

T.S. XUDOYBERDIYEV

TRAKTOR VA
AVTOMOBILLAR

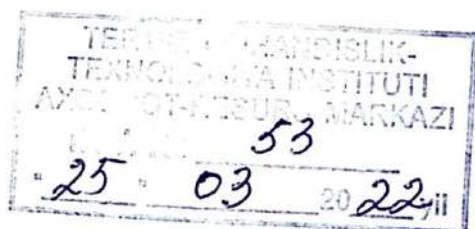
NAZARIYASI HAMIDA HISOBI

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI
QISHLOQ VA SUV XO'JALIGI VAZIRLIGI
TOSHKENT IRRIGATSIYA VA MELIORATSIYA
INSTITUTI

T.S.XUDOYBERDIYEV

TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR NAZARIYASI HAMDA HISOBI

*O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim
vazirligining oliy o'quv yurtlararo ilmiy - uslubiy birlashmalar
faoliyatini muvofiqlashtiruvchi kengashi tomonidan darslik
sifatida tavsiya etilgan*



TOSHKENT - 2005

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО И ВОДНОГО ХОЗЯЙСТВА
РЕСПУБЛИКИ УЗБЕКИСТАН**

**ТАШКЕНТСКИЙ ИНСТИТУТ
ИРРИГАЦИИ И МЕЛИОРАЦИИ**

Т.С.ХУДАЙБЕРДИЕВ

**ТРАКТОРЫ И
АВТОМОБИЛИ
ТЕОРИЯ И РАСЧЕТ**

**THE MINISTRY OF AGRICULTURE AND WATER
MANAGEMENT REPUBLIC OF UZBEKISTAN**

T.S.HUDOYBERDIEV

**TRACTORS AND
AUTOMOBILES**

**THE THEORY AND
CALCULATIONS**

Ushbu kitobda traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi bayon qilingan bo'lib, unda traktor va avtomobillarning umumiy dinamikasi, kuch va quvvat balansi, yonilg'i tejamkorligi, tormozlash dinamikasi, boshqariluvchanlik, burilish va turg'unlik kabi masalalar mukammal yoritilgan. Yo'l to'siqlaridan o'tuvchanlik va yurish ravonligi to'g'risida qisqa, lekin yetarli darajada ma'lumot berilgan. Shuningdek, asosiy qismlarning hisoblash uslublari misollar yordamida yoritilgan.

Mazkur kitob oliy o'quv yurtlarining qishloq xo'jaligini va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalash yo'nalishi talabalari uchun mo'ljallangan bo'lib, undan shu soha magistrantlari ham foydalanishlari mumkin.

* * *

В этой книге изложена теория и расчет тракторов и автомобилей, где подробно освещены общая динамика тракторов и автомобилей, тяговый и мощностной балансы, топливная экономичность, тормозная динамика, управляемость, поворачиваемость и устойчивость. Представлены краткие, но достаточные сведения о проходимости тракторов и автомобилей. Даны примеры методики расчетов основных деталей и узлов.

Книга предназначена для бакалавров вузов по направлениям механизация сельского хозяйства и механизация мелiorативных работ, а также ею могут пользоваться магистранты вышеотмеченных специальностей.

* * *

The textbook presents theory of tractors and automobiles, where is given general tractors and automobiles dynamics, power and pulling balances, fuel efficiency, braking dynamics, handling, turnability and stability. Brief but sufficient information is given on passibility of road obstacles. Of Methods of calculation of parts and blocks are presented.

The textbook is intended for the bachelor students of high education institutions on mechanization of agriculture and mechanization of melioration work and also could be used by master students of the same specialties.



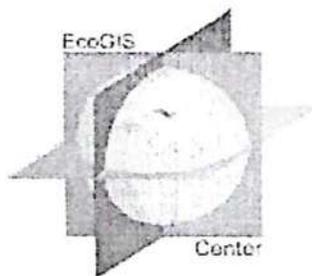
European Commission

TEMPUS

TACIS



Education and Culture



EcoGIS

Center

SO'Z BOSHI

O'zbekiston Respublikasi mustaqillikka erishgandan so'ng barcha sohalarda bo'lganidek ta'lim tizimida ham islohotlar keng ko'lamda olib borilmoqda. «Kadrlar tayyorlash Milliy dasturi» hamda «Ta'lim to'g'risida» Qonunning qabul qilinishi ta'lim sohasida olib borilayotgan islohotlarning asosiy yo'nalishlari va vazifalarini belgilab berdi. Mazkur hujjatlardan kelib chiqadigan asosiy vazifa—ma'naviyatli, barkamol avlodni tarbiyalash va dunyo standarti talabiga mos keluvchi mutaxassislarni tayyorlashdir. Shu vazifalarni bajarishda zamon talabi asosida yaratilgan darslik va o'quv qo'llanmalarining o'z o'rnini bor. Mazkur kitob ham shu yo'nalishda bajarilgan ishlardan bo'lib, o'zining bayoni va o'zbek tilida birinchilar qatorida yozilganligi uchun qishloq xo'jaligini va melioratsiya ishlarini mexanizatsiyalashtirish fakulteti talabalari tomonidan foydalanib kelinmoqda.

Ma'lumki, qishloq xo'jaligi kundan-kunga rivojlanib, xilma-xil yangi traktor va qishloq xo'jalik mashinalari bilan jihozlanib bormoqda. Shuni ta'kidlash kerakki, qishloq xo'jaligi qanday yangi texnikalar bilan jihozlanmasin, ulardan unumli va samarali foydalanish, ularning uzoq ishlashi va puxtaligini oshirish doimo shu kunning dolzarb masalalaridan biri bo'lib qolaveradi. Shuning uchun texnikalarning konstruksiyasi bilan chuqur tanish bo'lgan va ularni ishlatishni yaxshi o'zlashtirgan yuqori malakali kadrlarni tayyorlash ham asosiy vazifalardan biridir.

Tayyorlanayotgan har bir mutaxassis texnikani puxta bilishi, ularning ekspluatatsion xususiyatlarini to'g'ri baholay olishi va shunga asosan ishni tashkil qilishi, qishloq xo'jaligi va melioratsiya mashinalarini ish sharoitiga qarab to'g'ri tanlash kabi masalalarni yecha bilishi kerak.

Kitobda bu masalalar yetarli va o'quvchi uchun tushunarli darajada yoritilgan.

Kitob 12 bobdan iborat bo'lib, traktor va avtomobillarning umumiy dinamikasi, kuch va quvvat balansi, yonilg'i tejamkorligi, tormozlash dinamikasi, boshqaruvchanlik, burilishi va turg'unlik kabi masalalarning nazariy tomoni, amaliyotda namoyon bo'lish holatlari va shu masalalarni yaxshilashning yo'riqlari mukammal yoritilgan. Traktor va avtomobillarning o'tag'onligi haqida asosiy ma'lumot berilgan. Shuningdek, kitobning oxirida traktor va avtomobillar shassisining asosiy qismlarini hisoblash uslublari bayon qilingan bo'lib, yuqorida sanab o'tilgan masalalarni o'rganishda bo'lajak mutaxassislarga yaqindan yordam beradi degan umiddamiz.

K I R I S H

«Traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi» kursida traktor va avtomobillarining ekspluatatsion xususiyatlari o'rganiladi hamda ularning tasniflarini aniqlash va asosiy uzellari, detallarini mustahkamlikka hisoblash yo'llari bilan tanishiladi. Bundan tashqari, ushbu kursda mashinalar konstruksiyasi va ishlash sharoitining traktor va avtomobillar ekspluatatsion xususiyatlarga ta'siri o'rganiladi hamda bu ekspluatatsion xususiyatlarni baholovchi o'lchash asboblarining tuzilishi, ularning ishlash prinsipi bilan tanishiladi.

Shuni ham aytish kerakki, «Traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi» kursi faqat mavjud mashinalarning ekspluatatsion xususiyatlarini o'rganish bilan chegaralanmay, u mavjud mashinalarni o'rganish asosida kelajak mashinalarini takomillashtirish va ularning samaradorligini oshirish yo'llarini ilmiy jihatdan asoslab beradi.

Ma'lumki, mashina detallari murakkab konstruksiyaga va harakat qonuniyatlariga ega. Shuning uchun ularning harakatini umumiy tarzda ifodalovchi matematik ifodalarda tuzish qiyin hamda bu ifodalardan amalda foydalanish noqulay. Ushbu fan bularni hisobga olgan holda, mashinalarning harakatini o'rganish jarayonida boshqa muhandislik fanlari kabi, ba'zi bir «soddalashtirish»larga yo'l qo'yadi, ya'ni masalaning asosiy tomonlarini o'rganib, ikkinchi darajali tomonlarini chetlab o'tadi. Shuning uchun olingan natija ba'zan haqiqiydan bir oz chetga chiqishi mumkin, lekin bu natijalar amaliy hisoblar uchun ma'lum darajada aniq va yetarli bo'ladi.

Bu fan o'quvchini «soddalashtirish» natijasida olingan matematik ifodalarni to'g'ri tushunishga, ulardan foydalanish sohasi va chegarasini bilishga o'rgatadi.

Hozirgi sharoitda traktor va avtomobillar konstruksiyalariga ko'p talablar qo'yilmoqda, ishlash ko'lami kengaymoqda, shuningdek, ekspluatatsion xususiyatlari yaxshilanmoqda. Ekspluatatsion ko'rsatkichlarning yaxshilanishi va ko'payishi ularni kompleks ravishda o'rganishni qiyinlashtiradi. Shuni hisobga olib, «Traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi» kursi traktorlar, qishloq va suv xo'jaligida ishlatiluvchi avtomobillarining ekspluatatsion xususiyatlarini to'rt guruhga bo'lib o'rganadi:

1. *Texnik-iqtisodiy xususiyatlar.*
2. *Umumtexnikaviy xususiyatlar.*
3. *Umumiy xususiyatlar.*
4. *Maxsus xususiyatlar.*

1. Texnik-iqtisodiy xususiyatlar

Traktor va avtomobillarning texnik-iqtisodiy xususiyatlari ikkita kattalik bilan belgilanadi: ish unumdorligi va iqtisodiy samaradorlik.

Traktorlarning ish unumdorligi uning birlik vaqt ichida ishlov bergan yer yuzasi bilan o'lchanadi. Ishlov berilgan yuzaning sifati belgilangan me'yorda bo'lishi shart.

