiluvchi o'zgaruvchan yuklar ta'siri ostida ishlaydi.

Bunga misol tariqasida ichki yonuv dvigateli shatuni va tirsakli valining (XIV.1-shakl), temir yo'l yoki avtotransport vositalarining ressa, prujina, o'q va g'ildiraklarining hamda relslarning ishlash jarayonlarini keltirish mumkin (XIV.2-shakl).

SHu jihatdan olganda o'zgaruvchan yuklar ta'sirida ishlovchi konstruktsiya qismlarining mustahkamligini tahliliy baholash masalasi ham materiallar qarshiligida alohida o'rinni egallaydi.

14.2-§. Zarbali yuklar ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanishlar

Umuman olganda, mashina va inshoot qismlarini zarbali yuklar ta'siriga hisoblash masalasi ularni statik yuklar ta'siriga hisoblashga nisbatan ancha qiyin bo'lib, muhandislik amaliyotida haligacha to'liq hal etilmagan muammolardan biri hisoblanadi. Bu qiyinchiliklar shu bilan tushuntiriladiki, birinchidan, zarbali yuklardan hosil bo'ladigan ichki zo'riqish, kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash usullari ancha murakkab, ikkinchidan esa zarbiy jarayonlarda tajriba-sinov yo'llari bilan materiallarning mexanik xususiyatlarini aniqlash usullari mukammal hal etilmagan.

Materiallar qarshiligida quyidagi cheklanishlar asosida oddiy masalalar o'rganiladi:

- *zarbiy kuchlanishlar mutanosiblik chegarasidan oshmaydi, balki butun zarb jarayonida material to'liq Guk qonuniga bo'ysunadi deb faraz qilinadi;*

- *zarb beruvchi jism noelastik xususiyatga ega deb faraz qilinadi; bu cheklanish zarb beruvchi va zarblanuvchi jismlar butun zarb jarayonida birlaridan ajralmaydilar, deb faraz qilishga imkon beradi;*

- *zarblanuvchi jism bo'ylab deformatsiyalar "bir zumda" tarqaladi deb qaraladi;*

- *zarb beruvchi jismning kinetik energiyasi zarblanuvchi jism deformatsiyasining potensial energiyasiga to'liq aylanadi deb faraz qilinadi.*

Odatda, zarbali yuklarning ta'siri amalda dinamik koeffitsient yordamida baholanadi:

$$k_d = \frac{\lambda_d}{\lambda_{st}} \quad (a)$$

Bu erda, λ_{st} -yuk statik ravishda qo'yilganda hosil bo'ladigan ko'chish;

λ_d -dinamik (zarbali) yuk ta'siridan paydo bo'lgan ko'chish.

Xuddi shu tarzda zarbali kuchlardan hosil bo'ladigan deformatsiya (kuchlanish)larni tegishlicha statik deformatsiya (kuchlanish)lar orqali ifodalash mumkin:

$$\Delta l_d = k_d \Delta l_{st} \quad (b)$$

$$\sigma_d = k_d \sigma_{st} \quad (d)$$

YUqoridagi formulalardan ko'rinib turibdiki, zarba hodisasini o'rganishda k_d ni aniqlash muhim ahamiyatga ega ekan.

Dinamik koeffitsientni aniqlash uchun XIV.3-shakl, a da tasvirlangan tizimdan foydalanamiz.

Ma'lumki, G kuchi tizimga statik ravishda qo'yilsa, birligi c bo'lgan prujining ko'chishi

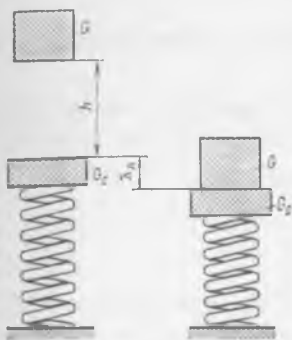
$$\lambda_{st} = \frac{G}{c} \quad (e)$$

ga, zarb natijasida esa

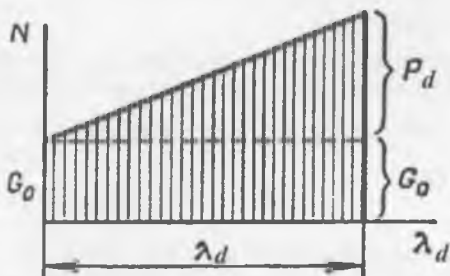
$$\lambda_d = \frac{F_d}{c} \quad (f)$$

teng bo'ladi.

YUk h balandlikdan tushishda $\vartheta_0 = \sqrt{2gh}$ boshlang'ich tezlikka ega bo'ladi. YUqorida ikkinchi cheklanishda aytib o'tganimizdek, ikkala jism go'yoki bitta bo'lib v_1 tezlik bilan prujinani siqadi (XIV.3-shakl).



XIV.3-shakl



XIV.4-shakl

Harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teorema ko'ra:

$$\frac{G}{g} \cdot \vartheta = \left(\frac{G}{g} + \frac{G_0}{g} \right) \vartheta_1 \quad (g)$$

bundan

$$\vartheta_1 = \frac{G}{G_0 + G} \cdot \vartheta$$

Endi kinetik energiyani hisoblaymiz:

$$T = \frac{G_0 + G}{g} \cdot \frac{\vartheta_1^2}{2} = \frac{G^2}{2g(G_0 + G)} \vartheta^2 \quad (XIV.1)$$

Ikkala jismning og'irlik kuchi λ_d yo'lda

$$A_1 = (G + G_0)\lambda_d \quad (XIV.2)$$

ish bajaradi.

Prujinaga dastlab G_0 , zarb natijasida esa $G_0 + F_d$ kuch ta'sir qiladi; kuchning o'zgarish grafigi XIV.4-shaklda keltirilgan.

Diagrammaning yuziga miqdor jihatidan teng bo'lgan A_2 ish manfiy bo'ladi, chunki u harakatga teskari yo'nalgan:

$$A_2 = - \left(G_0 \lambda_d + \frac{F_d \lambda_d}{2} \right) \quad (XIV.3)$$

Bundan chiqdi, bajarilgan ish-deformatsiyaning potensial energiyasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$U = (G + G_0)\lambda_d - G_0\lambda_d - \frac{F_d\lambda_d}{2} = G\lambda_d - \frac{F_d\lambda_d}{2} \quad (\text{XIV.4})$$

To'rtinchi cheklanishga tayanib, energiyaning saqlanish qonunini yozamiz:

$$\frac{G^2}{2g(G_0 + G)}g^2 = G\lambda_d - \frac{F_d\lambda_d}{2}$$

(e) va (f) ifodalarni e'tiborga olsak, λ_d ga nisbatan kvadrat tenglamaga ega bo'lamiz:

$$\lambda_d^2 - 2\lambda_{st}\lambda_d - 2h \frac{\lambda_{st}}{1 + \frac{G_0}{G}} = 0 \quad (\text{XIV.5})$$

Oxirgi tenglamani echib, dinamik ko'chishni aniqlaymiz:

$$\lambda_d = \lambda_{st} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \right)$$

Agar $\lambda_d > \lambda_{st}$ ekanligini nazarda tutsak, u holda:

$$\lambda_d = \lambda_{st} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \right) = \lambda_{st} k_d \quad (\text{XIV.6})$$

Bu erda zarbali yuk uchun dinamik koeffitsient quyidagiga teng:

$$k_d = \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \right) \quad \text{yoki} \quad k_d = \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{g^2}{g\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \right) \quad (\text{XIV.7})$$

Dinamik koeffitsient aniqlangach, (d) formuladan zarbali yuk ta'siridan paydo bo'lgan kuchlanishni topish mumkin:

$$\sigma_d = \sigma_{st} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{G_0}{G}}} \right) \quad (\text{XIV.8})$$

Zarba hodisasi mutanosiblik chegarasida ro'y beradi deb hisoblasak, mustahkamlik sharti odatdagi ko'rinishda yoziladi:

$$\sigma_d(\max) = k_d \sigma_{st} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{XIV.9})$$

bunda

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{sch}}{n_{sch}}$$

SHuni ta'kidlash muhimki, zarba hodisasiga uchraydigan konstruktsiya qismlari mustahkamlikka hisoblanayotganda ehtiyot koeffitsienti $n_{sch} \approx 2$ ga teng deb olinadi.

Yukning tushish balandligi h statik ko'chish λ_{st} ga nisbatan juda katta bo'lgan hollarda radikal belgisi ostidagi va oldidagi 1 ni e'tiborga olmaslik ham mumkin; u holda dinamik koeffitsientni topishda ishlatiladigan quyidagi taqribiy formula hosil bo'ladi:

$$k_d = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + k \frac{Q_0}{G}}} \quad (\text{XIV.10})$$

Zarblanuvchi jismlarning massasini hisobga olish uchun (XIV.7) formulalar tarkibidagi G_0 ning o'rniga zarb tushadigan kesimga keltirilgan massa og'irligi kQ_0 ni qo'yish lozim:

$$k_d = 1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}} \cdot \frac{1}{1 + k \frac{G_0}{G}}} \quad (\text{XIV.11})$$

Bu erda k -keltirish koeffitsienti bo'lib, zarblanuvchi jismlarning mahkamlanish usuli va zarb turlariga (bo'yлама yoki ko'ndalang zarba) bog'liq.

G -zarb beruvchi jismning og'irligi.

Quyidagi xususiy hollarni ko'rib chiqish barobarida k ni aniqlaymiz.

A. Bo'yлама zarba. Aytaylik, massasi $\gamma A dz$ sterjenning cheksiz kichik bo'lagi

$$g_z = \frac{g_{\max}}{l} z \quad (\text{XIV.12})$$

tezlikka ega bo'lsin (IV.5-shakl). U holda sterjenning kinetik energiyasi quyidagicha aniqlanadi:

$$T = \int_0^l \gamma A \frac{g_z^2}{2} dz = \frac{\gamma A g_{\max}^2}{2l^2} \int_0^l z^2 dz = \frac{\gamma A l}{3} \cdot \frac{g_{\max}^2}{2}$$

Sterjenning og'irligi $Q_0 = \gamma A l g$ ekanligi ma'lum; shu bois:

$$T = \frac{1}{3} \frac{Q_0}{g} \cdot \frac{g_{\max}^2}{2} \quad (\text{XIV.13})$$

Ikkinchi tomondan esa kinetik energiya

$$T = k \frac{Q_0}{g} \cdot \frac{g_{\max}^2}{2} \quad (\text{XIV.14})$$

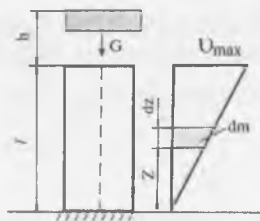
ga teng. Oxirgi ifodalarni o'zaro taqqoslab, bo'yлама zarbada keltirish koeffitsienti $k = \frac{1}{3}$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

B. Ko'ndalang zarba. G yuk statik ravishda to'singa qo'yilganda qo'zg'almas tayanchdan z masofadagi kesimning salqiligi

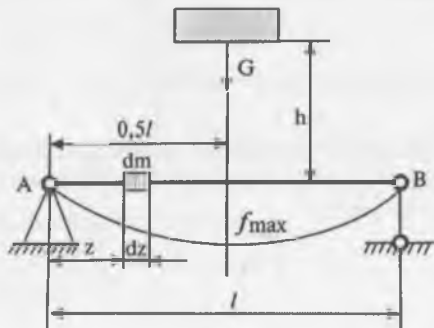
$$v_z = \frac{f_{\max}}{l^3} (3l^2 z - 4z^3) \quad (\text{XIV.15})$$

ifodaga teng bo'ladi (XIV.6-shakl).

$$\text{Bunda } f_{\max} = \frac{Ql^3}{48EI} - \text{eng katta salqilik.}$$



XIV.5-shakl.



XIV.6-shakl.

Salqilik tenglamasidan vaqt bo'yicha bir marta hosila olib, massasi $dm = \gamma A dz$ bo'lgan bo'lakchanning tezligini aniqlaymiz:

$$g_z = \frac{dv_z}{dt} = \frac{d}{dt} \left\{ \frac{f_{\max}}{\ell^3} (3\ell^2 z - 4z^3) \right\}$$

Zarb to'sinning o'rtasiga tushadi deb faraz qilsak, mazkur kesimning tezligi

$$g_{\max} = \frac{df_{\max}}{dt}$$

ga teng bo'ladi. U holda tezlik quyidagi ko'rinishni egallaydi:

$$g_z = g_{\max} \cdot \frac{1}{\ell^3} (3\ell^2 z - 4z^3)$$

To'sinning qo'zg'almas tayanchidan z masofada joylashgan dz elementning kinetik energiyasini hisoblaymiz:

$$dT = \frac{\gamma A dz}{g} \cdot \frac{g_z^2}{2} = \frac{\gamma A dz}{g} \cdot \frac{1}{2} \left[\frac{df_{\max}}{dt} \cdot \frac{1}{\ell^3} (3\ell^2 z - 4z^3)^2 \right]$$

Tizimning kinetik energiyasini hisoblaymiz:

$$T = 2 \int_0^{0.5\ell} \frac{\gamma A}{2g} \left(\frac{df_{\max}}{dt} \right)^2 \frac{1}{\ell^6} (3\ell^2 z - 4z^3)^2 dz = \frac{17}{35} \cdot \frac{\gamma A \ell}{g} \cdot \frac{g_{\max}^2}{2}$$

Bunda $\rho A l = Q_0$ bo'lganligi uchun

$$T = \frac{17}{35} \cdot \frac{Q_0 g_{\max}^2}{2g} \quad (\text{XIV.16})$$

To'sinning keltirilgan massasini zarb tushadigan joyga mahkamlangan deb, kinetik energiyani

$$T = \frac{m_{\text{ke}l} g_{\text{max}}^2}{2} = k \frac{Q_0}{g} \cdot \frac{g_{\text{max}}^2}{2} \quad (\text{XIV.17})$$

ko'rinishida ifodalaymiz.