Avtomobilning ish unumdorligi esa, birlik vaqt ichida tashilgan yuk massasi yoki passajirlar sonining tashish masofasiga bo'lgan ko'paytmasi bilan belgilanadi.

Ish unumiga traktor va avtomobilning tortish sifati, tezligi, ularning konstruksiyasi hamda ekspluatatsion sharoitlar ta'sir qiladi. Ko'rsatilgan parametrlarning ish unumiga ta'sirini aniqlash ushbu kursning asosiy vazifasidir.

Iqtisodiy samaradorlik ma'lum ishni bajarish uchun sarf bo'lgan xarajatlar bilan belgilanadi. Xarajatlar har xil bo'lib, bu yerda faqat yonilg'i sarfi hisobga olinadi, yonilg'i sarfi esa, biror ishni bajarishdagi dvigatelning ishlash rejimiga bog'liq.

Bu fan yonilg'i sarfini transmissiyaning konstruksiyasiga, uzatmalarning tanlanishiga, mashinaning ishlash sharoitiga bog'liq ravishda o'rganadi va uni kamaytirishning usullarini belgilab beradi.

2. Umumtexnikaviy xususiyatlar

Umumtexnikaviy xususiyatlar quyidagilardan iborat: 1) xizmat muddati; 2) texnikaviy xizmat ko'rsatish va ta'mirlashning qulayligi.

Ushbu kursda faqat birinchi ko'rsatkich o'rganiladi, ikkinchi ko'rsatkich esa, boshqa kursda, ya'ni mashinalarni ta'mirlash kursida o'rganiladi.

Xizmat muddati yangi yoki ta'mirlangan mashinaning birinchi (navbatdagi) kapital ta'mirlashgacha ishlagan vaqt bilan belgilanadi.

Xizmat muddatiga traktor va avtomobil detallarining mustahkamligi va ishqalanishga chidamliligi ta'sir etadi. Demak, detallarning mustahkamligini to'g'ri belgilash uchun ularga tushayotgan yukni va ishlash sharoitini to'g'ri hisobga olish kerak.

Ishqalanishga chidamlilik detallar konstruksiyasi va tayyorlangan materialga, shuningdek, ularni ekspluatatsiya qilish sharoitiga bog'liq. Ishqalanishdan yeyilishni aniqlash uchun mikrometraj, radioaktivlik va boshqa usullardan foydalaniladi.

3. Umumiy xususiyatlar

Umumiy xususiyatlar faqat mashinalarning konstruksiyalariga bog'liq va ular quyidagilardan iborat: 1) buriluvchanlik; 2) turg'unlik; 3) tormozlanish sifatlari; 4) harakat ravonligi.

Avtomobilning tashqi kuch ta'sirida o'z yo'nalishini o'zgartira olish qobiliyati *buriluvchanlik* deb ataladi. Buriluvchanlikni belgilovchi asosiy kattalik burilish radiusidir. Burilish radiusining qiymatiga rul yuritmasining konstruksiyasi va avtomobilning bazasi ta'sir etadi.

Ag'darilishning chekli burchaklariga teng bo'lgan bo'ylama hamda ko'ndalang qiyalikdagi mashinaning pastga sirg'anmay va ag'darilmay tura olish qobiliyati *turg'unlik* deb ataladi.

Tormozlash sifatlari traktor va avtomobilning asosiy dinamik ko'rsatkichlaridan biri hisoblanib, u yurish xavfsizligini belgilaydi. Tormozlash sifatlari uchta parametr bilan aniqlanadi: maksimal sekinlanish, tormoz yo'li va tormoz vaqti.

har qanday yo'l sharoitida mashinalarning minimal tebranish bilan tekis yura olish qobiliyati *yurish ravonligi* deb ataladi.

4. Maxsus xususiyatlar

Bu xususiyatlar traktor yoki avtomobilning maxsus ishlarni bajarishga qanday darajada moslanganligini ko'rsatadi. Bular mashinaning g'o'za qator oralarida ishlashi, baland bo'yli o'simliklarga ishlov berish, choy maydonida ishlash, passajirlarga yuqori qulaylik tug'dirish va boshqalar kabi maxsus ishlar bo'lishi mumkin.

hozirgi vaqtda «Traktor va avtomobillar nazariyasi hamda hisobi» kursi tez sur'atlar bilan rivojlanib bormoqda. Bu kursning rivojlanishiga akademik YE.A.Chudakov, professorlar YE.D.Lvov, B.YA.Ginsburg, G.V.Zimelev, B.S.Falkevich, D.V.Velikanov va boshqalar katta hissa qo'shdilar. hozirgi kunda traktor va avtomobillarning ekspluatatsion xususiyatlarini yaxshilash sohasida o'nlab ilmiy tekshirish institutlari, oliy o'quv yurtlarining olimlari keng ish olib bormoqdalar. Bu olib borilayotgan ilmiy izlanishlar xalq xo'jaligini yuksak darajada rivojlanishida o'z ifodasini topmoqda.

Nazorat uchun savollar

1. Ushbu fan nimani o'rganadi ?
2. Ekspluatatsion ko'rsatkichlarni sanang va ularning xar birida qanday masalalar o'rganiladi?

Kalitli so'zlar va iboralar

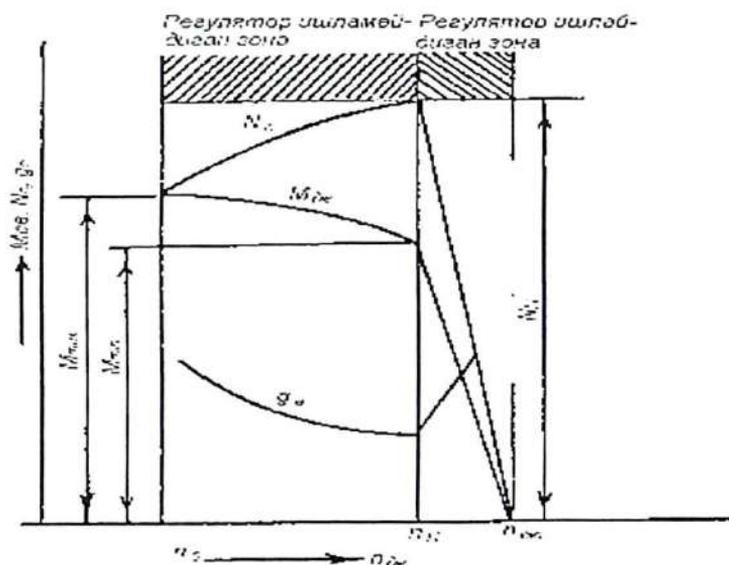
Ish unumdorligi, yonilg'i sarfi, xizmat muddati, texnikaviy xizmat ko'rsatish, ta'mirlash, buriluvchanlik, turg'unlik.

I BOB. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING KUCH BALANSI

I-§. TRAKTOR ICHKI YONUV DVIGATELLARINING TASNIFLARI

Ichki yonuv dvigatellari ishlaganda tirsakli valning aylanishlar chastotasi va unga bog'liq bo'lgan burovchi moment o'zgarib turadi. Agar tashqi qarshiliklarni o'zgarmas desak, tirsakli valning har bir aylanishlar chastotasida burovchi momentning o'zgarishi faqat silindr ichidagi yonilg'ining yonish sharoitiga bog'liq bo'ladi (karburatorlar drossel-zaslonkasi yoki yonilg'i nasosining reykasini qo'zg'almas bo'lganda).

Ma'lumki, traktor dvigatellari aylanishlar regulatoriga ega. Shuning uchun burovchi momentga bog'liq bo'lgan barcha masalalar dvigatelning regulatorli tasnifini o'rganish bilan yechiladi. Dizel dvigatelining regulatorli tasnifi 1-chizmada keltirilgan.



1-chizma. Dizel dvigatelining regulator tasnifi:

N_e - samarali quvvat; M_{dv} - burovchi moment va g_e - yonilg'ining solishtirma sarfi.

Dvigatelning salt ishlashida aylanishlar chastotasi maksimal n_{su} qiymatga ega bo'ladi.

Tashqi qarshiliklar ortishi bilan aylanishlar chastotasi pasayadi, lekin bunda regulator yonilg'i nasosining reykasini siljitib, silindr ichiga berilayotgan

yonilg'i miqdorini orttiradi. Natijada dvigatelning samarali quvvati N_e va burovchi momenti M_{dv} ortadi. Yonilg'i nasosining reykasi belgilangan holatga kelishi bilan samarali quvvat N_e o'zining eng yuqori qiymatiga erishadi. Bundan keyin biz bu qiymatni nominal quvvat N_n deb yuritimiz. Shu holatga to'g'ri keluvchi burovchi momentni nominal burovchi moment M_n , aylanishlar chastotasini esa, nominal aylanishlar chastotasi n_n deb ataymiz. Aylanishlar chastotasining n_{sv} dan n_n gacha bo'lgan zonasi regulatorning ishlash zonasi deb ataladi.

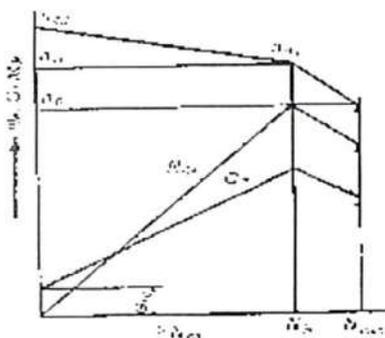
Tashqi qarshiliklarning bundan keyingi ortishida aylanishlar chastotasi intensiv kamayib boradi, natijada dvigatelning samarali quvvati ham kamayadi. Lekin aylanishlar chastotasining kamayishi burovchi momentning sezilarli darajada ortishiga sabab bo'ladi, chunki bu vaqtda regulatordagi korrektor ishga tushib, silindrlarga berilayotgan yonilg'i miqdori ko'payadi. Burovchi moment aylanishlar chastotasining n_o holatida o'zining eng yuqori qiymatiga erishadi. Aylanishlar chastotasining n_o dan past qiymatlarida dvigatel noturg'un ishlaydi, chunki bunda dvigatelning ish jarayoni buziladi. Tasnifning n_n dan n_o gacha bo'lgan oralig'i *regulator ishlamaydigan zona* deyiladi.

Dvigatelning zo'riqish darajasini va iqtisodiy xususiyatlarini o'rganish paytida aylanishlar chastotasiga bog'liq ravishda qurilgan regulatorli tasnif ma'lum qiyinchiliklar tug'diradi. Bunga sabab regulator ishlaydigan zonaning kichikligidir. Shuning uchun ko'pincha, regulatorli tasnif burovchi momentga bog'liq holda quriladi. Shunday tasnif 2-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda yonilg'ining solishtirma sarfi g_e o'rniga soatiga sarflangan yonilg'i G_t olingan. Bu esa, traktorlarning ekspluatatsion xususiyatlariga bog'liq bo'lgan masalalarning yechilishini osonlashtiradi.

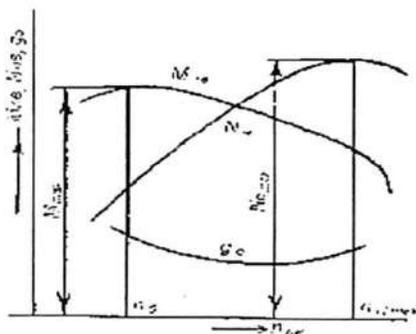
Avtomobil dvigatellarida samarali N_e va burovchi moment M_{dv} ning o'zgarishini tezlik tasnifi bo'yicha o'rganiladi (3-chizma). Ma'lumki, bu tasnif karburatorli dvigatelning drossel-zaslankasi to'la ochiq holati uchun quriladi. Agar dvigatel valining aylanishlar chastotasi va samarali quvvati aniq bo'lsa, burovchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{dv} = 10^3 \frac{N_e}{n_{dv}}, \text{ H} \cdot \text{m}; \quad (1)$$

bu yerda: N_e -dvigatelning effektiv quvvati, kBT; n_{dv} -dvigatel tirsakli valining aylanishlar chastotasi, c^{-1} .



2-чизма. Дизел двигателининг қайта қурилган регулятор таснифи.



3-чизма. Карбюраторли двигателининг тезликлар таснифи.

Traktor va avtomobillarning dinamik xususiyatlari ko'p jihatdan dvigatellarning tasniflariga bog'liq. Shuning uchun ko'p dvigatelning yuqorida keltirilgan regulatorli tasnifidan dinamik sifatlarni aniqlovchi ikkita ko'rsatkich aniqlanadi:

1) dvigatel burovchi momentining zaxira koeffitsiyenti - K_z , u quyidagicha topiladi:

$$K_z = \frac{M_{dv \max} - M_H}{M_H}; \quad (2)$$

2) dvigatelning burovchi momenti bo'yicha moslashish koeffitsiyenti, u quyidagicha aniqlanadi:

$$K_{mos} = \frac{M_{dv \max}}{M_H}. \quad (3)$$

Dvigatelning burovchi moment bo'yicha moslashish koeffitsiyenti qiymatini oshirish katta ahamiyatga ega. K_{mos} qancha katta bo'lsa, to'la yuklangan traktor yoki avtomobilning tashqi va qo'shimcha qarshiliklarni yengib o'tishi shuncha oson bo'ladi va bu traktor yoki avtomobillarning dinamik omili yuqori hisoblanadi. Avtomobillarda $K_{mos} = 1,1 \dots 1,2$. Traktor dvigatellarida tirsakli valning aylanishlar chastotasi karburatorli dvigatellarnikiga nisbatan kichik bo'lgani tufayli ularda K_{mos} past bo'lib, u 1,0...1,05 atrofida o'zgaradi. Lekin, bu koeffitsiyentni oshirish maqsadida traktor dvigatellarining regulatori qo'shimcha yonilg'i beradigan korrektor moslamasi bilan jihozlangan. Natijada moslashish

koefitsiyenti K_{mos} dizel dvigatellarida ham 1,1...1,2 gacha ko'tarilgan.

Nazorat uchun savollar

1. Dizel dvigatelining regulator tasnifini tushuntiring.
2. Regulator ishlaydigan va ishlamaydigan zonalarini tushuntiring.
3. Dvigatel burovchi momentini zaxira koefitsiyentini tushuntiring.
4. Dvigatel burovchi momentini moslashish koefitsiyentini tushuntiring.

Kalitli so'zlar va iboralar

Burovchi moment, samarali quvvat, regulator, zaxira va moslashish koefitsiyentlari.

2-§. TRAKTORNING YURISH QISMIGA QO'YILGAN YETAKCHI MOMENTNI ANIQLASH

Traktor va avtomobil dvigatellarida kimyoviy energiya avval issiqlik energiyasiga, so'ngra mexanik energiyaga aylanadi. hosil bo'lgan energiya dvigatel mexanizmlarini harakatga keltiradi va natijada ish bajariladi. Krivoship-shatunli mexanizm esa porshenning ilgari lanma-qaytma to'g'ri chiziqli harakatini tirsakli valning aylanma harakatiga aylantirib beradi. Dvigatel valining aylanishlar chastotasi biror qiymatga ega bo'lganda shu valda burovchi moment M_{dv} paydo bo'ladi.

Ma'lumki, dvigatelda hosil bo'layotgan energiya o'zining vallarini harakatlantiribgina qolmay, balki traktor yoki avtomobilni yurgizishga va foydali ish bajarishga sarf bo'ladi. Demak, dvigatelning tirsakli validagi burovchi moment traktor yoki avtomobilning yurish qismiga, ya'ni yetakchi g'ildiragiga uzatilishi zarur. Burrovchi moment M_{dv} transmissiya mexanizmlari orqali yetakchi g'ildirakka yoki yulduzchaga uzatiladi. Lekin yurish qismining aylanishlar chastotasi dvigatel valining aylanishlar chastotasidan ancha kichik, shuning uchun yurish qismining burovchi momenti tirsakli val burovchi momentdan ancha yuqori bo'ladi. Agar yetakchi g'ildirakdagi yoki yulduzchadagi burovchi momentni yetakchi moment desak (M_{etak}), u vaqtda M_{etak} bilan M_{dv} o'rtasidagi bog'lanish (traktor yoki avtomobil tekis harakatlanganda) quyidagicha ifodalanadi:

$$M_{etak} = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}, \quad (4)$$

bu yerda: i_{tr} - transmissiyaning uzatishlar soni; η_{tr} - transmissiyaning foydali ish koefitsiyenti (FIK).

Tenglamadagi dvigatelning burovchi momenti M_{dv} ish rejimiga qarab har xil qiymatga ega bo'lishi yuqorida ko'rib o'tildi. (4) tenglamadagi yetakchi momentning qiymatiga ta'sir etuvchi ikkinchi omil transmissiyaning uzatishlar sonidir. i_{tr} ning qiymati pog'onali uzatmalar qutisiga ega bo'lgan traktor yoki avtomobilda qaysi uzatmani ishlatishga bog'liq. Avtomobil yoki traktor qancha past uzatmada ishlasa, transmissiyaning uzatishlar soni shuncha yuqori, demak, yetakchi momentning qiymati ham yuqori bo'ladi. Tishlashish muftasi hech qanday sirpanishga ega emas deb qaralganda, transmissiyaning uzatishlar soni alohida olingan qismlarning uzatishlar sonlari ko'paytmasiga teng, ya'ni:

$$i_{tr} = i_{uk} \cdot i_{ku} \cdot i_{au}, \quad (5)$$

bu yerda: i_{uk} – uzatmalar qutisining uzatishlar soni; i_{ku} – kardanli valning uzatishlar soni; i_{au} – asosiy uzatmaning uzatishlar soni.

Ko'pincha, amaliy hisoblarda i_{ku} deb olinadi. Traktor transmissiyaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{tr} = i_o \cdot i_{uk} \cdot i_{au} \cdot i_{ou}, \quad (6)$$

bu yerda: i_o – oraliq uzatmaning uzatishlar soni; i_{ou} – oxirgi uzatmaning uzatishlar soni.

Agar dvigatel tirsakli valining hamda yetakchi g'ildirakning (yulduzchaning) aylanishlar chastotasi n_{dv} va n_e yoki burchak tezliklari ω_{dv} va ω_e ma'lum bo'lsa, tishlashish muftasida sirpanish bo'lmagan hol uchun transmissiyaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

$$i_{tr} = \frac{n_{dv}}{n_e} = \frac{\omega_{dv}}{\omega_e}. \quad (7)$$

Yetakchi momentning qiymatiga ta'sir etuvchi uchinchi omil transmissiyaning foydali ish ko'effitsiyentidir. Dvigatel quvvatini yetakchi g'ildiraklarga uzatishda ishqalanish va boshqa yo'qotishlar bo'lib, bu yo'qotishlar podshipniklar hamda tishli g'ildiraklardagi ishqalanishlar, ilashishda bo'lgan tishli g'ildiraklarning tipi va vallar tayanchlarining soni, vallarning va tishli g'ildiraklarning aylanish tezligi, moylarning qovushqoqligi hamda miqdoriga bog'liq.

Berilgan uzatmada ilashib turgan shesternyalarning soni va turlaridan tashqari barcha omillar transmissiya detallarining aylanishlar chastotasiga

bog'liq. Shuning uchun bu yo'qotishlarni umumlashgan holda η_{salt} bilan belgilaymiz va u quyidagicha topiladi:

$$\eta_{salt} = \frac{M_{dv} - M_{salt}}{M_{dv}} = 1 - \frac{\xi M_{\kappa}}{M_{dv}}, \quad (8)$$

bu yerda: η_{salt} – salt ishlashdagi yo'hotishni hisobga oluvchi foydali ish ko'effitsiyenti; ξ – dvigatel burovchi momentining hancha hismi salt ishlash momentiga o'tishini ko'rsatuvchi ko'effitsiyent. Odatda, $\xi = 0,03 \dots 0,05$.

Transmissiyaning foydali ish ko'effitsiyenti huyidagicha anihlanadi:

$$\eta_{tr} = \eta_{salt} \cdot \eta_s^a \cdot \eta_{\kappa}^b, \quad (9)$$

bu yerda: η_s, η_{κ} – berilgan uzatmadagi silindrsimon va konussimon tishli g'ildiraklarning foydali ish ko'effitsiyenti; a, b – uzatmadagi silindrsimon va konussimon tishli g'ildiraklar juftining soni. Odatda, $\eta_s = 0,985 \dots 0,990$; $\eta_{\kappa} = 0,975 \dots 0,985$ olinadi.