Kinetik energiya uchun yuqorida olingan ikkita ifodani o'zaro taqqoslab, ko'ndalang zarbadagi keltirish koeffitsienti $k = \frac{17}{35}$ ga tengligiga ishonch hosil qilamiz.

SHunday qilib, oddiy to'sinning o'rtasiga yuk kelib urilganda hosil bo'ladigan normal kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_d = \sigma_{st} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{v_{st}} \frac{1}{1 + \frac{17Q_0}{35G}}} \right) \quad (\text{XIV.18})$$

Bunda G -zarb beruvchi yukning og'irligi;

Q_0 -to'sinning og'irligi;

h -yukning tushish balandligi;

v_{st} -yuk statik ravishda qo'yilganda zarb tushadigan kesimning salqiligi;

σ_{st} -statik yuk ta'siridan hosil bo'lgan eng katta normal kuchlanish.

SHuni alohida ta'kidlash lozimki, zarbali (dinamik) yuklarning muhandislik konstruksiyalariga ta'sirini o'rganish g'oyat muhim va murakkab muammolardan biridir. Bu borada jahonda tanilgan o'zbek olimi — akademik Xalil Ahmedovich Rahmatulinning fanda erishgan muvaffaqiyatlari alohida ahamiyat kasb etadi. Xususan, o'zbek olimi asos solgan elastik va elastik-plastik muhitlarda to'lqin tarqalishining dinamik nazariyasida plastik deformatsiyalarning qaytmasligiga asoslanib, yuklanish va yuksizlanish to'lqinlari — **Rahmatulin to'lqinlari** mavjudligini kashf etilganligi hatto takroriy zarba vaqtida qoldiq deformatsiyaning to'planishi qonunini ochib berdi. SHuningdek, o'zbek olimi tomonidan jahonda birinchi bo'lib, elastiklik chegarasi o'zgarib boruvchi muhitlar uchun elastik-plastik deformatsiyalarning tarqalish qonunlari mukammal tahliliy o'rganilgan. Mazkur ilmiy izlanishlar natijalari muhim muhandislik muammolarini hal etishda o'z aksini topganligi bilan ahamiyatlidir.

XIV.1-masala. Og'irligi Q bo'lgan yuk h balandlikdan sterjen 3 ning quyi qismiga mahkamlangan B diskka zarb bilan tushmoqda (XIV.7-shakl, a).

Po'lat materialidan tayyorlangan uchala sterjenlarning ko'n-dalang kesimlarida paydo bo'luvchi normal kuchlanishlar hamda A tugunning vertikal ko'chishi va uchinchi sterjenning uzayishini aniqlash talab etiladi.

Masalaning echilishi: Asosiy e'tiborni dinamik koeffitsientni aniqlashga qaratamiz. Buning uchun og'irligi Q bo'lgan yuk 3-sterjenga statik ravishda

qo'yilgan deb faraz qilamiz va kesish usuliga asosan $N_3 = Q$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz.

*Quyidagilar
ma'lum deb
hisoblansin:*

$$Q = 70 \text{ N},$$

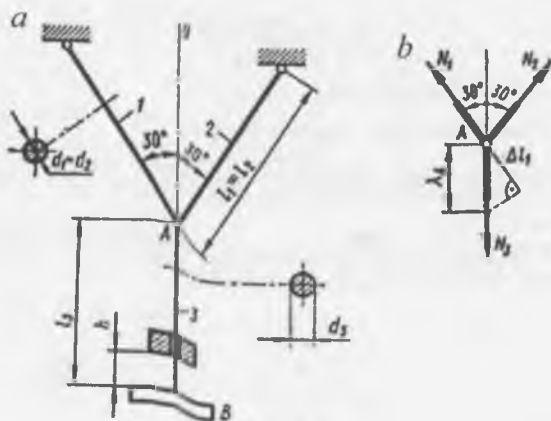
$$l_1 = l_2 = 2.0 \text{ m},$$

$$l_3 = 1.2 \text{ m},$$

$$d_1 = d_2 = 5.0 \text{ mm},$$

$$d_3 = 6.0 \text{ mm},$$

$$h = 0.8 \text{ m}.$$



XIV.7-shakl

A tugun uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz (XIV.7-shakl, b):

$$\sum X_i = 0, \quad -N_1 + N_2 = 0 \quad (a)$$

$$\sum Y_i = 0, \quad N_1 \cos 30^\circ + N_2 \cos 30^\circ - N_3 = 0 \quad (b)$$

Bundan quyidagi munosabatlar kelib chiqadi:

$$N_1 = N_2 = \frac{N_3}{2 \cdot \cos 30^\circ} = \frac{Q}{2 \cdot \cos 30^\circ}$$

Endi statik yuklanishda uchala sterjenlarda hosil bo'ladigan uzayishlarni aniqlashga o'tamiz:

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = \frac{N_1 l_1}{E \cdot A_1} = \frac{Q l_1}{E \cdot \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 2 \cos 30^\circ}$$

$$\Delta l_1 = \Delta l_2 = \frac{70 \cdot 2 \cdot 10^3}{2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.14 \cdot 5^2}{4} \cdot 2 \cos 30^\circ} = 1.99 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E \cdot A_3} = \frac{70 \cdot 1.2 \cdot 10^3}{2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{3.14 \cdot 6^2}{4}} = 1.42 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

Tabiiyki, uchinchi sterjenning pastki uchiga mahkamlangan B disk yuk statik ravishda qo'yilganda quyidagi miqdorga vertikal ko'chadi, ya'ni bu ko'chish A tugunning vertikal ko'chishi va 3-sterjenning absolyut uzayishi yig'indisiga teng bo'ladi:

$$\lambda_A = \frac{\Delta l_1}{\cos 30^\circ} = \frac{1.99 \cdot 10^{-2}}{0.866} = 2.3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$\lambda_{st} = \lambda_V = \lambda_A + \Delta l_3 = (2.3 + 1.42) \cdot 10^{-2} = 3.72 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$
 SHunday qilib, dinamik koeffitsient quyidagiga teng bo'ladi:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 800}{3.72 \cdot 10^{-2}}} \approx 207.4$$

Zarb natijasida, birinchidan sterjenlar tegishli miqdorlarga uzayadi, ya'ni deformatsiyalanadi:

$$\Delta l_{1din} = \Delta l_{2din} = k_{din} \cdot \Delta l_1 = 4.77 \text{ mm}$$

$$\Delta l_{3din} = k_{din} \cdot \Delta l_3 = 2.95 \text{ mm}$$

Ikkinchidan esa B disk esa vertikal yo'nalishda ko'chadi:

$$\lambda_{Vdin} = k_{din} \cdot \lambda_V = 7.72 \text{ mm}$$

Dinamik (zarbiy) yuklanish natijasida sterjenlarning ko'ndalang kesimlarida quyidagi normal kuchlanishlar paydo bo'ladi:

$$\sigma_{1din} = \sigma_{2din} = k_{din} \cdot \frac{N_1}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = k_{din} \cdot \frac{Q}{2 \cdot \cos 30^\circ} \cdot \frac{4}{\pi d_1^2} = 427.1 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{3din} = k_{din} \cdot \frac{N_3}{\frac{\pi d_3^2}{4}} = 207.4 \cdot 70 \cdot \frac{4}{\pi d_3^2} = 512.2 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

XIII.2-masala.

Kesimi qo'shtavrli oddiy to'singa m massali jism h balandlikdan tashlanmoqda (XIV.8-shakl).

Egilishdagi mustahkamlik shartidan foydalanib, yuk tashlanayotgan balandlikning ruxsat etilgan qiymati $[h]$ ni hamda yuk tushgan kesimning salqiligini aniqlash talab etiladi.



XIV.8-shakl

Quyidagilar ma'lum: №14;

$$J_x = 572 \text{ sm}^4 \text{ va } W_x = 81.7 \text{ sm}^3; m = 150 \text{ kg}; l = 1.4 \text{ m}; [\sigma] = 200 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Masalaning echilishi

Zarbiy kuch ta'sir etganda to'sinning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{din} = k_{din} \cdot \sigma_{st} \leq [\sigma]$$

Yuk statik ravishda ta'sir etganda normal kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_{st} = \frac{M_x(\max)}{W_x} = \frac{1}{W_x} \cdot \frac{Q}{2} \cdot l = \frac{1}{81.7 \cdot 10^3} \cdot \frac{150 \cdot 9.81 \cdot 10^3}{2} \cdot 1.4 = 12.61 \frac{N}{\text{mm}^2}$$

YUqoridagi shartga ko'ra, dinamik koeffitsient quyidagi miqdordan oshmasligi lozim:

$$[k_{din}] \leq \frac{[\sigma]}{\sigma_{st}} = \frac{200}{12.61} = 15.86$$

Ikkinchi tomondan dinamik koeffitsient quyidagiga tengdir:

$$k_{din} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\lambda_{st}}} \approx \sqrt{\frac{2h}{f_{st}}}$$

Ma'lumki, oddiy to'sinning o'rtasida salqilik quyidagiga teng bo'ladi:

$$f_{st} = \frac{m \cdot g \cdot (2l)^3}{48 \cdot E \cdot J_x} \approx \frac{150 \cdot 9.81 \cdot (2 \cdot 1.4 \cdot 10^3)^3}{48 \cdot 2.1 \cdot 10^5 \cdot 572 \cdot 10^4} \approx 0.56 \text{ mm}$$

YUqoridagi ifodalarini tenglab, yuk tashlanayotgan balandlikning ruxsat etilgan qiymati $[h]$ ni osongina aniqlash mumkin:

$$\sqrt{\frac{2[h]}{f_{st}}} = 15.86 \text{ yoki } [h] = \frac{(15.86)^2}{2} \cdot 0.56 = 70.43 \text{ mm.}$$

YUk tushgan kesimning salqiligi hisoblaymiz:

$$f_{din} = k_{din} \cdot f_{st} = 15.86 \cdot 0.56 = 8.88 \text{ mm.}$$

14.3-§. O'zgaruvchan kuchlanishlar va metallarning charchashi haqida qisqacha mulohazalar

Vagon o'qining ishlash jarayoni misolida o'zgaruvchan kuchlanishlarning amalda paydo bo'lishi va konstruksiya qismlariga ta'sir etishini ko'rib chiqamiz (XIV.2-shakl).

CHizmadan ko'rinib turibdiki, o'q asosan egilishga ishlaydi: o'qning uzunlikdagi o'rta qismi sof egilishga, a uzunlikdagi chetki qismlari esa ko'ndalang egilishga qarshilik ko'rsatadi.

O'qning ixtiyoriy ko'ndalang kesimida joylashgan nuqtada kuchlanishning o'zgarish jarayonini kuzatamiz. Masalan, neytral chiziqdan y masofada joylashgan K nuqtadagi normal kuchlanish quyidagiga teng:

$$\sigma_K = \frac{M_x}{J_x} y \quad (a)$$

XIV.9-shakl, a dan $y=0,5D \sin \varphi$ ekanligini e'tiborga olib, normal kuchlanishni

$$\sigma_K = \frac{M_x D}{2J_x} \sin \varphi \quad \text{yoki} \quad \sigma_K = \sigma_a \sin \varphi \quad (b)$$

ko'rinishlarda yozib olamiz.

Bunda $\sigma_a = \frac{M_x D}{2J_x}$ -kuchlanish amplitudasi.

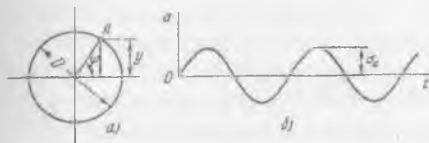
Buralish burchagi φ vaqt bo'yicha aylanish burchak tezlik ω ga bog'liq holda $\varphi = \omega t$ qonuniyat bo'yicha o'zgaradi. SHu bois, normal kuchlanish

$$\sigma_K = \sigma_a \sin \omega t \quad (d)$$

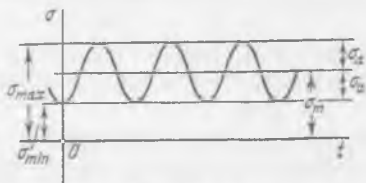
ko'rinishdagi sinusoidal qonuniyat bo'yicha o'zgaradi (XIV.9-shakl, b).

Agar ω burchak tezlik bilan aylanayotgan vagon o'qiga qo'shimcha ravishda o'zgarmas bo'ylama cho'zuvchi kuch F_1 ham qo'yilsa, u holda K nuqtadagi normal kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_K = \frac{4F_1}{\pi D^2} + \sigma_u \sin \omega t \quad (\text{XIV.19})$$



XIV.9-shakl



XIV.10-shakl

Bu holatda ham kuchlanish sinusoidal qonuniyat bo'yicha o'zgaradi, ammo sinusoida abssissa o'qidan $\sigma_m = \frac{4F_1}{\pi D^2}$ qadar yuqoriga suriladi (XIV.10-shakl).

YUqoridagi ifodalardan ko'rinib turibdiki, kuchlanish vaqt o'tishi bilan davriy ravishda o'zgarar ekan: ma'lum T vaqt o'tishi bilan kuchlanish yana aynan bir xil qiymatga erishadi.

Kuchlanishlarning $\sigma_{\max}$ dan $\sigma_{\min}$ gacha kamayib, tag'in yangidan $\sigma_{\max}$ gacha ko'tarilishi **kuchlanish sikli** deb ataladi.

Kuchlanish sikli quyidagi parametrlar bilan tavsiflanadi:

a) siklning eng katta $\sigma_{\max}(\tau_{\max})$ va eng kichik $\sigma_{\min}(\tau_{\min})$ kuchlanishlari (algebraik qiymati bo'yicha);

b) siklning o'rtacha kuchlanishi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0,5(\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) \\ \tau_m &= 0,5(\tau_{\max} + \tau_{\min}) \end{aligned} \right\}$$

d) siklning amplitudasi:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_a &= 0,5(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \\ \tau_a &= 0,5(\tau_{\max} - \tau_{\min}) \end{aligned} \right\}$$

Izoh: siklning eng katta va eng kichik kuchlanishlari algebraik ayirmasining absolyut qiymati **sikl kuchlanishining qulochi** (intervali) deyiladi; bundan chiqdi, sikl amplitudasi kuchlanishlar qulochining yarmiga teng ekan.

g) siklning asimmetriya koeffitsienti:

$$R_\sigma = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}; \quad R_\tau = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}$$

Izoh: agar siklning asimmetriya koeffitsientlari bir xil bo'lsa, ular **o'xshash sikllar** deyiladi.