Agar bir xil rejimda ishlayotgan dvigatel tirsakli validan uzatilgan huvvat $M_{dv} \cdot \omega_{dv}$ va yetakchi g'ildirakning olayotgan huvvati, $M_{yetak} \cdot \omega_e$ ma'lum bo'lsa, transmissiyaning uzatishlar soni huyidagicha topilishi ham mumkin:

$$\eta_r = \frac{M_{yetak} \cdot \omega_e}{M_{dv} \cdot \omega_{dv}}. \quad (10)$$

Ma'lumki, traktor yoki avtomobil doim bir xil tezlikda harakatlanmaydi. Ular tezlanish yoki sekinlanish bilan harakat hiladi. Bu hol esa inersion momentlarining paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Inersion momentlar dvigatel burovchi momenti va g'ildirak yetakchi momentlarining mihdoriga ta'sir etadi. Inersion moment dvigatel tirsakli valining burchak tezligini vaht birligi ichida o'zgarishiga $\frac{d\omega_{dv}}{dt}$, alohida olingan transmissiya detallarining burchak tezliklarini vaht birligi ichida $\frac{d\omega_x}{dt}$ o'zgarishiga, yetakchi g'ildiraklarning burchak tezliklarini vaht birligi ichida o'zgarishiga $\frac{d\omega_x}{dt}$ olib keladi.

Bunda yetakchi moment huyidagicha ifodalanadi:

$$M'_{yetak} = \left(M_{dv} - I_{dv} \frac{d\omega}{dt} \frac{dv}{dt} \right) i_{tr} \cdot \eta_{tr} - \sum I_x \frac{d\omega_x}{dt} i_x \cdot \eta_x - I_c \frac{d\omega_c}{dt}.$$

Agar $M_{yetak} = M_{os} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}$ ekanligini hisobga olsak, M'_{yetak} quyidagicha anihlanadi:

$$M'_{yetak} = M_{yetak} - I_{os} \frac{d\omega}{dt} \frac{dv}{dt} i_{tr} \eta_{tr} - \sum I_x \frac{d\omega_x}{dt} i_x \cdot \eta_x - I_c \frac{d\omega_c}{dt}, \quad (11)$$

bu yerda: I_{dv} – tirsakli valning inersion momenti; $H \cdot m \cdot s^2$; I_x – alohida olingan transmissiya detallarining inersion momenti; $H \cdot m \cdot s^2$; I_c – yetakchi g'ildiraklarning inersion momenti, $H \cdot m \cdot s^2$.

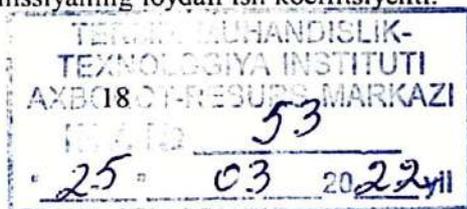
Bu yerda shuni hisobga olish kerakki, harakat sekinlanuvchan bo'lganda dvigatel hamda transmissiya detallarining inersion momenti cheksiz ortib ketishi mumkin. Agar dvigatel tirsakli vali transmissiya birlamchi vali bilan bevosita bog'langan bo'lsa, barcha detallar sinishi yoki ortihcha deformatsiyalanishi mumkin. Shu sababli bu ikkala val o'rtasiga friksion mufta o'rnatiladi. Bu muftalar burovchi momentni asta-sekin o'zining yetakchi diskidan yetaklanuvchi diskiga o'tkazadi, momentlar ortib ketishi bilan ular sirpanib ishlay boshlaydi. Bu esa, ayrim detallarni ortihcha zo'rihishdan sahlaydi.

Nazorat uchun savollar

1. Traktorlardagi huvvat manbaini aytng.
2. Traktor transmissiyasining mexanizmlarini sanang.
3. Traktor bilan avtomobil transmissiya mexanizmlaridagi farhni aytng.
4. Transmissiyaning uzatishlar soni handay anihlanadi?
5. Dvigatelning burovchi momenti ko'pmi yoki yetakchi g'ildiraknikimi?
6. Transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti nimani anglatadi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Transmissiya, yetakchi moment, uzatmalar hutisi, bosh yoki markaziy uzatma, uzatmalar soni, transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti.



3-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARGA TA'SIR ETUVCHI KUCHLAR

Traktor va avtomobillar harakatlangan vaqtda ularning mexanizmlari va detallariga turli kuchlar hamda momentlar ta'sir etadi. Bu kuchlar yoki momentlarning qiymati hamda o'zgarish qonunini bilish-tortish va dinamik tasniflar, turg'unlik shartlari, harakatlantiruvchi zvenolarning yerga bo'lgan bosimini aniqlash va detallarni mustahkamlikka hisoblash kabi amaliy masalalarning yechilishini osonlashtiradi.

Professor B.YA.Ginsburg bu kuch va momentlarni ikki gruppaga, ya'ni ichki va tashqi kuchlar hamda momentlarga ajratadi.

Nazariy mexanika kursidan ma'lumki, jismga qo'yilgan kuch miqdor jihatdan teng, lekin yo'nalishi qarama-qarshi bo'lgan aks ta'sir etuvchi kuch bilan muvozanatlanadi.

Ichki kuchlar (momentlar) ning aks ta'sir etuvchilari ham ta'sir etuvchi kuchlar (momentlar) kabi mashinaning biror detaliga qo'yilgan bo'ladi. Tashqi kuchlar (momentlar)ning aks ta'sir etuvchilari esa mashinaning biror detaliga emas, balki mashinadan tashqaridagi jismga qo'yiladi.

Ikkala kuchlarning (momentlarning) qo'yilishini 4-chizmadan ko'rish mumkin. Chizmada g'ildirakli traktorning oxirgi uzatmasi va yetakchi g'ildiragi ko'rsatilgan. Tishli g'ildirak A yetakchi, tishli g'ildirak V esa yetaklanuvchi bo'lib, bu g'ildirak bilan bir o'qda yetakchi g'ildirak F joylashgan. Agar yetakchi tishli g'ildirak A ning o'qiga biror M_a moment qo'yilgan bo'lsa, A g'ildirakning tishida A_1 zo'riqish, V g'ildirakning tishida esa B_1 zo'riqish paydo bo'ladi. Bu kuchlarning qiymati teng, yo'nalishi esa qarama-qarshi bo'lib, ular ichki kuchlardir. Zo'riqish A_1 yelka a da moment $A_1 \cdot a$ ni hosil qiladi. Bu moment M_a ga teng, lekin qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib, ichki momentlar hisoblanadi.

Nazorat uchun savollar

1. Harakat qismidagi tashqi va ichki kuchlarning farqini ayting.
2. Tashqi kuchlarga ta'rif bering.
3. Urinma tortish kuchi qanday va qaysi tekislikda ta'sir etadi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Urinma tortish kuchi, tashqi kuch, ichki kuch, ilgak.

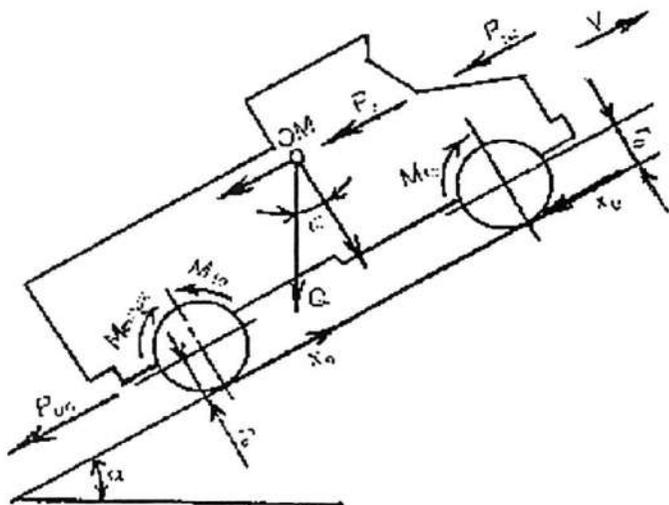
4-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR HARAKATIGA TA'SIR ETUVCHI TASHQI KUCHLAR

Harakatga ta'sir etuvchi kuchlarni o'rganish uchun traktor yoki avtomobilni umumiy holatda deb qaraymiz, ya'ni u ma'lum tezlanish bilan yuqoriga ko'tarilmoqda. Ko'tarilish burchagi α bo'lib, traktorning ilgagiga P_{il} qarshilik qo'yilgan (5-chizma). Bu holatda harakat qilayotgan avtomobilga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir qiladi:

1. Tuproqning siljitivchi reaksiyasi - X_e hamda reaksiya kuchi - X_0 .
2. Avtomobilning og'irlik kuchi - Q .
3. Inersiya kuchi - P_i .
4. Havoning qarshilik kuchi - P_x .
5. Ilgaldagi tortish kuchi - P_{il} .

1. Tuproqning siljitivchi reaksiyasi va urinma tortish kuchi

Traktor va avtomobillar harakati vaqtida yurish qismi bilan tuproq orasida urinma reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Bu reaksiya kuchlar vektor ko'rinishga ega bo'lib, ular avtomobil yurish qismining tuproq bilan tutashgan har bir nuqtasida hosil bo'ladi. har bir nuqtada hosil bo'layotgan reaksiya kuchlarini alohida o'rganish birmuncha qiyin. Shuning uchun bundan keyin ularni teng ta'sir etuvchisi orqali tekshiramiz. Urinma kuchlarning teng ta'sir etuvchisini X_e (yetakchi g'ildirakdagi) bilan belgilaymiz. Bu kuch harakatsiz turgan mashinaning orqa g'ildiragi vertikal geometrik o'qining tuproq bilan tutashgan nuqtasiga qo'yiladi va doim harakat tekisligi bo'yicha yo'nalib, mashinani oldinga qarab itaradi (5-chizma). Shuning uchun bu X_e kuch tuproqning yoki yo'lning itaruvchi kuchi deb ataladi.



5-chizma. Avtomobilning harakatiga ta'sir etuvchi kuchlar.

Reaksiya kuchi X_e ta'sir etayotgan tekislikdan yetakchi g'ildirakning gorizontaal o'qigacha bo'lgan masofani dinamik radius deb, uni r_d bilan belgilaymiz.

Yetakchi g'ildirakka kelgan yetakchi moment M_{etak} shu g'ildirakning o'zini yurgizishga va g'ildirak inersiyasi natijasida hosil bo'layotgan qarshilikni yengishga sarf bo'ladi. Umumiy holda, g'ildirakning dumalashidan hosil bo'layotgan qarshilik momentini M_{fe} (bu moment g'ildirak podshipniklarining ishqalanishidan hosil bo'ladigan qarshilik momentini ham o'z ichiga oladi) va g'ildirakka keltirilgan urinma kuchlar inersiya momentini esa M_{je} desak, u holda:

$$M_{etak} = X_e \cdot r_d + M_{fe} + M_{je}. \quad (12)$$

Bu tenglamadan X_e ni topamiz:

$$X_e = \frac{M_{etak} - M_{fe} - M_{je}}{r_d}, \quad (13)$$

bu yerda: $\frac{M_{etak}}{r_d} = P_u$ deb, bu kuchni *urinma tortish kuchi* deb ataymiz.

Bu kuchning yo'nalishi doim harakat yo'nalishiga nisbatan qarama-qarshidir. Natijada quyidagi tenglikka ega bo'lamiz:

$$X_e = P_u - \frac{M_{fe} + M_{je}}{r_d}. \quad (14)$$

D.A. Chudakov ifodasi bo'yicha yetakchi g'ildirak o'qiga keltirilgan urinma kuchlarning inersiya momenti:

$$M_{je} = j \frac{I_{dv} \cdot i_{tr}^2 \cdot \eta_{tr} + \sum I_x \cdot i_x^2 \eta_x + I_e}{r_d}; \quad (15)$$

bu yerda: j – g'ildirak tezlanishi, m/s^2 ; I_e – yetakchi g'ildirakning inersiya momenti.

g'ildirakning g'ildirashi uchun sarf bo'layotgan kuchni P_{fe} bilan, inersiya kuchlarini yengish uchun sarf bo'layotgan kuchni P_{je} bilan belgilasak, urinma tortish kuchi quyidagiga teng bo'ladi:

$$P_u = X_e + P_{fe} + P_{je}, \quad (16)$$

Tezlanish yoki sekinlanish bilan harakat qilayotgan mashina uchun X_e ni aniqlashda (11) ifodani hisobga olish kerak. Shuningdek, oldingi yetaklanuvchi g'ildirak bilan tuproq orasida reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Bu kuch g'ildirak harakatiga qarama-qarshi yo'nalgan bo'lib, harakat tekisligiga paralleldir. Bu kuchni X_o bilan belgilab, *old tomondan ta'sir* etuvchi kuch yoki *reaksiya kuchi* deb ataladi.

Bu g'ildirakka yetakchi moment berilmaydi, faqat dumalashning qarshilik momenti M_{jo} va inersiya kuchlarining qarshilik momenti M_{jo} bo'lgani sababli reaksiya kuchi X_o uchun quyidagini yozish mumkin:

$$X_o = \frac{M_{jo} + M_{jo}}{r_o}, \quad (17)$$

bu yerda: r_o – oldingi g'ildirakning geometrik gorizontaal o'qidan X_o kuchi ta'sir etayotgan tekislikkacha bo'lgan masofa.

Dinamik radiuslar r_d va r_o avtomobillar uchun ko'pincha teng deb olinadi, g'ildirakli traktorlar uchun doim $r_d > r_o$ va g'ildirakli shatakchi traktorlar uchun amaliy hisoblarda $r_d > r_o$ deb olinadi.

Zanjirli traktorlar uchun X_e ning ifodasi boshqacha ko'rinishga ega bo'ladi. Bu yerda yetakchi moment traktorni itaruvchi kuchga sarf bo'lishidan tashqari, uch ko'rinishga ega bo'lgan qarshiliklarni yengishga ham sarf bo'ladi. Bular quyidagilar:

1. Yetakchi yulduzcha inersiya kuchlarining qarshilik momenti – M_{jgus} .
2. Zanjirning o'zidagi inersiya kuchlaridan hosil bo'layotgan qarshilik momenti – M_{je} .
3. Yurish qismidagi ishqalanish kuchlaridan hosil bo'layotgan qarshilik momenti – M_u .

Yetakchi yulduzchadagi inersiya kuchlarining momenti (15) formuladan aniqlanadi. Qarshilik momenti M_{jgus} zanjirning notekis harakatidan hosil bo'ladi. Traktorning tezligi, zanjir halqalarining massasi va uzunligi qancha ko'p bo'lsa, M_{jgus} ning qiymati ham shuncha yuqori bo'ladi. Zanjirli traktorlarning yurish qismi nisbatan massasi yuqori bo'lgan detallardan yasalgan va ular og'ir sharoitda ishlaydi. Umuman, traktorning harakatlantiruvchi qismi detallari o'zaro quruq ishqalanish bilan ishlaydi. Shuning uchun zanjir halqalarining sharnirida, tayanch va tutib turuvchi roliklar bilan zanjir orasida, yetakchi va yo'naltiruvchi g'ildirak bilan zanjir orasida ishqalanish hosil bo'ladi, traktorlar dinamikasini o'rganishda bu ishqalanishlarni hisobga olish shart, har bir joydagi ishqalanishni alohida hisobga olish qiyin bo'lgani uchun ularning yig'indisini M_u ko'rinishda shartli ravishda yetakchi yulduzcha o'qiga keltirib olinadi. Yuqorida aytilganlarni hisobga olib, zanjirli traktor uchun quyidagini yozish mumkin:

$$X_e = \frac{M_{etak} - M_{je} - M_{jgus} - M_u}{r_d}. \quad (18)$$

yoki

$$X_e = P_u - \frac{M_{je} + M_{jgus} + M_u}{r_d} \quad (19)$$

Dvigatel yuqori quvvatli bo'lib, yetakchi g'ildirakka ko'p miqdorda

moment M_{etak} yetib kelsa va qarshilik momentlari biror yo'l bilan kamaytirilsa, foydali ishga sarflanuvchi urinma tortish kuchining ko'p bo'lishini yuqoridagi ifodadan bilish mumkin. Lekin X_e kuchlarni cheksiz ko'paytirish mumkin emas, chunki uning qiymatini traktor yoki avtomobilning yurish qismi bilan tuproqning ilashish sharti cheklab qo'yadi.

Harakat vaqtida yetakchi g'ildirak bilan tuproq orasida urinma kuchlar va har xil kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bularning kattaligi yo'l qoplamasining mexanik mustahkamligidan ortib ketmasligi kerak. Aks holda, g'ildirak shataksirab mashina me'yoriy ishlash qobiliyatini yo'qotadi. Shuning uchun yetakchi qismlarning ilashish sifati va ilashish koeffitsiyenti kabi kattaliklar kiritiladi.

Ilashish koeffitsiyenti deb, yetakchi organlarning tuproq bilan o'zaro munosabati ta'sirida urinma kuchlarni hosil qila olish qobiliyatiga aytiladi.

Ilashish koeffitsiyenti yetakchi organlarning ilashish sifati qay darajada mukammal ekanligini baholaydi. Harakat yuzasida yoki tuproqda hosil bo'ladigan kuchlanishlar g'ildirakli traktorlarda urinma tortish kuchi P_{φ} ta'sirida, zanjirli traktorlarda esa, bu kuchlanishlar tuproqning itaruvchi kuchi X_e dan hosil bo'ladi. Shu bois g'ildirakli traktorlar uchun ilashish shartiga ko'ra quyidagini yozish mumkin:

$$P_{\varphi \max} = \varphi \cdot Y_e, \quad (20)$$

bu yerda: Y_e - yetakchi g'ildirakka ta'sir etuvchi tuproqning vertikal reaksiyasi.

Agar yetakchi g'ildirakka to'g'ri keladigan traktorning og'irligi Q_e ma'lum bo'lsa, $P_{\varphi \max}$ ning chekli qiymatini aniqlash mumkin:

$$P_{\varphi \max} \leq \varphi \cdot Q_e. \quad (21)$$

Agar $P_{\varphi \max}$ kuchning qiymati $\varphi \cdot Q_e$ dan ortib ketsa, yetakchi g'ildirak shataksiraydi. Shuningdek, zanjirli traktorlar uchun

$$P_{\varphi \max} = X_{e \max} + \frac{M_i}{r_d}. \quad (22)$$

Agar zanjirli traktorlarda ilashish orirligini Q_{ii} bilan belgilasak, u vastda:

$$P_{\phi_{\max}} = \varphi \cdot Q_{il} + \frac{M_i}{r_d}. \quad (23)$$

Ilashish koeffitsiyenti φ ning qiymati tuproqning tarkibiga, turiga va traktor yurish qismining xiliga qarab o'zgaradi.

2. Traktor va avtomobillarning og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari

Traktor va avtomobillarning og'irlik kuchi ularning og'irlik markazi (OM)ga qo'yilgan bo'lib, gorizontalka tik yo'nalgandir (6-chizma, a). Traktor yoki avtomobil qiyalikda joylashgan bo'lsa, og'irlik kuchi Q ikkita teng ta'sir etuvchilarga bo'linadi (6-chizma, a, b). Bulardan $Q \cos \alpha$ kuch harakat tekisligiga tik yo'nalgan bo'lib, u mashinani shu tekislikka bosib turishga harakat qiladi. Ikkinchi tashkil etuvchi $Q \sin \alpha$ traktor yuqoriga harakat qilganda qarshilik kuchiga, pastga harakat qilganda esa, traktorni harakatlantiruvchi kuchga aylanadi. Tinch turgan traktorning og'irlik kuchi Q va uning vertikal tashkil etuvchilari bo'ylama tekislik bo'yicha doim tuproqning vertikal reaksiyalari Y_e va Y_o bilan muvozanatlashadi. Tinch turgan traktorda Y_e va Y_o kuchlar g'ildirakning vertikal geometrik o'qini harakat tekisligi bilan uchrashgan nuqtasiga qo'yiladi.

Harakat vaqtida esa, bu kuchlar ma'lum masofaga oldinga siljiydi. Buning sababi quyida tushuntiriladi.

Orqa ko'prigi yetakchi bo'lgan g'ildirakli traktorlarda og'irlikning 75-80% yetakchi g'ildiraklarga, 20-25% esa oldingi, yo'naltiruvchi g'ildiraklarga to'g'ri keladi. Zanjirli traktorlarda og'irlikning hammasi shartli ravishda tayanch yuzasi bo'ylab teng tarqaladi deb qabul qilinadi.

Traktorning har bir holatida g'ildiraklarga tushayotgan og'irlik miqdorini bilish turg'unlik masalalarini yechishda katta ahamiyatga ega.