Kuchlanish sikli asosan ikkiga ajraladi (XIV.11-shakl):

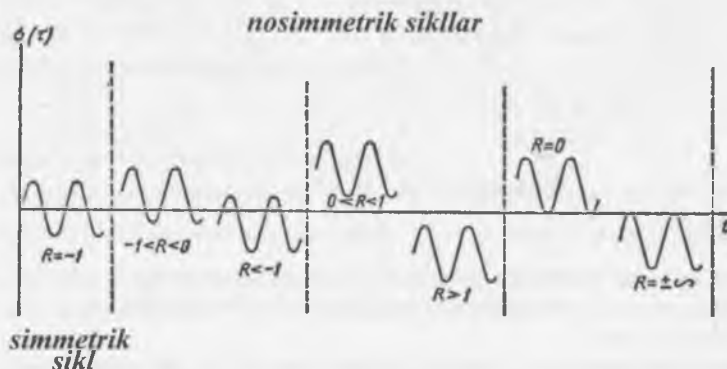
1) *simmetrik sikl*.

Bu siklda eng katta va eng kichik kuchlanishlar absolyut qiymatlari bo'yicha o'zaro teng bo'lsa-da, ular teskari ishorada bo'ladi; bu siklda:

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min}, \quad R_\sigma = -1$$

yoki

$$\tau_m = 0, \quad \tau_a = \tau_{\max} = -\tau_{\min}, \quad R_\tau = -1$$



XIV.11-shakl

2) nosimmetrik sikl.

Bu siklda eng katta va eng kichik kuchlanishlar absolyut qiymatlari bo'yicha teng emas; unda $\sigma_m \neq 0$, $\tau_m \neq 0$ bo'ladi. Odatda, nosimmetrik sikl o'zgaruvchan va o'zgarmas ishorali hamda tepki (noldan boshlanuvchi) sikllarga ajratiladi. Endi metallarning **charchashi (toliqishi)** haqida qisqacha mulohaza yuritamiz.

Barcha mashina detallari miqdori davriy ravishda o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siriga duchor bo'lganda, ular hatto mustahkamlik chegarasi yoki oquvchanlik chegarasiga etmagan kuchlanishlar ta'siridan ham emiriladi. Bunday jarayon yana shuni bilan tavsiflanadiki, detallar plastik materiallardan tayyorlansa-da, ular sezilarli qoldiq deformatsiyalarsiz emiriladi. Emirilish oldidan detal sirtida darz (yoriq) lar hosil bo'lib, ular tobora detal tanasiga singib chuqurlasha boradi va emirilish xavfi tug'iladi. Ilgarilari bunday holni detal "toliqdi" yoki "charchadi" deyilardi.

Umuman olganda, haligacha emirilish jarayonining fizik mohiyati mukammal hal etilmagan. Ammo, tadqiqotchilar tajriba-sinov usullarini takomillashtirib muhim xulosaga keldilar: **o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siridan materiallarning strukturasi va mexanik xossalari o'zgarmasligi aniqlandi.**

Hozirgi paytda **toliqish** deganda, darz paydo bo'lish va emirilishga olib keladigan davriy o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siridan material shikastlanishining asta-sekin to'planish jarayoni tushuniladi. Materialning toliqishga qarshi tura olish xususiyati **chidamlilik** deyiladi.

14.4-§. Simmetrik sikl uchun toliqish egriligi

Davriy o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida ishlaydigan konstruktsiya qismlarini mustahkamlikka hisoblashda, avvalo materiallarning mexanik xossasi - chidamlilik (toliqish) chegarasini bilish zarur.

CHidamlilik chegarasi deb, sikllar soni cheklanmagan holda ko'p bo'lganida detalning toliqish emirilishiga sabab bo'lmaydigan sikl maksimal kuchlanishining eng katta qiymatiga aytiladi.

CHidamlilik chegarasi σ_R orqali belgilanadi, bunda R -siklning asimmetriya koeffitsienti. CHidamlilik chegarasi simmetrik siklda σ_{-1} , oddiy cho'zilish va siqilishda σ_{+1} , tepki siklda esa σ_0 orqali belgilanadi.

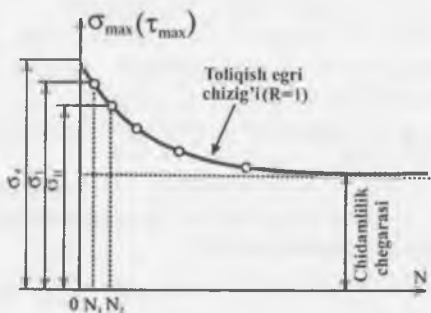
Maxsus sinov mashinalarida tajribalar o'tkazish yo'li bilan turli xil namunalarni toliqishga sinash orqali chidamlilik chegarasi aniqlanadi.

XIV.12-shaklda tajriba natijalari asosida qurilgan **chidamlilik egri chizig'i**, ya'ni $\sigma_{max} = f(N)$ grafigi tasvirlangan. Odatda, bu egri chiziqqa **Veler egri chizig'i** deb yuritiladi.

Bu erda

σ_{max} - siklning maksimal kuchlanishi;

N -namuna emirilgan sikllar soni.



XIV.12-shakl

Grafikdan chidamlilik chegarasi σ_{-1} egri chiziqning asimptotik ravishda shtrixlangan to'g'ri chiziqqa yaqinlashgan joyidagi ordinatasi olinadi.

Tajribalar shuni tasdiqlaydiki, agar namuna 10^7 marta aylangandan so'ng emirilmasa, undan ko'p aylanishlarda emirilmaydi. SHuning uchun qora metall (po'lat, cho'yan va shu kabi) lardan yasalgan namunalar sinovi 10^7 , rangli metall (mis, alyuminiy va shu kabi) lar uchun esa 10^8 marta aylanishdan so'ng to'xtatiladi. Rangli metallar uchun qurilgan chidamlilik egri chiziqlari asimptotaga ega bo'lmaydi, balki aylanishlar soni ortishi bilan egri chiziq nolga tushadi. YUqorida qayd qilingan sikllar soni to'g'risida tasavvurga ega bo'lish uchun quyidagi misolni eslash kifoya: temir yo'l vagoni *Moskvadan Vladivostokka* borguncha taxminan $3 \cdot 10^6$ ta siklni o'taydi.

Po'lat materiallari ustida o'tkazilgan tajribalar natijasida cho'zilish va buralish deformatsiyalarining chidamlilik chegaralari bilan egilishning chidamlilik chegaralari orasida quyidagi taqribiy bog'lanishlar mavjudligi aniqlangan:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1}^0 &= 0,7 \cdot \sigma_{-1} \\ \tau_{-1} &= 0,58 \cdot \sigma_{-1} \end{aligned} \right\} \quad (a)$$

Endi chidamlilik chegaralarini mustahkamlik chegarasi bilan bog'laydigan empirik formulalarni keltiramiz:

$$\begin{aligned}\sigma_{-1} &= 0,4 \sigma_{m.s.} \\ \sigma_{-1}^0 &= 0,28 \sigma_{m.s.} \\ \tau_{-1} &= 0,22 \sigma_{m.s.}\end{aligned} \quad (b)$$

14.5-§. Simmetrik bo'lmagan sikl uchun chegaraviy amplitudalar diagrammasi

Agar siklining chegara amplitudasi $\sigma_a = 0$ bo'lsa, u holda emirilish siklining o'rtacha kuchlanishi $\sigma_m = \sigma_R$ da sodir bo'ladi.

CHegaraviy amplitudalar diagrammasidagi istalgan nuqtalar uchun chidamlilik chegarasi quyidagiga teng:

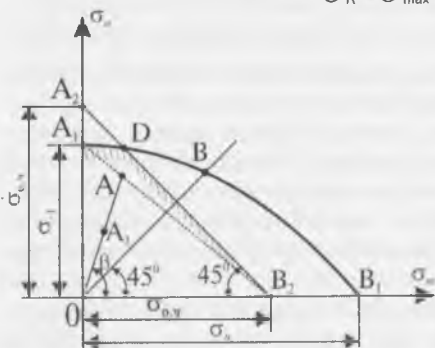
$$\sigma_R = \sigma_{\max}^u = \sigma_m^u + \sigma_{\text{res}}^u$$

$$\sigma_a^u = \sigma_m^u = 0,5\sigma_0$$
$$\sigma_a + \sigma_m \leq \sigma_u$$

bo'lganligi sababli,

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = \sigma_y$$

tenglama bo'yicha A_2B_2 to'g'ri
chizig'ini chizish mumkin.



XIV.13-shakl

SHuni qayd qilib o'tish lozimki, chidamlilik chegarasi aniqlanayotgan nuqta A_1DB_2 chizig'ining tashqarisida yotsa, u holda detal emirilishga uchragan yoki plastik deformatsiya zonasida ishlayotgan bo'ladi.

Bordi-yu, nuqta OA_1DB_2 soha ichida paydo bo'lsa, u holda detal xavfsiz sikl bilan ishlayotgan bo'ladi.

14.6-§. O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka hisoblash

O'zgarmas kuchlanishlarda bo'lganidek, o'zgaruvchan kuchlanishlarda ham konstruktsiya qismlarining mustahkamligini baholashda haqiqiy ehtiyot koeffitsienti n ni ruxsat etilgan ehtiyot koeffitsienti n_{adm} bilan taqqoslash lozim:

$$n \geq n_{adm}$$

Ma'lumki, o'zgarmas kuchlanishlar ta'sirida ishlayotgan konstruktsiya qismlari uchun n ni topishda chegaraviy holatni aniqlaydigan bitta kattalik - mustahkamlik chegarasi yoki oqish chegarasini bilish etarli edi.

SHuningdek, simmetrik sikl bilan o'zgaruvchan kuchlanishlarda ham chegaraviy holat faqat σ_{-1} bilan ifodalanadi. Ammo, simmetrik bo'lmagan siklli kuchlanishlar ta'siridagi konstruktsiya qismlarining chegaraviy holatini ikkita σ_m va σ_a kattaliklar belgilaydi. SHu jihatdan qaraganda, nosimmetrik sikl uchun n ni aniqlash masalasi birmuncha murakkabdir. Dastlab, chegaraviy amplitudalar diagrammasidan foydalanib silliq sirtli namuna uchun haqiqiy ehtiyot koeffitsientini aniqlashni ko'rib chiqamiz.

Hisoblashni osonlashtirish maqsadida **Zoderberg** taklif qilganidek, diagrammaning A_1B_2 to'g'ri chizig'i bilan chegaralangan sohasidan foydalanamiz.

A_1B_2 to'g'ri chizig'i koordinata o'qlarini σ_{-1} va $\sigma_{o.ch} = \sigma_u$ kesmalarga ajratadi, shu sababli uning tenglamasi:

$$\frac{\sigma_{mA}}{\sigma_y} + \frac{\sigma_{aA}}{\sigma_{-1}} = 1 \quad (\text{XIV.20})$$

Biror nosimmetrik sikl uchun chidamlilik chegarasini aniqlashda koordinata boshidan $\text{tg } \beta = \frac{\sigma_{aA}}{\sigma_{mH}}$ burchak ostida OA to'g'ri chizig'ini o'tkazamiz.

YUqoridagilarni e'tiborga olib, ixtiyoriy A nuqta uchun

$$\sigma_{aA} = \sigma_{\max A} \frac{1 - R_\sigma}{2}; \quad \sigma_{mA} = \sigma_{\max A} \frac{1 + R_\sigma}{2} \quad (\text{XIV.21})$$

ko'rinishdagi ifodalarga ega bo'lamiz.

Bularni (XIV.20) ga qo'yib, $\sigma_{\max A}$ ni topamiz:

$$\sigma_{\max A} = \frac{2\sigma_y \sigma_{-1}}{\sigma_y (1 - R_\sigma) + (1 + R_\sigma)} \quad (\text{XIV.22})$$

Ixtiyoriy $A(\sigma_m, \sigma_a)$ nuqta uchun:

$$\begin{aligned} n_\sigma &= \frac{\sigma_{\max A}}{\sigma_{\max}} = \frac{2\sigma_y \sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \sigma_y \left[(1 - R_\sigma) + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_y} (1 + R_\sigma) \right]} = \\ &= \frac{2\sigma_{-1}}{\sigma_{\max} \left(\frac{2\sigma_n}{\sigma_{\max}} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_y} \cdot \frac{2\sigma_m}{\sigma_{\max}} \right)} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_o + \phi_\sigma \sigma_m} \end{aligned} \quad (\text{XIV.23})$$

bunda $\phi_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_y}$ -to'g'ri chiziqlarning burchak koeffitsienti.

Xuddi shu tarzda urunma kuchlanishlar uchun

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a + \phi_\tau \tau_m} \quad (\text{XIV.24})$$

ifodani yozish mumkin.

Nazariy-tajribaviy tadqiqotlardan ma'lumki, detallarning toliqish mustahkamligi ularning o'lchamlari, shakli va sirtining holatiga bog'liqdir. Bular tegishli massa koeffitsienti k_d , sirtqi sezgirlik koeffitsienti k_t va kuchlanishlar to'planishi (konsentratsiyalanishi) ning samarali koeffitsienti k_σ lar orqali hisobga olinadi.

Izoh: texnik lug'atlarda turli materiallar uchun k_d , β va k_σ larning qiymatlari berilgan.

Yuqoridagi koeffitsientlarni e'tiborga olib, ehtiyot koeffitsientni quyidagicha yozamiz:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d k_F} \sigma_a + \phi_\sigma \sigma_m} \quad \text{yoki} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d k_F} \tau_a + \phi_\tau \tau_m} \quad (\text{XIV.25})$$

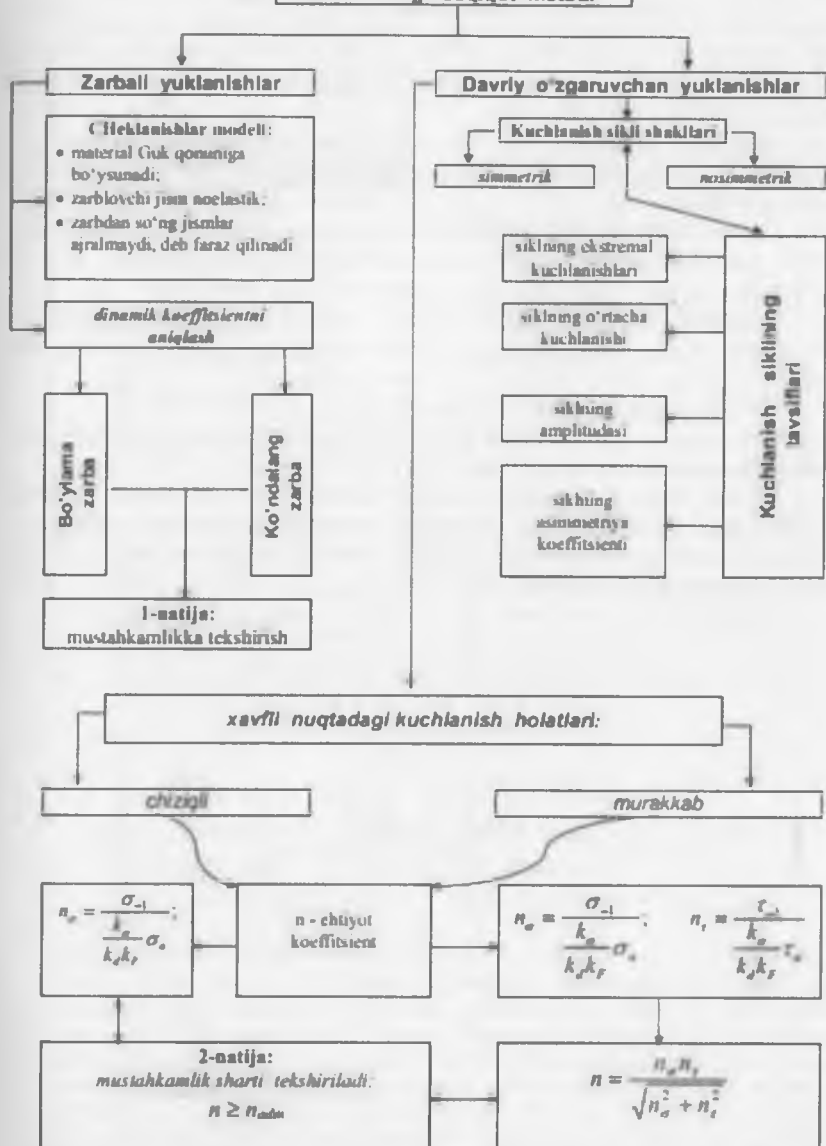
Simmetrik sikl uchun $\sigma_m = 0$, $\tau_m = 0$ bo'lganligi sababli yuqoridagi ifodalar biroz soddalashadi:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{k_d k_F} \sigma_a}; \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{k_d k_F} \tau_a} \quad (\text{XIV.26})$$

Murakkab kuchlanish holatida, xususan buralish bilan birgalikda egilish yoki cho'zilish (siqilish) deformatsiyalari ham sodir bo'lganda haqiqiy ehtiyot koeffitsienti quyidagicha topiladi:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (\text{XIV.27})$$

**"Zarballi va o'zgaruvchan yuklarda mustahkamlik"
modulining tadqiqot metodi**

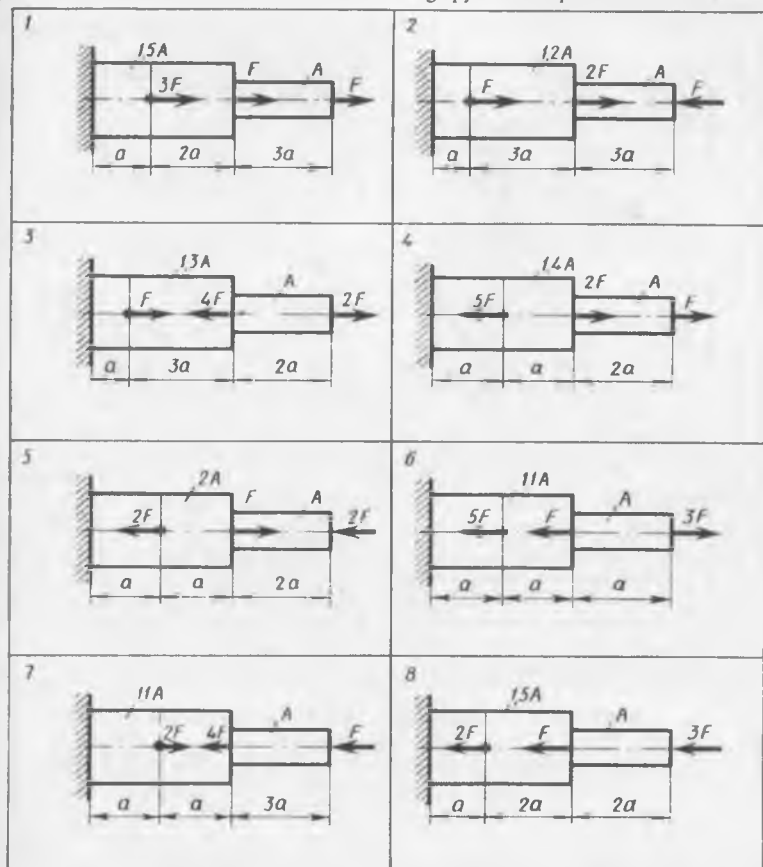


Ushbu tarkibiy-mantiqiy algoritim bo'yicha asosiy o'quv materiallarini matnlashtirish va takrorlash tavsiya etiladi.

**Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun
namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar**

1. Zarbali yuklarga misollar keltirib, ularning o'ziga xos tomonlarini tushuntiring.
2. YUklarning zarbiy ta'siridan amalda qanday maqsadlarda foydalaniladi?
3. Zarbali kuchlanishlarni aniqlash maqsadida qanday cheklanishlarga yo'l qo'yish mumkin?
4. Dinamik koeffitsientning formulasini yozing va uni mohiyatini tushuntiring.
5. O'zgaruvchan kuchlanishlarni amalda qacrlarda uchratish mumkin?
6. Kuchlanish sikli nima va u qanday parametrlar bilan tavsiflanadi?
7. Metallarning "toliqishi" yoki "charchashi" deganda nimalarni tushunasiz?
8. Materiallarning chidamlilik xususiyatini izohlang; chidamlilik chegarasi nima?
9. Veler egri chizig'i qanday hosil qilinadi?
10. Konstruksiya qismlarining o'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamligini baholaydigan koeffitsient qanday aniqlanadi?
11. O'zbek olimi X.A.Rahmutulinning "Zarbali va o'zgaruvchan yuklarda mustahkamlik" muammolariga qo'shgan muhim kashfiyotlari va ularning mexanika rivojida o'ziga xosligi bo'yicha Internet manbaalari asosida tahliliy matn tuzing hamda bayon qiling.

Konstruktiv talablardan kelib chiqqan holda tashqi to'plangan kuch va kesim yuzalarga tegishli sonli qiymatlar berib, quyidagi shaklda tasvirlangan pog'onali sterjenlar uchun bo'ylama kuch, normal kuchlanish va ko'chishlarning epyuralarini qurish talab etiladi

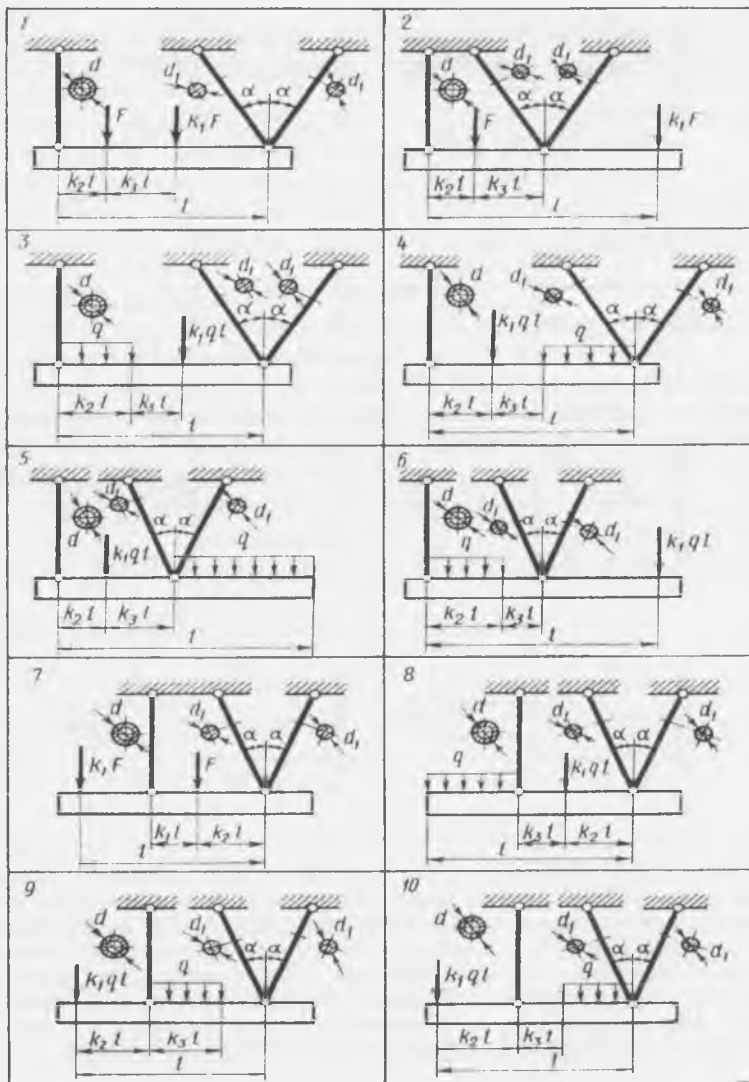


Izoh: Odatda konstruktiv talablar deganda bevosita muhandislik amaliyotida qo'llanilayotgan haqiqiy konstruksiya qismlariga qo'yilgan tashqi kuchlar ta'sirida ularning kuchlanish - deformatsiyalanish holatlari mazkur fanda qabul qilingan asosiy cheklanish - gipotezalar doirasida sodir bo'lishi, aniqrog'i barcha turdagi deformatsiyalanish jarayonlari Guk qonuni talablariga bo'yusinishi tushuniladi. SHuning uchun sonli qiymatlar va konstruksioan materiallar tanlashda pedagogning ko'rsatmasi va tavsiyasi muhimdir. Sonli qiymatlar tanlashning yana o'ziga xosligi shundaki, o'zlashtirish darajasiga qarab variantlarni soddalashtirish va hisoblashga qulay holatlarga keltirish imkoniyati ham yaratiladi.

Konstruktiv talablardan kelib chiqqan holda tegishli kattaliklar (to'plangan kuch, yoyilgan kuch, uzunliklar, o'zgaras koeffitsientlar, sterjenlar uzunligi)ga sonli qiymatlar berib, markaziy cho'zilish va siqilishda statik aniq masalalar uchun quyidagilar:

a) sterjenlardagi ichki zo'riqish va normal kuchlanishlar;

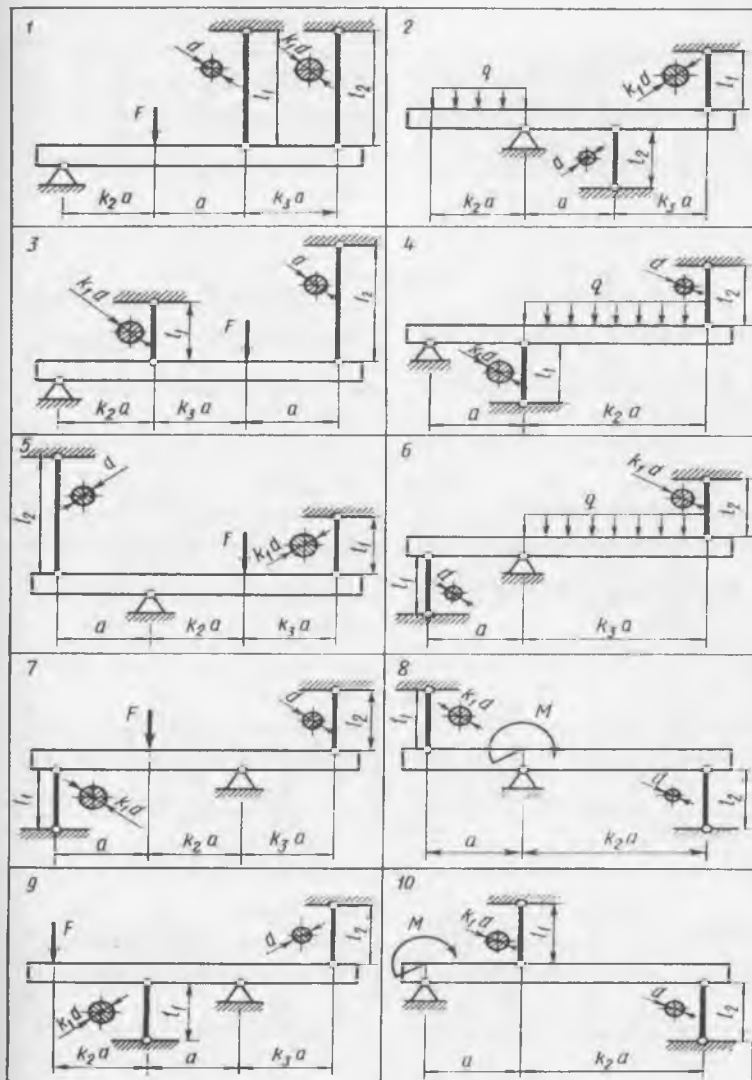
b) cho'zilish yoki siqilish uchun mustahkamlik shartidan foydalanib, sterjenlarning diametrlarini aniqlash talab etiladi.