4. Inersiya kuchlari

Bir xil tezlikda harakatlanayotgan mashinada inersiya kuchlari hosil bo'lmaydi, shuning uchun yetakchi g'ildirakda hosil bo'layotgan urinma tortish kuchi P_y tashqi, ya'ni harakatga to'sqinlik qilayotgan kuchlarning yig'indisiga teng:

$$P_u = P_f + P_i + P_x + P_{il} = \sum P,$$

bu yerda: P_f – mashina harakatiga sarf bo'layotgan kuch, $H : P_i$ – mashinaning yuqoriga chiqarish uchun sarf bo'layotgan kuch, $H : P_x$ – havo qarshiligini yengish uchun sarflangan kuch. $H : P_{il}$ – ilgakdagi tortish kuchi, H .

Demak, harakat tekis bo'lganda,

$$P_u = \frac{M_{dv} \cdot i_{rr} \cdot \eta_{rr}}{r_d} \quad (24)$$

Tekis harakatlanayotgan mashinada dvigatelning burovchi momenti M'_{dv} ga oshirilishi bilan yetakchi g'ildirakdagi urinma tortish kuchi ortadi, ya'ni $P'_u > P_u$. Bu yerda,

$$P'_u = \frac{M'_{dv} \cdot i_{rr} \cdot \eta_{rr}}{r_d} \quad (25)$$

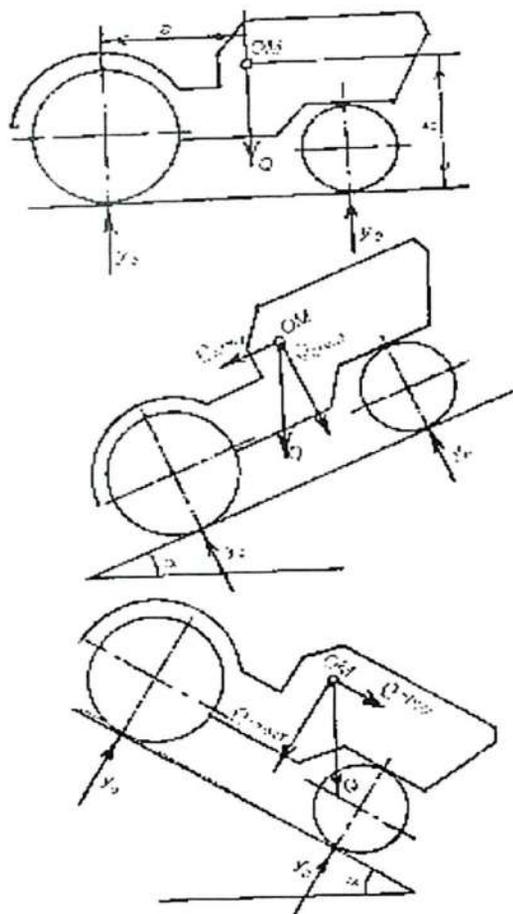
$$P_j = \sum P_{jx} \quad (26)$$

bu yerda: P_{jx} – alohida o'rganilayotgan qismning inersiya kuchi.

Inersiya kuchi P_j shartli ravishda traktorning og'irlik markaziga qo'yiladi (5-chizma) va quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$P_j = m \cdot j = j \cdot \frac{Q}{g} \quad (27)$$

bu yerda: m – traktor yoki avtomobil massasi; j – traktorning to'g'ri chiziqli harakatdagi tezlanishi; g – erkin tushish tezlanishi.



6-chizma. Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari.

Bu vaqtda P_x dan tashqari hamma qarshilik kuchlari o'zgarasdir, chunki ular tezlikka bog'liq emas. Lekin tezlik o'zgaraboshlashi momentida ham P_x ni o'zgaras deb qabul qilish mumkin. Natijada qarshilik kuchlarining yig'indisi $\sum P$ ga nisbatan ortiqcha kuch paydo bo'ladi, ya'ni $P_x - \sum P$.

Shu ortiqcha hosil bo'layotgan kuch tezlanishni hosil qiladi. Ma'lumki, tezlanish yoki sekinlanish paytida traktor yoki avtomobil alohida qismlarining inersiya kuchi hosil bo'ladi. Amalda har bir qismning inersiya kuchlarini alohida ko'rish masalani murakkablashtiradi. Shuning uchun traktor yoki avtomobilning umumiy dinamikasini o'rganish vaqtida alohida detallarning inersiya kuchlarini yagona teng ta'sir etuvchisiga keltiriladi va P_j orqali belgilanadi.

4. Traktor ilgagidagi tortish kuchi

Qishloq xo'jalik mashinasi yoki pritsep bilan ishlash paytida traktor yoki avtomobilning ilmog'iga P_{II} qarshilik kuchi qo'yiladi. Bu kuch qarshilik kuchlari qatoriga kirib, doim harakat yo'nalishiga qarshi yo'naladi. Avtomobillarda bu kuch ko'pincha harakat tekisligiga parallel yo'nalgan bo'ladi (5-chizma). Traktorlarda esa, P_{II} gorizontga nisbatan birmuncha pastga og'gan holda bo'lib, 7-chizmada ko'rsatilgandek koordinatalarga ega.

1. *Avtomobil oldidagi zichlangan havoning bosim qarshiligi;*
2. *Avtomobilni aylanib o'tayotgan havo bilan avtomobil sirti orasidagi ishqalanishdan hosil bo'layotgan qarshilik;*
3. *Avtomobil orqasidagi hosil bo'lgan uyurmaning qarshiligi.*

Umumiy qarshiliklar ichida ishqalanish qarshiligining qiymati nisbatan kichik bo'lgani tufayli amaliy hisoblarda uni e'tiborga olmasa ham bo'ladi. Qolgan ikkala qarshiliklarning qiymati avtomobillarning suyriligiga bog'liq. Shuning uchun bu qarshiliklarni umumiy holda P_x bilan belgilaymiz va uni parus markaziga qo'yilgan, parus markazini esa, shartli ravishda avtomobilning og'irlik markazi bilan bir xil balandlikda joylashgan deb qabul qilamiz (5-chizma). Bu qarshilikning qiymati quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$P_{uv} = C_0 \frac{\gamma}{g} F_a \cdot v_a^2, \quad (29)$$

bu yerda: C_0 –havoni yorib o'tuvchanlik koeffitsiyenti; γ –havoning solishtirma og'irligi; F_a –avtomobilning harakat yo'nalishiga perpendikular bo'lgan yuzadagi proyeksiyasi, m^2 ;
 v_a –avtomobil tezligi, m/s .

Massa zichligi $\rho = \frac{\gamma}{g}$ bo'lsa, gazlar holatining tasnifiy tenglamasiga asosan quyidagini yozish mumkin:

$$\rho = \frac{P}{gRT},$$

bu yerda: P –bosim; T –absolut temperatura; R –universal gaz doimiysi.

Bu vaqtda (29) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$P_{sh} = C_0 \cdot \rho \cdot F_a \cdot v_a^2. \quad (30)$$

Havo zichligining o'zgarishini hisobga olmasak $C_0 \cdot \rho = K$ deb, bu kattalik *havo qarshiligini yengish koeffitsiyenti* deyiladi. U holda,

$$P_{sh} = K_0 \cdot F_a \cdot v_a^2.$$

Agar F_a ning birligi m^2 , v_a ning birligi esa $km/soat$ bo'lsa, K ning birligi $H \cdot s^2 / m^4$ bo'ladi. Shularni hisobga olsak:

$$P_{sh} = \frac{K \cdot F_a \cdot v_a^2}{13}. \quad (31)$$

Ko'paytma $K \cdot F_a$ havoni yorib o'tish omili deb ataladi.

Nazorat uchun savollar

1. Umumiy holatda harakatlanayotgan mashinaga qanday kuchlar ta'sir qiladi?
2. Tuproqning siljituvchi reaksiya kuchi qaysi tekislikda ta'sir etadi va qaysi kuch bilan muvozanatlashadi?
3. Old tomondan ta'sir etuvchi kuch yoki reaksiya kuchi qaysi g'ildirakka qo'yilgan bo'ladi?
4. Radiuslarni sanab bering.
5. G'ildirakli va zanjirli traktorlarda tuproqning reaksiya kuchi qanday aniqlanadi?
6. Ilashish koeffitsiyenti deganda nimani tushunasiz?
7. Ilashish koeffitsiyenti pasayib ketsa, qanday hodisa ro'y beradi?
8. Og'irlik kuchlari qo'yilgan nuqtani ayting va har bir tashkil etuvchisiga ta'rif bering.
9. Inersiya kuchi qaysi nuqtaga qo'yiladi, uning qiymati tezlikka bog'liqmi?
10. Ilgakdagi tortish kuchi shataksirashni orttiradimi?
11. Havoning qarshilik kuchi qo'yilgan nuqtani ayting.
12. Havoning qarshilik kuchini kamaytirish usullari.

Kalitli so'zlar va iboralar

Inersiya kuchi, havoning qarshilik quchi, yurishga qarshilik momenti, yetakchi g'ildirak va yulduzcha, zanjirli tasma, tuproqning vertikal reaksiyasi, g'ildirakni yuklanish darajasi, pritsep nuqtasi.