Konstruktiv talablardan kelib chiqqan holda tegishli kattaliklar (kuch momenti, to'plangan kuch, yoyilgan kuch, uzunliklar, o'zgarmas koeffitsientlar, sterjenlar uzunligi)ga sonli qiymatlar berib, markaziy cho'zilish va siqilishda statik aniqlamas masalalar uchun quyidagilar:

a) sterjenlardagi ichki zo'riqish va normal kuchlanishlar;

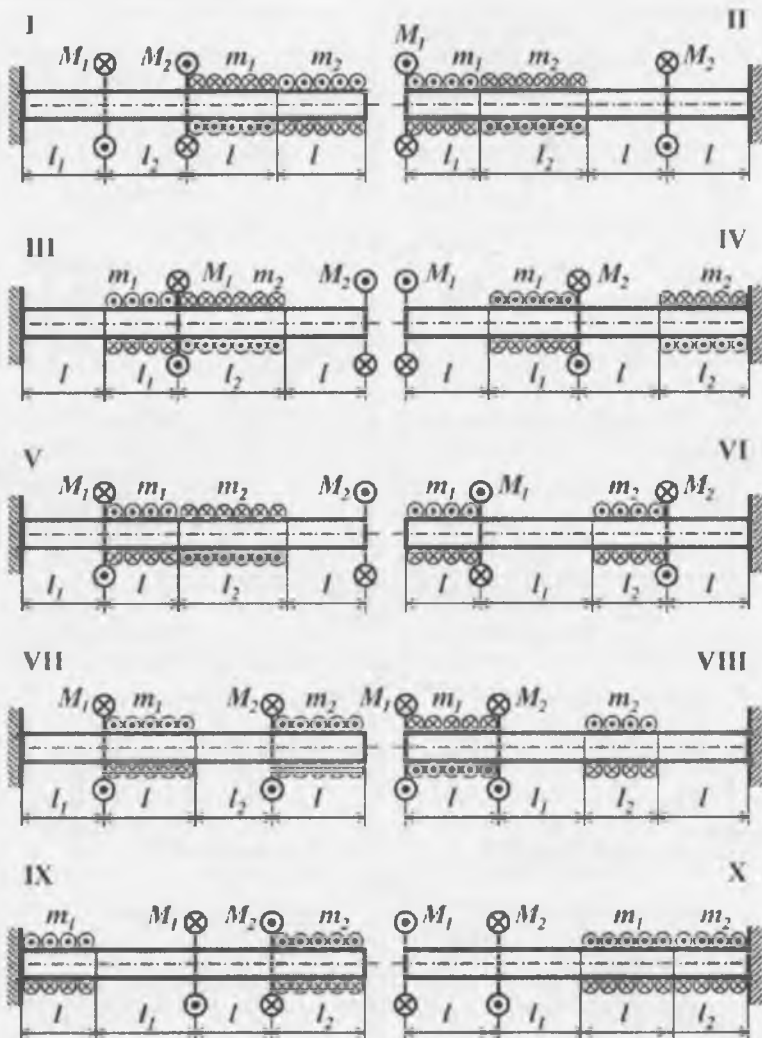
b) cho'zilish yoki siqilish uchun mustahkamlik shartidan foydalanib, sterjenlarning diametrlarini aniqlash talab etiladi.



Doiraviy kesimli vallarning buralishi

Konstruktiv talablardan kelib chiqqan holda valga ta'sir ko'rsatayotgan tashqi momentlar va uzunliklarga tegishli sonli qiymatlar berib, quyidagilar:

- burovchi momentning epyurasini qurib, xavfli kesimni aniqlash;
- buralish uchun mustahkamlik sharti asosida valning diametrini hisoblash;
- urunma kuchlanish va buralish burchagi epyuralarini qurish talab etiladi.

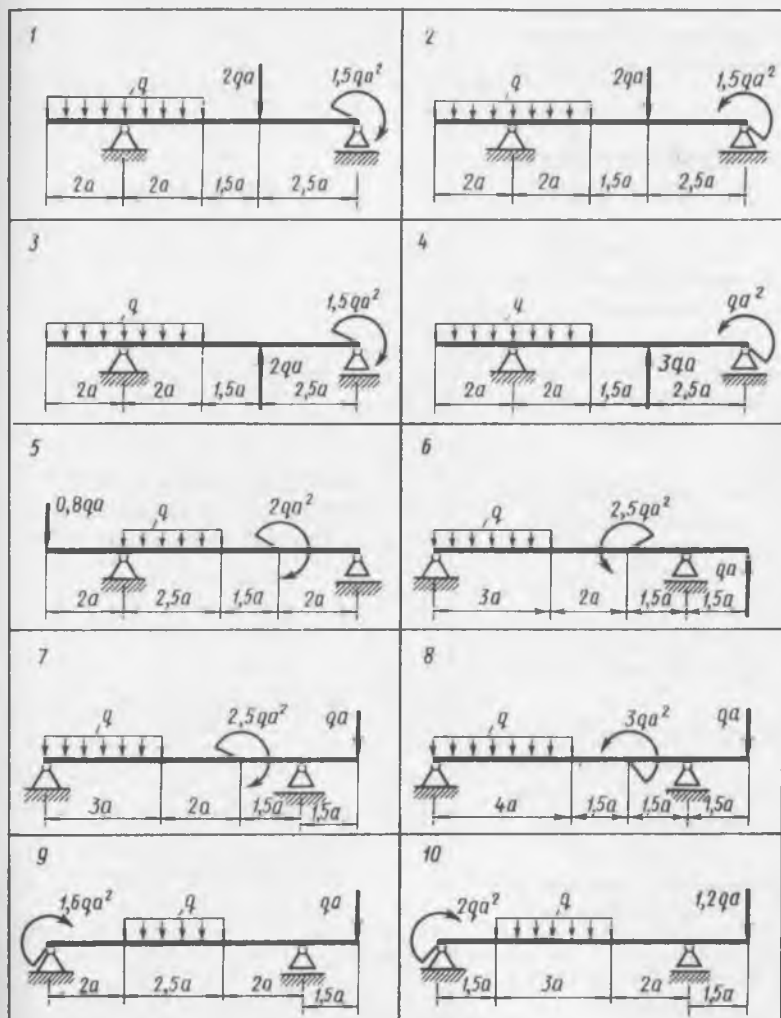


Tekis egilish

5-ilova

Konstruktiv talablardan kelib chiqqan holda konsolli to'sinlarga qo'yilgan tashqi kuchlar: juft kuch, to'plangan kuch va yoyilgan kuchlar hamda uzunliklarga tegishli sonli qiymatlar berib, quyidagilar:

- tayanch reaksiyalarni aniqlash va tekshirib ko'rish;
- kesuvchi kuch va eguvchi momentlarning epyuralarini qurish;
- epyuralarni tekshirish qoidalarini asosida olingan natijalarni tahlil etish;
- xavfli kesimni aniqlab, mustahkamlik shartiga asosan *doiraviy* va *kvadrat* shaakldagi kesim yuza o'lchamini *qiyosiy* aniqlash talab etiladi.

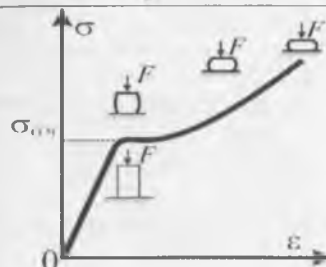
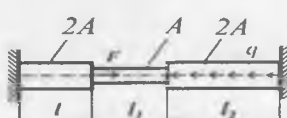


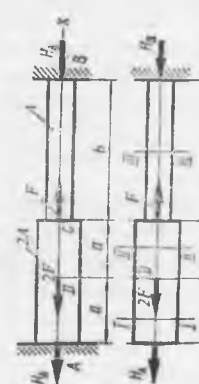
Testlardan namunalar

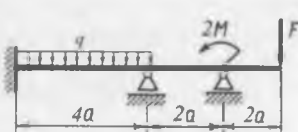
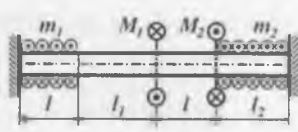
Variantlar raqami va savollar mazmuni:		Javoblar:	
1	Konstruksiya qismlariga qanday konstruktiv talablar qo'yiladi?	A	<i>mustahkamlik</i>
		B	<i>bikrlik</i>
		C	<i>ustuvorlik</i>
		D	<i>barchasi to'g'ri</i>
2	CHO'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusning nomini ayting	A	<i>to'sin</i>
		B	<i>rama</i>
		C	<i>arka</i>
		D	<i>sterjen</i>
3	Buralishga ishlovchi brus qanday nomlanadi?	A	<i>arka</i>
		B	<i>val</i>
		C	<i>to'sin</i>
		D	<i>rama</i>
4	Egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus qanday nomlanadi?	A	<i>val</i>
		B	<i>to'sin</i>
		C	<i>arka</i>
		D	<i>sterjen</i>
5	Qaysi tayanch chiziqli va burchakli ko'chishlarni cheklaydi?	A	<i>qistirib mahkamlangan</i>
		B	<i>sharnirli-qo'zg'almas</i>
		C	<i>sharnirli-qo'zg'aluvchan</i>
		D	<i>barchasi to'g'ri</i>
6	Asosiy cheklanish modeli qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?	A	<i>material anizotrop</i>
		B	<i>material g'ovaksiz-yaxlit</i>
		C	<i>material izotrop</i>
		D	<i>barchasi noto'g'ri</i>
7	Egilish jarayonida qaysi ichki kuch sodir bo'ladi?	A	<i>bo'ylama kuch</i>
		B	<i>burovchi moment</i>
		C	<i>barchasi to'g'ri</i>
		D	<i>kesuvchi (qirquvchi) kuch</i>
8	Buralish jarayonida paydo bo'luvchi ichki kuch – zo'riqish qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?	A	<i>burovchi moment</i>
		B	<i>eguvchi moment</i>
		C	<i>ko'ndalang kuch</i>
		D	<i>bo'ylama kuch</i>
9	Qaysi javobda deformatsiya turlari to'g'ri ko'rsatilgan?	A	<i>chiziqli, burchakli, elastik</i>
		B	<i>cho'zilish-siqilish, plastik</i>
		C	<i>buralish, siljish, salqilik</i>
		D	<i>barchasi to'g'ri</i>
10	YUKlanish modeli qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?	A	<i>hajmiy va sirtqi kuchlar</i>
		B	<i>statik va dinamik (zarbali) kuchlar</i>
		C	<i>barchasi noto'g'ri</i>
		D	<i>to'plangan kuch, yoyilgan kuch, juft kuch</i>

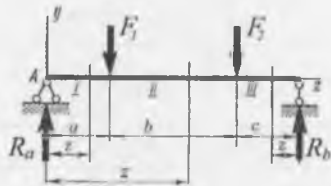
1		2	
11	CHO'zilish-siqilishda mustahkamlik sharti qanday ifodalanadi?	A	$\tau_{\max} = \frac{T}{W_{\rho}} \leq \tau_{adm}$
		B	$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq \sigma_{adm}$
		C	$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma_{adm}$
		D	$\tau_{kes} = \frac{F}{n 2 A} \leq \tau_{\max}$
12	CHO'zilish-siqilishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?	A	$\sigma = E \varepsilon$
		B	$\Delta \ell = \sum_{i=1}^n \Delta \ell_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \ell_i}{E_i A_i}$
		C	$\varphi_r = \frac{T_e}{G J_{\rho}} \cdot z$
		D	$\sigma = - \frac{1}{\mu} E \varepsilon'$
13	Qaysi formula buralishda deformatsiyaning potentsial energiyasini ifodalaydi?	A	$U = \frac{F^2 \ell}{2EA}$
		B	$U = \sum_{i=1}^n \frac{T_{ei}^2 l_i}{2G J_{i\rho}}$
		C	$U = \frac{\delta^2 A \ell}{2E}$
		D	$U = \frac{\sigma^2 A \ell}{2E}$
14	Qaysi formula egilishda deformatsiyaning potentsial energiyasini ifodalaydi?	A	$U = \frac{1}{2EJ_x} \int_{(l)} M^2 dz + \frac{\eta}{2GA_{(l)}} \int Q^2 dz$
		B	$U = \frac{\sigma^2 A \ell}{2E}$
		C	$U = \sum_{i=1}^n \frac{T_{ei}^2 l_i}{2G J_{i\rho}}$
		D	$U = \frac{F^2 \ell}{2EA}$

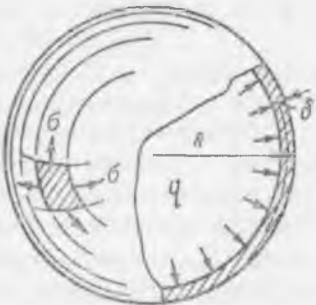
1		2	
15	Nuqtalar o'rniga to'g'ri javobni qo'yib o'qing Quyidagi formula "....." ni ifodalaydi: $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$	A	"Eguvchi moment, kesuvchi kuch va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabat"
		B	Elastiklik ϕ lari va cho'zilish-siqilishda ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti orasidagi munosabat
		C	"Burovchi moment va taralgan moment intensivligi orasidagi differensial va integral munosabat"
		D	barchasi to'g'ri
16	Nuqtalar o'rniga to'g'ri javobni qo'yib o'qing Quyidagi formula "....." ni ifodalaydi: $\frac{d^2 M_z}{dz^2} = \frac{dQ_y(z)}{dz} = -q$	A	to'g'ri javob ko'rsatilmagan
		B	Elastiklik ϕ lari va cho'zilish-siqilishda ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti orasidagi munosabat
		C	"Burovchi moment va taralgan moment intensivligi orasidagi differensial va integral munosabat"
		D	"Eguvchi moment, kesuvchi kuch va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabat"
17	Materiallarning asosiy mexanik xossalari ifodalovchi kattaliklarni aniqlang	A	$\sigma_{mut}, \sigma_e, \sigma_{o.ch.}, \sigma_{v.a.}$
		B	E, μ
		C	δ_ϕ, ψ
		D	to'g'ri javob ko'rsatilmagan
18	Ruxsat etilgan normal kuchlanishning formulasini toping	A	$\sigma_{o.ch} = \frac{F_{o.ch}}{A_0}$
		B	$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{uvf}}{n_{adm}}$
		C	$\psi = \frac{A_0 - A_p}{A_0} \cdot 100\%$
		D	$\delta_\phi = \frac{\ell_k - \ell_0}{\ell_0} \cdot 100\%$
19	Qiyshiq egilishda neytral o'qning holati qaysi formula yordamida aniqlanadi?	A	$\tan \beta = \frac{J_x}{J_y} \tan \phi$
		B	$y = -\frac{J_x}{J_y} \tan \phi \cdot x$
		C	$\left(1 + \frac{x_F}{i_y^2} x + \frac{y_F}{i_x^2} y\right) = 0$
		D	$\sigma_{max} = \frac{M_y}{W_y} + \frac{M_x}{W_x} \leq \sigma_{adm}$

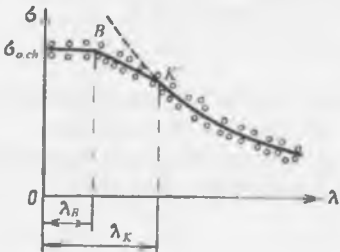
1		2	
20	 Ushbu diagramma “.....” ning siqilish jarayonini tavsiflaydi.	A	faqat mo'rt materiallar
		B	yuqori plastiklik hamda anizotrop xossalarni o'zida namoyon qiluvchi, masalan yog'och (qayin) kabi materiallar
		C	anizotrop xossalarni o'zida namoyon qiluvchi, masalan yog'och (qayin) kabi materiallar
		D	alyuminiy, latun, kam uglerodli po'lat kabi yuqori plastiklik xossalarni o'zida namoyon qiluvchi materiallar
21	Mazkur formula yordamida “.....” aniqlanadi: $a_{sh} = \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]$	A	tekis kuchlanish holatida potentsial energiya
		B	hajmning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiya
		C	shaklning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiya
		D	chiziqli kuchlanish holatida potentsial energiya
22	Ushbu formula yordamida nazariyasi bo'yicha ekvivalent kuchlanish aniqlanadi: $\sigma_{ekv}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_{adm}$	A	“Eng katta urunma kuchlanish”
		B	“Eng katta normal kuchlanish”
		C	“SHakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiyasi”
		D	“Eng katta nisbiy uzayish”
23	Ushbu formula qanday qonunni ifodalaydi? $\left. \begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{aligned} \right\}$	A	Dinamikaning ikkinchi (asosiy) qonunini
		B	Markaziy cho'zilish yoki siqilish, egilish, siljish hamda buralish jarayonlarida Guk qonunini
		C	Inersiya qonunini
		D	Umumlashgan Guk qonunini
24	Statik aniqmaslik darajasi nechaga teng? 	A	uchga teng
		B	ikkiga teng
		C	birga teng
		D	chizmada tasvirlangan va markaziy cho'zilish-siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi sterjen statik aniqdir
1		2	

25	Statik aniqmaslik darajasi nechaga teng? 	A birga teng B chizmada tasvirlangan va markaziy cho'zilish-siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi sterjenlar tizimidan va "absolyut qattiq" g'o'ladan tshkil topgan konstruktsiya statik aniqdir C uchga teng D ikkiga teng	
26	I va II oraliqlar uchun eguvchi momentning ifodasini toping 	A $M_z^I = -F \cdot z,$ $M_z^{II} = -Fz - \frac{1}{2}qz^2 + R_A(z - a)$ B $M_z^I = -F \cdot z,$ $M_z^{II} = -Fz - \frac{1}{2}qz^2$ C $M_z^I = -F \cdot z,$ $M_z^{II} = -Fz + R_A(z - a)$ D $M_z^I = -F \cdot z,$ $M_z^{II} = -\frac{1}{2}qz^2 + R_A(z - a)$	
27	II oraliq uchun bo'ylama kuch va normal kuchlanishlarning ifodasini toping 	A $N_x^I = H_A - 2F,$ $\sigma_x^I = \frac{H_A}{2F} - \frac{F}{2A}$ B $N_x^I = 2H_A + 3F,$ $\sigma_x^I = \frac{H_A}{2F} - \frac{F}{2A}$ C $N_x^I = 2H_A + F,$ $\sigma_x^I = \frac{H_A}{A} - \frac{F}{2A}$ D $N_x^I = H_A + 2F,$ $\sigma_x^I = \frac{H_A}{2A} + \frac{F}{A}$	
1		2	

28	Statik aniqmaslik darajasi nechaga teng? 	A	<i>chizmada tasvirlangan to'sin statik aniqdir</i>
		B	<i>uchga teng</i>
		C	<i>ikkiga teng</i>
		D	<i>birga teng</i>
29	Statik aniqmaslik darajasi nechaga teng? 	A	<i>chizmada tasvirlangan val statik aniqdir</i>
		B	<i>birga teng</i>
		C	<i>ikkiga teng</i>
		D	<i>uchga teng</i>
30	Qaysi formula yordamida cho'zilish-siqilishga teng qarshilik ko'rsatuvchi sterjenlarning mustahkam kesim yuza o'lchamlari aniqlanadi?	A	$A \geq \frac{N_{\max}}{\sigma_{adm}}$
		B	$A \geq \frac{F}{\sigma_{adm} - \gamma \cdot e}$
		C	$W_x \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}}$
		D	$W_x = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75T^2}}{\sigma_{adm}}$
31	Qaysi formula urunma kuchlanishlarnig juftlik qonunini ifodalaydi?	A	$\tau_{\max} = \frac{T}{J_\rho} \cdot R$
		B	$\tau = G \gamma$
		C	$\tau_y = \frac{QS_x^{a.w.p}}{bJ_x}$
		D	$\tau_{xy} = -\tau_{yx}$
32	Egilish deformatsiyasi uchun urunma kuchlanishni aniqlash bo'yicha D.Juravskiy formulasini toping	A	$\tau_{\max} = \frac{T}{J_\rho} \cdot R$
		B	$\tau = G \gamma$
		C	$\tau_y = \frac{QS_x^{a.w.p}}{bJ_x}$
		D	$\tau_{xy} = -\tau_{yx}$
1		2	

33	Qaysi shart yordamida to'sinlarning yuk ko'tara olishga layoqatliligi aniqlanadi?	A	$M_{max} \leq \sigma_{adm} \cdot W_x$
		B	$N_{max} \leq \sigma_{adm} \cdot A$
		C	$T_{max} \leq \tau_{adm} \cdot W_\rho$
		D	to'g'ri javob ko'rsatilmagan
34	Qaysi formula cho'zilish-siqilishga teng qarshilik ko'rsatuvchi sterjenlarning kesim yuzasi o'zgarish qonuniyatini ifodalaydi?	A	$A = F/\sigma$
		B	to'g'ri javob ko'rsatilmagan
		C	$W_x = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75T^2}}{\sigma_{adm}}$
		D	$A_z = A_0 \cdot e^{\frac{\gamma \cdot z}{\sigma_{adm}}}$
35	Ushbu formula yordamida qanday parametr aniqlanadi? $U = \frac{1}{2EJ_x} \int_{(l)} M^2 dz + \frac{\eta}{2GA} \int_{(l)} Q^2 dz$	A	cho'zilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi
		B	siqilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi
		C	egilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi
		D	buralishda deformatsiyaning potentsial energiyasi
36	Konsol uchun qirquvchi kuch va eguvchi momentlarning ifodasini toping 	A	$Q_z = -F,$ $M_z = -Fz - 3m$
		B	$Q_z = -2F,$ $M_z = Fz + m$
		C	$Q_z = -F,$ $M_z = -Fz + m$
		D	$Q_z = F,$ $M_z = Fz + m$
37	Oddiy to'sinning II oralig'i uchun qirquvchi kuch va eguvchi momentlarning ifodasini toping 	A	$Q_z^{II} = R_A - F_1,$ $M_z^{II} = R_A z - F_1(z - a)$
		B	$Q_z^{II} = R_A + F_1,$ $M_z^{II} = R_A z - F_1(z - a)$
		C	$Q_z^{II} = R_A - F_1,$ $M_z^{II} = R_A z + F_1(z - a)$
		D	$Q_z^{II} = F_1 - F_2,$ $M_z^{II} = R_A z - F_1(z - a)$

38	To'g'rito'rtburchakli kesimning og'irlik markazidan o'tuvchi gorizontaal o'qqa nisbatan inersiya momenti qanday aniqlanadi?	A	Barcha javoblar to'g'ri
		B	$J_{xs} = \frac{bh^3}{12}$
		C	$J_{xs} = \frac{bh^3}{3}$
		D	$J_{xs} = \frac{bh^3}{36}$
39	Egilishda doiraviy kesimning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan qutb qarshiligi momenti qanday aniqlanadi?	A	$W_{xs} = \frac{bh^2}{6}$
		B	$W_{\rho} = \frac{\pi \cdot D^3}{16}$
		C	$W_{\nu} = \frac{\pi \cdot D^3}{32}$
		D	$J_{\rho} = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$
40	YUpqa devorli idishlarni hisoblashda qaysi formula ishlatiladi? 	A	$\frac{\sigma_m}{\rho_m} + \frac{\sigma_t}{\rho_t} = \frac{p}{\delta}$
		B	$\pm \frac{d^2 v}{dz^2} = - \frac{M(z)}{EJ_x}$
		C	$\Delta = \sum_{i=1}^n \int_{(S)} \frac{M_i \bar{M}_i}{EJ} ds$
		D	$\Delta = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \eta_i^c}{EJ_i}$
41	Ushbu formula qanday nomlanadi? $\left. \begin{aligned} \sigma_r &= \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \\ \sigma_{\theta} &= \frac{r_1^2 p_1 - r_2^2 p_2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{r_1^2 r_2^2 (p_1 - p_2)}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2} \end{aligned} \right\}$	A	YUpqa devorli idishlar uchun Laplas formulasi
		B	Egilishda urunma kuchlanish - D.Juravskiy formulasi
		C	Egilishda normal kuchlanishni aniqlash bo'yicha Nave formulasi
		D	Qalin devorli quvurlarni hisoblash uchun Lane formulasi
1		2	

42	Grafikdan Eyler formulasining ishlatilish chegarasini ko'rsating 	A	$0 \div \lambda_B$
		B	$0 \div \lambda_K$
		C	$\lambda_B \div \lambda_K$
		D	$\lambda > \lambda_K$
43	F.Yasinskiyning empirik formulalarini ko'rsating	A	$\sigma_{sp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2},$ $\lambda = \frac{\mu \ell}{i_{min}}$
		B	$F_{sp} = \frac{n^2 \pi^2 E J_{min}}{\rho^2}$
		C	$\sigma_{sp} = a - b \cdot \lambda,$ $\sigma_{sp} = a - b \cdot \lambda + c \lambda^2$
		D	<i>barchasi to'g'ri</i>
44	Bo'yлама egilishda sterjen materialini o'zgartirmasdan uning egiluvchanligi 2 marta oshirilsa, kritik kuchlanish qanday o'zgaradi?	A	2 barobar oshadi
		B	2 barobar kamayadi
		C	4 barobar oshadi
		D	4 barobar kamayadi
45	Bo'yлама egilishda sterjen birligini o'zgartirmasdan uning uzunligi 4 marta oshirilsa, kritik kuch qanday o'zgaradi?	A	16 barobar oshadi
		B	16 barobar kamayadi
		C	8 barobar oshadi
		D	8 barobar kamayadi

GLOSSARIY

Asosiy cheklanishlar modeli - bi shunday farazlarki, birinchidan loyihalash - hisoblash jarayonlarini soddalashtiradi, ikkinchidan esa jism materiali yaxlit (g'ovaksiz), bir jinsli, izotrop, to'la elastik hamda tashqi kuchlar ta'siridan ideal elastik jismda hosil bo'ladigan kuchlanish va deformatsiyalar chiziqli bog'lanishda deb tahminlar yuritishga imkoniyat beradi.

Asosiy tizim - statik aniqmas sistemalardagi ortiqcha bog'lanishlarni va boshqa hamma yuklarni olib tashlab, hosil qilingan tizim.

Anizotrop materiallar - shunday materiallarki, ularning fizik-mexanik xossalari turli yo'nalishlar bo'yicha har xil bo'ladi; ularga yog'och, faner, plastmassa va tolali materiallar misol bo'ladi.

Aylanish burchagi - to'sin uzunligi bo'yicha olingan ixtiyoriy ko'ndalang kesimning dastlabki (deformatsiyalanmagan) vaziyatga nisbatan tekis qolgan holda neytral o'q atrofida ma'lum burchakka og'ishi.

Bikrlik - konstruksiya yoki konstruksiya qismlarining geometrik o'lchami va shakli o'zgarsa-da, ammo "haddan tashqari katta" deformatsiyalar hosil qilmasligi yoki boshqacha aytganda, deformatsiyalarga qarshilik ko'rsata olishi.

Brus - ko'ndalang kesim yuza o'lchamlari uzunlik o'lchamiga nisbatan juda kichik bo'lgan jism.

Bo'ylama kuch - ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuchlar va reaksiya kuchlaridan ko'ndalang kesim normaliga mos keluvchi o'qqa nisbatan olingan proeksiyalarning algebrak yig'indisi.

Burovchi moment - ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuchlar va reaksiya kuchlaridan ko'ndalang kesim normaliga mos keluvchi o'qqa nisbatan olingan momentlarning algebrak yig'indisi.

Bosh yuzalar - urinma kuchlanishlari nolga teng bo'lgan uzalar.

Bosh kuchlanishlar - bosh yuzalarga ta'sir qiluvch normal kuchlanishlar

Bo'ylama egilish - to'g'ri chiziqli uzun va ingichka siqilgan sterjenlar ustuvorligining yo'qolish hodisasi.

Burchakli ko'chish - jismdan ajratilgan kesmaning kuch qo'yilguncha va kuch qo'yilgandan holatlarining orasidagi burchak.