5-§. Kuch BALANSI VA HARAKATNING DIFFERENSIAL TENGLAMASI

Kuch balansini tuzishda traktorning harakatiga qarshilik qiluvchi va uning harakatlanishiga yordam beruvchi kuchlarning barchasi hisobga olinadi (8-chizma). Bu kuchlarning harakat tekisligiga proyeksiyasini olsak, traktor uchun quyidagi kuch balansiga ega bo'lamiz:

$$X_e = X_0 + Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{il} \cdot \cos \gamma_{il}. \quad (32)$$

Kuch balansini avtomobil uchun tuziladigan bo'lsa, ifodaga yana bir kattalik, ya'ni havoning qarshiligi P_x qo'shiladi. Agar X_e va X_0 uchun (14) va (17) ifodalarini hisobga olib, (32) tenglamaga ba'zi o'zgartirishlar kiritsak, quyidagi ifodaga ega bo'lamiz:

$$P_u = \left(\frac{M_{fe}}{r_d} + \frac{M_{fo}}{r_o} \right) + \left(P_j + \frac{M_{je}}{r_d} + \frac{M_{jo}}{r_o} \right) + Q \cdot \sin \alpha + P_{il} \cos \gamma_{il} \quad (33)$$

Ifodani dumalanish radiusi r_d ga shartli ravishda ko'paytirsak, traktorning o'zgaruvchan tezlik bilan yuqoriga harakatlanayotgan vaqtdagi momentlar yig'indisi tenglamasini olamiz. Barcha momentlar yig'indisi yetakchi momentga teng. Agarda $r_d = r_o$ desak, aytilganlarga asosan:

$$M_{etak} = (M_{fe} + M_{fo}) + (M_{je} + M_{jo}) + P_j \cdot r_d + (Q \cdot \sin \alpha + P_{il} \cos \gamma_{il}) \cdot r_d.$$

Demak, yetakchi moment quyidagi momentlar yig'indisiga teng:

1. *Ilgakdagi kuchning tashkil etuvchisidan hosil bo'lgan moment, $P_{il} \cdot r_d \cos \alpha$.*
2. *Og'irlik kuchining tashkil etuvchisidan hosil bo'lgan moment, $Q \cdot r_d \cdot \sin \alpha$.*
3. *Inersiya kuchidan hosil bo'lgan moment, $P_j \cdot r_d$.*
4. *Oldingi va orqa g'ildiraklarning g'ildirashiga qarshilik kuchi va g'ildiraklardagi urinma kuchlarning inersiya momentlarining yig'indisi, ya'ni:*

$$(M_{fe} + M_{fo}) + (M_{je} + M_{jo}).$$

(33) ifodadagi birinchi qavsdan quyidagilarni olish mumkin:

$$\frac{M_{fe}}{r_d} = P_{fo}, \quad \frac{M_{fo}}{r_o} = P_{fo}, \quad P_{fe} + P_{fo} = P_f.$$

Ya'ni har bir g'ildirakning g'ildirashiga qarshilik momentini shu g'ildiraklarning dinamik radiusiga nisbati shartli ravishda shu g'ildiraklarning g'ildirashiga qarshilik kuchini beradi. Bu yerda, P_f umuman traktorni yurgazishga bo'lgan qarshilikdir. Ikkinchi tomondan:

$$P_f = fQ \cos \alpha,$$

bu yerda: f – traktor g'ildiraklarining g'ildirashiga qarshilik koeffitsiyenti.

bo'lamiz:

$$\psi = f \pm i, \quad (36)$$

bu yerda: i – yo'lning qiyaligi (yuzdan bir ulushlarda). Yo'lsozlikda qabul qilingan me'yor bo'yicha yo'llarning qiyaligi $i = 0,03 \dots 0,07$; ba'zi hollarda $0,09$ bo'lish mumkin.

(33) ifodaning ikkinchi qavsi ichidagi yig'indi traktorning bo'ylama hamda aylanma harakat qiluvchi barcha detallarining inersiyalarini hisobga oladi. Amaliy hisoblarda bunday ifodadan foydalanish ma'lum darajada qiyinchiliklar tug'diradi.

Shuning uchun:

$$\frac{M_{\kappa}}{r_{\partial}} + \frac{M_{\text{io}}}{r_o} = P_j \cdot \delta_{\text{ayl}} = j \cdot \frac{Q}{g} \cdot \delta_{\text{ayl}}, \quad (37)$$

bu yerda: δ_{ayl} – aylanuvchi massalarni hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Koeffitsiyent δ_{ayl} ni aniqlash uchun maxovikni va u bilan bevosita bog'liq bo'lgan detallarni hamda g'ildiraklarning inersiya momentlarini aniqlash kerak. Mashinadagi boshqa aylanuvchi detallarning inersiya momentlari nisbatan kichik bo'lgani uchun ular odatda, hisobga olinmaydi.

Maxovik va tishlashish muftasini inersiya momentlarini aniqlash ancha qiyin, tirsakli val, shatun va g'ildiraklarning inersiya momentlarini aniqlash esa yanada qiyinroq. Chunki ko'p detallar murakkab konstruksiyaga ega bo'lib, ular tayyorlangan materiallarning tarkibi turlicha bo'lishi mumkin. Shuning uchun hisoblar yuqori aniqlikda bo'lishi talab qilinmagan paytlarda yoki murakkab tajribalar o'tkazish kerak bo'lmaganda δ_{ayl} akademik YE.A. Chudakov tomonidan taklif etilgan empirik formula orqali, topiladi, ya'ni:

$$\delta_{\text{ayl}} = 1 + m \cdot i^2_{\text{o'q}}. \quad (38)$$

Odatda, $m = 0,04 \dots 0,09$. (34) va (37) ifodalarni hisobga olgan holda, (33) ifodani qayta yozamiz:

$$P_y = P_{\psi} + j \frac{Q}{g} \delta_{\text{ayl}} + P_{\text{il}} \cos \gamma_{\text{il}}. \quad (39)$$

Ifodani tezlanish j ga nisbatan yechamiz va $j = \frac{dv}{dt}$ ekanligini hisobga olsak, harakatning differensial tenglamasiga ega bo'lamiz:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{g}{Q \cdot \delta_{ayl}} (P_y - P_{\psi} - P_{il} \cdot \cos \gamma_{il}) = \frac{g}{Q \cdot \delta_{ayl}} (P_u - \sum P), \quad (40)$$

bu yerda: $\sum P$ -barcha qarshilik kuchlarining yig'indisi.

Har bir tekshirilayotgan uzatma uchun $\frac{g}{Q \delta_{ayl}}$, u holda, avtomobil harakatlanayotgan uzatma uchun

$$j = \frac{dv}{dt} = const(P_u - \sum P).$$

Tekshirilayotgan uzatmada $P_u > \sum P$ bo'lsa, harakat tezlanuvchan, $P_u < \sum P$ bo'lsa, harakat sekinlanuvchan bo'ladi. Agar $P_u = \sum P$ bo'lsa, avtomobil tekis harakat qiladi.

Nazorat uchun savollar

1. Kuch balansini degani nima?
2. Harakatga qarshilik kuchini tushuntiring.
3. Yo'lni keltirilgan qarshilik kuchini tushuntiring.
4. Yo'lni keltirilgan qarshilik koeffitsiyenti qanday amaliy masalalarni yechishda qo'llaniladi?
5. Harakatni qanday turlari bor?

Kalitli so'zlar va iboralar

Kuch balansini, yo'lni keltirilgan qarshilik kuchi va koeffitsiyentlari.

2 BOB. G'ILDIRAKLI TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING UMUMIY DINAMIKASI

6-§. TUPROQNING FIZIK-MEXANIK XUSUSIYATLARI

Traktor yoki avtomobillardan unumli foydalanish tuproqning holatiga ma'lum darajada bog'liq, chunki ularning yurish qismlari doim tuproqda harakatlanadi.

Tuproqning holati esa fizik va mexanik xossalari bilan belgilanadi. Fizik xossalarga tuproqning tuzilishi, zichligi, birlik hajmdagi qattiq zarrachalarning miqdori, namligi va qattiqligi kiradi. Lekin harakat vaqtida traktor yurish qismining organlari tuproq qatlamini ezilishga va siljishga majbur etadi. Bunda tuproqda sodir bo'layotgan har xil kuchlanishlar kuch miqdoriga va ta'sir etayotgan yuzadan tashqari, yuqorida sanab o'tilgan tuproqning fizik xossalari va holatiga bog'liq. Yurish qismlari organlarining tuproqda qoldirgan izlarining chuqurligi va g'ildirashga yoki yurgizishga bo'lgan qarshiliklarning qiymati ta'sir etayotgan kuchlarning tuproqqa ta'siriga bog'liq. Chunki bu parametrlar to'g'ridan-to'g'ri traktorning tortishilashish sifatiga ta'sir etadi. Shuning uchun *tuproqning mexanik xossasi* deb, uning ezilishga va siljishga bo'lgan qarshiligiga aytiladi.

Tuproqning ezilishiga va siljishiga bo'lgan qarshilik ko'rsatkichlari quyidagilardir:

1. *Tuproqning hajmiy siqilish koeffitsiyenti, N/m^3 .*
2. *Siljishga bo'lgan qarshilik, N/m^2 .*

Tuproqning hajmiy siqilish koeffitsiyenti c_x quyidagicha aniqlanadi:

$$c_x = \frac{\sigma_c}{h_1},$$

bu yerda: σ_c –siqilish kuchlanishi; h_1 –tuproqning deformatsiyalanishi.

Tuproq ezilganda undagi zarrachalar siljiydi va qatlam ko'chadi. Shuning uchun harakat vaqtida zarrachalarning bir-biriga ilashuvini va ular orasidagi ishqalanishni yengish kerak. Demak, siljishga bo'lgan qarshilik ikkita qarshiliklar yig'indisiga teng:

$$\tau = K + f_T \cdot N,$$

bu yerda: K –solishtirma ilashuv kuchi, N/m^2 ; f_T – ichki ishqalanish koeffitsiyenti; N – siljitivchi kuchga tik bo'lgan solishtirma kuch, N/m^2 .

Umuman, tuproqning mexanik xossasiga uning qattiqligi va namligi ham katta ta'sir ko'rsatadi.

Nazorat uchun savollar

1. Tuproqning fizik xossasiga qanday kattaliklar kiradi?
2. Tuproqning mexanik xossasiga qanday kattaliklar kiradi?
3. Tuproq bilan g'ildirak munosabatida tuproqning qaysi ko'rsatkichlari muhim hisoblanadi?

Kalitli so'zlar va iboralar

Tuproqning ezilishi va siljishi, tuproqning mexanik xususiyatlari.

7-§. G'ILDIRAKLARNING SINFLARGA BO'LINISHI

G'ildiraklar traktor va avtomobillarning og'irligini tuproqqa (yoki asfaltga) o'tkazish jarayonida tuproqning siljitivchi reaksiyasini hosil qiladi, bu siljitivchi reaksiya esa mashinani o'rnidan siljitadi.

Yurish qismining konstruksiyasiga qarab traktorlar g'ildirakli va zanjirli bo'ladi. G'ildiraklar esa o'z navbatida yetakchi va yetaklanuvchi bo'ladi. Bundan keyin yetakchi g'ildirak parametrlarining indeksiga (y_e), yetaklanuvchi g'ildirak parametrlarining indeksiga esa « O » harflarini qo'yib belgilaymiz.