Birinci tur elastiklik moduli - proporsionallik chegarasigacha kuchlanish bilan deformatsiyaning proporsionallik koeffitsienti.

Dinamik (zarbli) kuchlar - juda qisqa vaqt mobaynida o'z miqdori va qo'yilish nuqtalarini sezilarli darajada katta tezliklar bilan o'zgartiruvchi kuchlar.

Deformatsiya - barcha ko'chishlarning to'plami bo'lib, jismlar shakli va hajmi o'zgarishi.

Elastik (butunlay yo'qoluvchi) deformatsiyalar - tashqi kuchlar ta'siri olingandan so'ng jism o'zining dastlabki geometrik shaklini egallaganda hosil bo'luvchi deformatsiyalar.

Eguvchi moment - ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan ko'ndalang kesim og'irlik markaziga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisi.

Epyura - ichki kuchlarning brus uzunligi bo'yicha o'zgarish qonuniyatlarini ko'rsatuvchi grafik yoki diagramma.

Elastiklik chegarasi - namuna yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan uning materiali chidash beradigan eng katta kuchlanish.

Eng katta normal kuchlanish nazariyasi - buni Galiley taklif etgan bo'lib, materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi degan tahmin (gipoteza)ga asoslangan nazariyadir.

Eng katta cho'zilish nazariyasi - buni Marriot taklif qilgan bo'lib, materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta cho'zilish sabab bo'ladi, degan tahminga asoslangan nazariyadir.

Eng katta urunma kuchlanishlar nazariyasi - buni Kulon taklif etgan bo'lib, materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta urunma kuchlanishlar sabab bo'ladi, degan taxminga asoslangan nazariyadir.

Egilgan o'q yoki elastik chiziq - deformatsiyalangan to'sinning barcha ko'ndalang kesim og'irlik markazlarining geometrik o'rnini.

Ferma - bir qancha sterjenlarning sharnirlar vositasida tutashtirilishidan hosil bo'lgan geometrik o'zgarmas tuzilma.

Guk qonuni - proporsionallik chegarasigacha kuchlanish va deformatsiyaning o'zgarmas nisbatda bo'lishining matematik ifodasi. SHuningdek, deformatsiya yo'qolgunch deformatsiya kattaligi diformatsiyalovchi kuchga to'g'ri - chiziqli mutonasibdir.

Hisob chizmasi - haqiqiy konstruksiyalar va ularning qismlari uncha muhim bo'lmagan ikkinchi darajali konstruktiv xususiyatlar va tashqi omillardan xalos etilib, ular shartli ravishda soddalashtirilgan ko'rinishlardagi, qulaylashtirilgan y'ani ixchamlashtirilgan tasvir.

Ichki kuchlar yoki zo'riqishlar - deformatsiyalangan jism tarkibidagi zarrachalarning dastlabki muvozanatini saqlash yoki tiklashga intilgan kuchlar.

Kesish usuli - deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarning kesimlarida hosil bo'luvchi ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisini topish maqsadida qo'llaniladigan uslub.

Kesish usulining mohiyati - quyidagi ishlarni navbat bilan bajarishdan iborat:

- 1) brusni ixtiyoriy tekislik bilan fikran kesish;
- 2) ixtiyoriy tomonni alohida ajratib olish;
- 3) ajratilgan qismning dastlabki muvozanatini tiklash maqsadida tashlab yuborilgan tomonning ta'sirini kesim yuzi bo'yicha ixtiyoriy ravishda

taqsimlanuvchi va kesimning har bir nuqtasiga qo'yilgan kuchlar bilan almashish;

4) ajratilgan qismning muvozanatini tekshirish.

Ko'ndalang kuch - ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan markaziy bosh inersiya o'qlari ox va oy larga nisbatan olingan proektsiyalarning algebraik yig'indisi.

Konstruksion materiallarning asosiy mexanik xossalari - bunda ularning elastiklik, mustahkamlik, plastiklik, energetik, qattiqligi hamda zarbiy qovushqoqlik kabi sonli va sifat ko'rsatkichlari tushuniladi.

Ko'ndalang kesimning biktligi - bu shunday 2 ta muhim parametrlarning o'zaro ko'paytmasi, ulardan *biri materiallarning elastiklik moduli* (masalan, markaziy cho'zilish yoki siqilishda va egilishda birinchi tur elastiklik - Yung modulidan, siljish va buralishda esa ikkinchi tur elastiklik modulidan iborat) hamda *ikkinchisi* esa umumiy holda *tekis shaklning geometrik xarakteristikasini* (masalan, markaziy cho'zilish yoki siqilishda va siljishda kesim yuza, buralish va egilishda tegishlica, qutb va o'qli inertsia momentlaridan iborat) ifodalaydi.

Ko'ndalang egilishda kesim yuzalarda eguvchi momentdan tashqari kesuvchi kuch ham paydo bo'ladi.

Kesim yadrosi - markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusning kesim og'irlik markazi atrofida joylashgan shunday yopiq sohaki, agar kuch shu sohaning ichkarisiga yoki uning konturiga qo'yilsa, kesimda faqat bir xil ishorali kuchlanish paydo bo'ladi.

Kritik kuch - farqsiz muvozanat holatiga tegishli shunday kuchki, agar uning qiymati "go'yoki salgina" kamaytirilsa sterjen ustuvor, aksincha oshirilsa, u noustuvor muvozanat holatni egallaydi.

Lyuders-CHernov chiziqlari - oquvchanlik maydonchasida namunaning yaltiroq sirti xiralashib, uning o'qi bilan 45° burchak tashqil etuvchi darz chiziqlari.

Mustahkamlik - konstruksiya yoki konstruksiya qismlarining buzilmasdan (bo'laklarga ajralib ketmasdan) qarshilik ko'rsatib, bardosh bera olishi.

Mustahkamlik chegarasi - namuna chidash bera olmaydigan eng katta kuchning uning dastlabki kesim yuzasiga bo'lgan nisbati.

Mo'rtlik - tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning sezilarli darajada qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan buzilish layoqati.

Mustahkamlik shartlari - bu sunday sartlarki, tekshirilayotgan muammolarning mazmun-mohiyatidan kelib chiqib brus (sterjen, val, to'sin)larning ko'ndalang kesimlarida paydo bo'lgan maksimal kuchlanishlarni mazkur brus materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar bilan taqqoslash barobarida quyidagi 3 ta masalani hal etishga asos bo'ladi:

- mustahkamlikka tekshirish;
- mustahkam kesim yuza tanlash;
- eng katta kuch (yuk)ni aniqlash.

Mustahkamlik nazariyalari - materiallarda xavfli holatning boshlanish sabablarini tajribalarga asoslangan cheklanish (taxmin)lar yordamida turli omillarga bog'lab tekshiruvchi nazariyalar.

Neytral qatlam - egilish jarayonida to'sinning cho'zilmagan va siqilmagan tolalari yotgan qatlami.

Neytral o'q - neytral qatlam tekisligi bilan to'sinning ko'ndalang kesim tekisligi kesishganda hosil bo'luvchi chiziq.

Normal kuchlanish — to'la ko'chlanishning yuzaga perpendikulyar yo'nalgan proektsiyasi.

Oquvchanlik chegarasi - deyarli o'zgarmas kuchda ham sezilarli darajada deformatsiyaning oshishi sodir bo'lishi, yani materiallarnind go'yoki "oqishi"ga mos holat.

Plastina yoki plita - qalinligiga nisbatan qolgan ikkita o'lchamlari katta bo'lgan va tekis parallel sirtlar bilan chegaralangan jismlar.

Plastik (qoldiq) deformatsiyalar - jismdan tashqi kuchlar olingandan keyin ham u o'zining dastlabki geometrik shaklini egallay olmaganda hosil bo'luvchi deformatsiyalar.

Puxtalanish (naklyop) - namuna oquvchanlik chegarasidan yuqori kuchlanishda yuklanib, to'satdan qayta yuksizlantirilganda mutanosiblik chegarasi ortib, oquvchanlik maydonchasi yo'qolishi, shuningdek, plastiklik xususiyati kamayib, mo'rtligi oshisi.

Plastiklik - tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning buzilmasdan qoldiq deformatsiya olish layoqati.

Puasson koeffitsienti — ko'ndalang va bo'ylama deformatsiyalarning o'zaro nisbati.

Teng qarshilikli sterjenlar - ko'ndalang kesimlari uzunlik bo'ylab ma'lum qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi va barcha ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanishlari ruxsat etilgan normal kuchlanishga teng bo'lgan sterjenlar.

Qobiq - qalinligiga nisbatan qolgan ikkita o'lchamlari katta bo'lgan va egri sirtlar bilan chegaralan jismlar.

Qistirib mahkamlangan tayanch - unga tutashtirilgan to'sin kesimining to'g'ri chiziqli va burchakli ko'chishlariga yo'l qo'ymaydigan tayanch.

Qattqlik - materialning yuzasiga boshqa materialning botib kirishiga qarshilik ko'rsata olish xususiyati.

Qiyshiq egilish - barcha tashqi yuklar (tayanch reaksiyalari ham) to'sinning bo'ylama o'qidan o'tuvchi bitta tekislikda yotganda, lekin bu tekislik bosh inersiya tekisliklari bilan ustma-ust tushmaganda hosil bo'luvchi egilish.

Rama - bir qancha bruslarning o'zaro biktir qilib tutashtirilishi natijasida hosil bo'lgan tuzilma; ramaning vertikal sterjenlari ustun, gorizonta sterjenlari esa rigel deyiladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar - tajribalar yordamida materiallarning asosiy mexanik tavsiflari aniqlangandan keyin, topish mumkin bo'lgan shunday kuchlanishlarki, ular ta'sirida mazkur materiallardan tayyorlangan

konstruksiyalarning tarkibiy qismlari belgilangan muddat davomida o'zining mustahkamligini yo'qotmasdan xavf-xatarsiz ishlaydi.

Sterjen - cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus.

Statik kuchlar - noldan boshlab o'zining oxirgi qiymatigacha sekin, bir tekisda oshib boruvchi, keyin esa o'zgarimasdan qoluvchi kuchlar.

Sof siljish - elastik sterjendan ma'lum qiyalikdagi tekisliklar yordamida ajratib olingan elementning tomonlariga faqat urunma kuchlanishlar ta'siridagi tekis kuchlanish holatidir. Shuningdek, sof siljishda hajmning o'zgarishidan hosil bo'ladigan solishtirma potentsial energiya nolga teng bo'lib, to'la solishtirma potentsial energiya shaklning o'zgarishiga sarf bo'ladigan solishtirma potentsial energiyadan iborat bo'ladi.

Sof egilishda to'sinning ko'ndalang kesim yuzalarida kesuvchi kuch nolga teng bo'lib, eguvchi moment o'zgarma miqdorga teng bo'ladi.

Salqilik - to'sinning ko'ndalang kesimi og'irlik markazining to'sin o'qiga tik (perpendikulyar) yo'nalishdagi ko'chishi.

To'sin - egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brus.

Tadqiqot mavzui quyidagilardan iborat:

a) konstruksiya qismlarining o'ziga xos, ayniqsa xavfli kesimlarida paydo bo'luvchi ichki kuch, kuchlanish, deformatsiya va ko'chishlarni aniqlash;

b) konstruksiya qismlarining mustahkamlik, bikrlilik, ustuvorlik kabi talablarni qanoatlantiruvchi zaruriy, ishonchli va amalda foydalanishga qulayroq o'lchamlarini aniqlash;

d) berilgan o'lchamlar bo'yicha konstruksiya qismlarining xavf-xatarsiz ishlashini ta'minlovchi eng katta kuch (yuk)larni topish.

Tekis shakllarning geometrik tavsiflari - bular buralish, egilish, murakkab deformatsiya, siqilgan sterjenlarning ustuvorligi va dinamik yuklarning ta'sirlarini o'rganishda muhim ahamiyatga ega bo'lib, ular quyidagilardan iboratdir:

- tekis shakllarning o'qqa nisbatan statik momentlari;
- tekis shakllarning inersiya momentlari;
- tekis shakllarning qarshilik momentlari.

Tekis egilish - barcha tashqi yuklar (tayanch reaksiyalari ham) to'sinning bo'ylama o'qidan o'tuvchi bitta tekislikda yotganda va bu tekislik simmetriya tekisliklari bilan ustma-ust tushganda hosil bo'luvchi egilish.

Teng kuchli (ekvivalent) tizim - brusga qo'yilgan tashqi kuchlar va ortiqcha bog'lanishlar bilan yuklatilgan asosiy tizim.

Toliqish - darz paydo bo'lish va emirilishga olib keladigan davriy o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siridan material shikastlanishining asta-sekin to'planish jarayoni.

Ustuvorlik - konstruksiya yoki konstruksiya qismlarining dastlabki (yuk qo'yilmagan paytdagi) elastik muvozanat holatni saqlay olishi esa deyiladi.

Ustuvor muvozanat - etarli darajada kichik siquvchi kuch ta'siridagi sterjenni birorta ko'ndalang kuch bilan yon tomondan turtib yuborilganda, kuchlar ta'siri to'xtatilgach, sterjen bir oz tebranib, o'zining dastlabki to'g'ri chiziqli holatiga qaytgandagi holati.

Urinma kuchlanish - to'la ko'chlanishning yuzaga urinma yo'nalgan proeksiyasi.

Val - buralishga qarshilik ko'rsatuvchi brus.

Vazmin jismlar - uchala o'lchamlari ham bir xil tartibda bo'lgan jismlar hisoblanib, ularga binolarning asosi, devor damba, ko'prik tayanchi va shu kabilar misol bo'ladi.

Yupqa devorli sterjenlar - uchala o'lchamlari mos ravishda bir-birlaridan taxminan $8 \div 10$ martagacha farq qiluvchi jismlar.

Zarbiy qovushqoqlik - materiallarning zarbiy kuchlar ta'siriga sinmasdan qarshilik ko'rsata olish xususiyati.

O'qli kuchishlar - chiziqli ko'chishning koordinata o'qlariga proeksiyalari.

SHarnirli-qo'zg'aluvchan tayanch - to'sin uchining gorizontal ko'chishi va ko'ndalang kesimining aylanishiga qarshilik ko'rsatmaydigan tayanch.

SHarnirli-qo'zg'almas tayanch - nuqtaga tegishli kesimning erkin aylanishiga imkon bersada, lekin to'sin uchining hech qanday chiziqli ko'chishiga yo'l qo'ymaydigan tayanch.

Statik aniq masalalar - Tekshirilayotgan ob'ektlarning tayanchlarida hosil bo'luvchi reaksiya kuchlarini va ularning ixtiyoriy kesimlaridagi ichki kuchlarni faqat statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lgan masalalar.

Statik aniqmas masalalar - reaksiya kuchlari va ichki kuchlarni statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lmagan masalalar.

"SHakl o'zgarishi bilan bog'liq solishtirma potentsial energiya" nazariyasi - bunga ko'ra materiallarda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potentsial energiya sabab bo'ladi degan cheklanishga asoslangan nazariyadir.

CHo'zilish yoki siqilish - tekshirilayotgan sterjenlarning ko'ndalang kesimlarida oltita ichki kuch omillaridan faqatgina bitta bo'ylama kuch $N(z)$ ta'sir ko'rsatib, qolganlari esa nolga teng bo'lgandagi deformasiya.

Chidamlilik - materiallarning toliqishga qarshi tura olish xususiyati.

CHidamlilik chegarasi - sikllar soni cheklanmagan holda ko'p bo'lganida detalning toliqish emirilishiga sabab bo'lmaydigan sikl maksimal kuchlanishining eng katta qiymati.

CHiziqli kuchish - jismdan ajratilgan nuqtaning kuch qo'yilguncha va kuch qo'yilgandan keyingi holatlarini birlashtiruvchi vektor.

ADABIYOTLAR

1. A.Nabiyev Materiallar qarshiligi. Darslik – T.: “Yangi asr avlodi”, tuzatilgan, to’ldirilgan 2-nashri. 2008. –380 b.
2. A.Nabiyev Materiallar qarshiligi. Darslik – T.: “Navro’z” nashriyoti, tuzatilgan, to’ldirilgan 3-nashri. 2019. –412 b.
3. M.T.Ўрозбоев Материаллар каршилиги асосий курси. Дарслик. – Т.: “Ўкитувчи”, қайта ишланган, 2-нашри. 1973. –510 б.
4. A.Nabiyev, S.Hasanov Materiallar qarshiligi. O’quv qo’llanma –T.: Fan va texnologiya, 2005. –426 b.
5. B.Habilov ba boshq. Materiallar qarshiligi. O’quv qo’llanma. –T.: “O’qituvchi”, 2007. –318 b.
6. A.Nabiyev, J.Shosalimov, M.Ergashev Texnik mexanika. Darslik –T.: “DAVR NASHRIYOTI”, 2017. –256 b.
7. S.Hasanov, A.Nabiyev Materiallar qarshiligidan masalalar yechish. –T.: “Ozbekiston”, 2006. –288 b.
8. M.Ergashov Materiallar qarshiligidan hisoblash-loyihalash ishlari –T.: “Moliya”, 2003. – 244 b.
9. A.Александров Сопротивление материалов –М.: Высшая школа, 2001. –560 с.
10. A.В.Дарков и др. Сопротивление материалов –М.: Высшая школа, 4-е издание, переработанное. 1975. –654 с.
11. X.A.Рахматулин, Ю.А.Демьянов Прочность при интенсивных кратковременных нагрузках. –М.: Физматгиз, 1961. – 546 с.
12. В.Ф.Горбунов Изучай сопротивление материалов самостоятельно: Учеб. Пособие. –Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2008. – 162 с., ил.
13. Г.С.Писаренко и др. Сопротивление материалов –К.: Высшая школа, 5-е издание, переработанное и дополн. 1986. –775 с.
14. П.А.Степин Сопротивление материалов –М.: Издательство “Лань”, 9-е издание, переработанное и дополн. 2012. –322 с.
15. В.И.Феодосьев Сопротивление материалов. –М.: Издательство МГТУ им. Н.Баумана, 2003. –592 с.
16. A.И.Винокуров Сборник задач по сопротивлению материалов. –М.: Высшая школа, 1990. –384 с.
17. К.Лихарев, Н.Сухова Сборник задач по курсу “Сопротивление материалов”, –М.: “Машиностроение”, 1980. –224 с.

18. Е.Г.Макаров Сопротивление материалов на базе “MathCAD”, Учебный курс. –СПб.Питер. 2005. –448 с.
19. Н.В.Дремова, М.С.Эшонов Расчет статически неопределимых балок при изгибе с применением математической программы “MathCAD”, ТИТЛП, 2014. –54 с.
20. James M.Gere, professor Emeritus, Stanford University, Mechanics of Materials, Sixth ED. Thomson, Canada, Mexico, Spain, United States, 2004.
21. Beer F.P., Groover, M.P. Strength of Materials, Textbook, McGraw-Hill, Inc., 1998.
22. Gere J.,Timoshenko S. Mechanics of Materials, PWS Publishing Company, Boston, 2006.
23. Michalec, J. et al. Strength of Materials, Textbook of CTU in Prague, 1995.
24. Nash, W.A. Green, D., Strength of Materials, Textbook, 2009.
25. Timoshenko, S.P. and D.H. Young. Elements of Strength of Materials, 5th edition. (MKS System), 1996.
26. Hearn, E.J. Mechanics of Materials, Butterworth-Heinemann, Linacre House, Jordon Hill, Oxford OX2, 1997.
27. Doc. Ing. Miroslav Sochor, CSc. Strength of Materials, Textbook, Ceske vysoke useni technike Prase, 2012.
28. <http://ziyonet.uz>
29. Internet saytlari:
www.lex.uz, <http://www.tothelp.ru/theor/sopromat/>,
www.gov.uz.

MUNDARIJA

To'rtinchi nashrga so'z boshi	4
--	----------

I-MODUL. KIRISH

1.1-§	Materiallar qarshiligi fanining asosiy uchta masalasi	5
1.2-§	Konstruksiya va uning qismlarini modellashtirish	6
1.3-§	Ichki kuchlar va kesish usuli	10
1.4-§	Kuchlanishlar.....	12
1.5-§	Fanning o'rganish va tadqiqot mavzui	14
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	17

II-MODUL. ICHKI KUCHLARNING EPYURALARI

2.1-§	Epyura qurish qoidalari	18
2.2-§	Bo'ylama kuch va taralgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar	19
2.3-§	Bo'ylama kuchlarning epyuralari	20
2.4-§	Burovchi moment va taralgan moment intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar	21
2.5-§	Burovchi momentlarning epyuralari	22
2.6-§	Eguvchi moment, kesuvchi kuch va yoyilgan kuch intensivligi orasidagi differensial va integral munosabatlar	23
2.7-§	Ichki kuchlarning epyuralarini qurishga MathCAD dasturining tadbiqui bo'yicha umumiy mulohazalar	30
2.8-§	CHO'zilish yoki siqilishga oid masalalar echishda MathCAD dasturini qo'llash	33
2.9-§	Buralishga oid masalalar echishda MathCAD dasturini qo'llash	43
2.10-§	Egilishga oid masalalar echishda MathCAD	51

dasturini qo'llash	
Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	61

III-MODUL. MARKAZIY CHO'ZILISH YOKI SIQILISH

3.1-§	Asosiy mulohazalar.....	62
3.2-§	Materiallarning asosiy mexanik xossalarini tajribalar yordamida aniqlash.	66
3.3-§	Ruxsat etilgan kuchlanishlar	74
3.4-§	CHO'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti	75
3.5-§	Metallmas materiallar	76
3.6-§	CHO'zilish yoki siqilishda deformatsiyaning potensial energiyasi	78
3.7-§	CHO'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning xususiy og'irliklarini e'tiborga olish	79
3.8-§	CHO'zilish va siqilishda static aniqmas masalalar	84
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	91

IV-MODUL. KUCHLANISHLARNING TAHLILI

4.1-§	Asosiy mulohazalar	92
4.2-§	Qiya kesimlardagi kuchlanishlar	93
4.3-§	Bosh yuzalarning holati va bosh kuchlanishlarni aniqlash	97
4.4-§	Siljish yuzalarining holati va ekstremal urunma kuchlanishlarni aniqlash	98
4.5-§	Umumlashgan Guk qonuni.....	99
4.6-§	Deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi	101
4.7-§	Mustahkamlik nazariyalari.	102
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	110

V-MODUL. SILJISH

5.1-§	Sof siljish.....	111
5.2-§	Siljishga ishlovchi konstruktsiya	

	elementlarining hisobi	114
5.3-§	Oddiy birikmalarni hisoblashda MathCAD dasturini qo'llash	116
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	122

VI-MODUL. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

6.1-§	Asosiy mulohazalar	123
6.2-§	Tekis shakllarning o'qqa nisbatan statik momentlari	124
6.3-§	Tekis shakllarning inersiya momentlari	125
6.4-§	Oddiy tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash	126
6.5-§	Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash	127
6.6-§	Koordinata o'qlari parallel ko'chganda inersiya momentlarining o'zgarishi	129
6.7-§	Koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlarining o'zgarishi	131
6.8-§	Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari	132
6.9-§	Tekis shakllarning qarshilik momentlari	133
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	138

VII-MODUL. BURALISH

7.1-§	Valning buralishi	139
7.2-§	Valning buralishda mustahkamlik sharti	144
7.3-§	Buralishda deformatsiyaning potensial energiyasi	146
7.4-§	Buralishda statik aniqmas masalalar	154
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	159

VIII-MODUL. TEKIS EGILISHDA KUCHLANISHLARNI ANIQLASH

8.1-§	Asosiy tushunchalar.....	160
8.2-§	Sof egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash	161
8.3-§	Ko'ndalang egilishda urunma kuchlanishlarni aniqlash	167
8.4-§	To'sinlarning mustahkamligini normal kuchlanishlar bo'yicha tekshirish	171
8.5-§	To'sinlarning mustahkamligini urunma kuchlanishlar bo'yicha tekshirish	172
8.6-§	To'sinlarning mustahkamligini bosh kuchlanishlar asosida tekshirish	173
8.7-§	Egilishda deformatsiyaning potensial energiyasi	176
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	185

IX-MODUL. TO'SINLARNING KO'CHISHLARINI ANIQLASH

9.1-§	Umumiy mulohazalar	186
9.2-§	Egilgan o'qning differensial tenglamasi	187
9.3-§	Elastik chiziqning taqribiy differensial tenglamasini integrallash usuli	189
9.4-§	Boshlang'ich parametrlar usuli.....	196
9.5-§	Mor usulida ko'chishlarni aniqlash	204
9.6-§	Vereshagin formulasi yordamida ko'chishlarni aniqlash	204
9.7-§	Mor integralini hisoblashda matritsalar nazariyasining tadbiqu	212
9.8-§	Statik aniqmas to'sinlarni hisoblash	224
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	236

X-MODUL. MURAKKAB QARSHILIK

10.1-§	Asosiy tushunchalar	237
10.2-§	Qiyshiq egilish	238

10.3-§	Markazlashmagan cho‘zilish yoki siqilish	241
10.4-§	Siljish va buralishning birgalikdagi ta’siri	242
10.5-§	Buralish va egilishning birgalikdagi ta’siri	244
	Muammoli muloqatlarga yo’naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	254

XI-MODUL. STATIK ANIQMAS TIZIMLARNI KUCH USULIDA HISOBLASH

11.1-§	Asosiy tushunchalar	255
11.2-§	Kuch usulining kanonik tenglamalari	258
11.3-§	Statik aniqmas ramalarni kuch usulida hisoblash rejasi	260
11.4-§	Statik aniqmas to’sin va ramalarni kuch usulida hisoblashda matritsalar nazariyasining tadbiqu	262
	Muammoli muloqatlarga yo’naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	267

XII-MODUL. SIQILGAN STERJENLARNING USTUVORLIGI (BO‘YLAMA EGILISH)

12.1-§	Asosiy tushunchalar	268
12.2-§	Kritik kuchni topishning Eyler usuli	271
12.3-§	Sterjen uchlari mahkamlanish usullarining kritik kuchga ta’siri	274
12.4-§	Kritik kuchlanish. Eyler formulasining tadbiq etilish chegarasi	276
12.5-§	Siqilgan sterjenlarni amalda hisoblash usuli	279
12.6-§	Bo‘ylama-ko‘ndalang egilish	283
	Muammoli muloqatlarga yo’naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	294

XIII-MODUL. YUPQA DEVORLI IDISHLAR VA QALIN DEVORLI QUVURLAR HISOBI

13.1-§	Asosiy tushunchalar	295
13.2-§	YUpqa devorli idishlar hisobi. Laplas formulasi	296
13.3-§	Tashqi va ichki bosim ostidagi qalin devorli quvurlar	303
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	311

XIV-MODUL. ZARBALI VA DAVRIY O'ZGARUVCHAN YUKLARDA MUSTAHKAMLIK

14.1-§	Umumiy mulohazalar	312
14.2-§	Zarbali yuklar ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanishlar	314
14.3-§	O'zgaruvchan kuchlanishlar va metallarning charchashi haqida qisqacha mulohazalar	322
14.4-§	Simmetrik sikl uchun toliqish egriligi.....	325
14.5-§	Simmetrik bo'lmagan sikl uchun chegaraviy amplitudalar diagrammasi	326
14.6-§	O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka hisoblash	327
	Muammoli muloqatlarga yo'naltirilgan davra suhbatlari uchun namunaviy nazorat savollari va topshiriqlar	330
	Ilovalar	331
	Testlardan namunalar	336
	Glossariy	345
	Adabiyotlar	351

Nabiyev Abdimal

MATERIALLAR QARSHILIGI

(nazariyalar va masalalar)

Muxarrir: C.M. Kamilova

Musaxxix: F.L. Iyatova

“IQTISODIYOT DUNYOSI” – 2019.