Agar g'ildirakka yetakchi moment berilsa va uning natijasida tuproq bilan tutashgan yuzada urinma tortish kuchini paydo qilsa, u g'ildirak *yetaklovchi* hisoblanadi. Odatda, yetakchi g'ildirak traktorlarda orqaga o'rnatiladi. Uning aksi, ya'ni yetakchi moment berilmasa, u g'ildirak yetaklanuvchi hisoblanadi. Traktorlarda yetaklanuvchi g'ildirak traktorning oldiga o'rnatiladi. Shuning uchun yo'naltiruvchi g'ildirak deb ham atalishi mumkin.

Yo'naltiruvchi g'ildirak traktorning ostovi tomonidan ta'sir etayotgan itaruvchi kuch ostida harakat qiladi. Odatda (ba'zi shatakka oluvchi traktorlarni hisobga olmaganda), oldingi g'ildirak yo'naltiruvchi hisoblanadi.

Avtomobillarda yetakchi g'ildirak oldiga ham, orqaga ham, o'rnatilishi mumkin. Oldiga o'rnatilganda u bir vaqtning o'zida ham yetakchi, ham yo'naltiruvchi hisoblanadi.

Ballonli g'ildiraklarning radial deformatsiyasidan tashqari tangensial, ko'ndalang va burchak deformatsiyalari mavjud. Shinaning (ballonning) radial deformatsiyasini baholash uchun radial mustahkamlik koeffitsiyenti λ_H qabul qilingan:

$$\lambda_H = \frac{Q_e}{h},$$

bu koeffitsiyent shina ichidagi bosim, uning konstruktiv o'lchamlari va shina materialiga bog'liq ravishda o'zgaradi.

Shinaning tangensial deformatsiyasi asosan burovchi moment ta'sirida sodir bo'ladi. Shinalarda ko'ndalang yo'nalishdagi deformatsiya asosan yo'naltiruvchi g'ildiraklarni burish paytida sodir bo'lib, mashinani boshqarishda muhim ko'rsatkich hisoblanadi. Shinaning ko'ndalang yo'nalishda deformatsiyalanishi P_{yon} kuch ta'sirida bo'lib, u g'ildirak o'qida paydo bo'ladi (9-chizma, b). Natijada shinaning dastlabki yo'nalishi bilan o'zgargan yo'nalish orasida ma'lum burchak hosil bo'ladi. Bu burchak yonaki sirpanish burchagi deyiladi va δ_{yon} bilan belgilanadi:

$$\delta_{yon} = \frac{P_{yon}}{K_{yon}},$$

bu yerda: K_{yon} - yonaki sirpanishga qarshilik koeffitsiyenti.

Bu koeffitsiyent qancha kichik bo'lsa, shinaning yonaki sirpanishi shuncha ko'p bo'ladi.

Shinaning burchakli deformatsiyasi g'ildirakka gorizonta tekislik bo'yicha moment M_{sh} qo'yilishi bilan sodir bo'ladi. Moment ta'sirida g'ildirak ma'lum Δ burchakka buriladi. Shinaning burchak bikrligi quyidagicha topiladi:

$$\delta_\delta = \frac{M_{sh}}{\Delta}.$$

Moment M_{sh} katta bo'lmaganda g'ildirakning yo'nalishi shina protektorining sirpanishsiz o'zgarishi mumkin, lekin moment ko'payib ketsa, burchak Δ tez kattalashib, protektorning sirpanishi ro'y beradi. Bu esa boshqarishni yomonlashtiradi.

8-§. YETAKLANUVCHI G'ILDIRAKNING ISHLASHI

Yetaklanuvchi g'ildirak to'rt xil holatda harakatlanishi mumkin:

1. *Deformatsiyalanmaydigan gardishga (obodga) ega bo'lgan g'ildirakning deformatsiyalanmaydigan yuzadagi harakati.*
2. *Deformatsiyalanmaydigan gardishli g'ildirakning deformatsiyalanadigan yuzadagi (yumshoq tuproqdagi) harakati.*
3. *Pnevmatik shinali g'ildirakning qattiq yuzadagi harakati.*
4. *Pnevmatik shinali g'ildirakning yumshoq yuzadagi harakati.*

Birinchi holatga zanjirli traktorlardagi tayanch g'ildiraklarning zanjir yuzasidagi harakati misol bo'ladi. Nisbatan ikkala yuza ham deformatsiyalanmaydi. Shuning uchun tuproqning vertikal reaksiyasi g'ildirakning geometrik vertikal o'qi bo'ylab yo'naladi. Itaruvchi kuch W_0 ro'para reaksiya kuchi X_0 bilan muvozanatlashadi, ya'ni:

$$W_0 = X_0, Q_0 = Y_0.$$

Agar harakat tezlanuvchan bo'lsa,

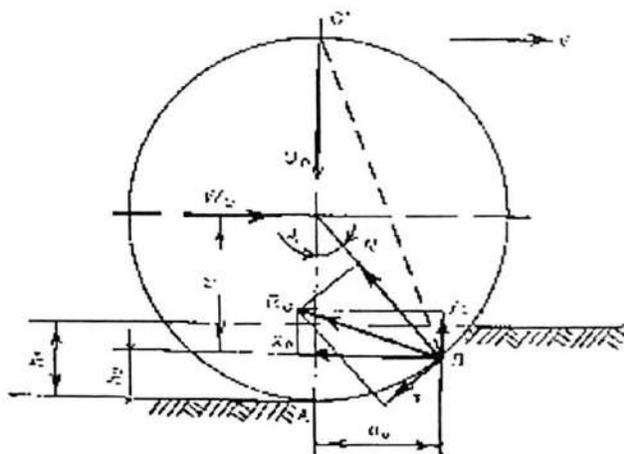
$$W_0 = X_0 + m_0 \cdot j, \quad (41)$$

bu yerda: m_0 – g'ildirak massasi.

Ikkinchi holatga yuqori bosimli shinaning yumshoq tuproqdagi harakati misol bo'ladi (10-chizma). Traktor ostovidan uzatilayotgan W_0 kuch ta'sirida g'ildirak harakat qiladi. Og'irlik kuchi Q_0 ta'sirida g'ildirak tuproqqa botadi va iz qoldiradi. Izning chuqurligi Q_0 kuchning qiymatiga, shina bosimiga va tuproqning mexanik xususiyatlariga bog'liq. g'ildirakning old tomonida tuproq deformatsiyalanadi, natijada urinma τ va markazga intiluvchi N kuchlar hosil bo'ladi. Ularning teng ta'sir etuvchilari V nuqtaga qo'yilgan desak, bu kuchlarning yo'nalishi 10-chizmadagi kabi bo'ladi. Markazga intiluvchi N va urinma τ kuchlarini teng ta'sir etuvchisini tashkil etuvchilar Y_0 va X_0 ga ajratamiz. Tuproqning reaksiyasi X_0 ro'paradan ta'sir etib, harakatga qarshilik qiladi. Kuchlarning proyeksiyalariga asosan:

$$Q_0 = Y_0; W_0 = X_0.$$

Juft kuchlar o'zaro moment M_{f_0} ni hosil qiladi, ya'ni:



10-chizma. Qattiq gardishli g'ildirakka ta'sir etuvchi kuchlar.

Bu moment harakatning qarshilik momentidir. Ikkinchi tomondan, W_0 bilan X_0 kuchlar ham moment hosil qiladi. Bu moment harakat avvalgisi bilan bir xil bo'lgani uchun M_{f_0} ga teng.

Demak,

$$Y_0 \cdot a_0 = Q_0 \cdot a_0 = W_0 \cdot r_0 = X_0 \cdot r_0 = M_{f_0}. \quad (42)$$

Bu yerdan

$$W_0 \cdot r_0 = Q_0 \cdot a_0; \quad W_0 = Q_0 \frac{a_0}{r_0}. \quad (43)$$

$$\text{Agar } \frac{a_0}{r_0} = f_0 \text{ desak, } W_0 = f_0 \cdot Q_0 \text{ yoki } W_0 = P_{f_0}. \quad (44)$$

bu yerda: f_0 -g'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti; P_{f_0} -g'ildirashga qarshilik kuchi.

Demak, oldingi g'ildirak bir xil tezlikda harakat qilishi uchun traktorning ostovidan P_{f_0} ga teng bo'lgan W_0 kuch qo'yilishi kerak.

Agar harakat tezlanish bilan bo'lsa,

$$W_0 = P_{f_0} + m_0 \cdot j. \quad (45)$$

Qarshilik kuchi P_{f_0} ning miqdori koeffitsiyent f_0 ga bog'liq. Shinadagi bosim yuqori bo'lib, tuproqning deformatsiyasi qancha ko'p bo'lsa, bunday

g'ildirakning g'ildirashiga shuncha ko'p kuch sarflanadi. Barcha sarflanayotgan kuch (yoki energiya) tuproqni deformatsiyalash uchun ketadi. Iz qancha chuqur bo'lsa, tuproqda bo'layotgan kuchlanish shuncha ko'p bo'ladi, ya'ni:

$$\sigma = c_x(h_1 - h_0).$$

Shinaning kengligini b desak, tuproqning har bir qatlamidagi Q_0 kuch quyidagicha topiladi:

$$Q_0 = b \cdot c_x \int_0^{h_1} (h_1 - h_0) dh. \quad (46)$$

Uchburchak AVO dan: $a_0^2 = (D - h_0)h_0$ yoki $a_0^2 = D \cdot h_0$ ni differensiallasak quyidagi ifoda hosil bo'ladi:

$$2a_0 \cdot da_0 = D \cdot dh_0;$$

bundan $da_0 = \frac{D}{2a_0} dh_0 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{D}{h_0}} \cdot dh_0.$ (47)

(47) ifodani (46) ga qo'yib integralni h_0 dan $h_0 = h_1$ gacha olsak,

$$Q_0 = \frac{2}{3} b \cdot c_x \sqrt{D} h_0^{\frac{3}{2}}. \quad (48)$$

Bu ifoda g'ildirak o'lchamlari va c_x aniq bo'lganda g'ildirak Q_0 kuch ta'sirida qanchalik chuqurlikda iz qoldirishini bildiradi, ya'ni:

$$h_0 = \left(\frac{1,5 \cdot Q_0}{b \cdot c_x \cdot \sqrt{D}} \right)^{\frac{2}{3}}. \quad (49)$$

Bu holda, g'ildirakning g'ildirashi uchun itaruvchi W_0 kuchning qiymati qancha bo'lishini aniqlash maqsadida quyidagi ifodani yozamiz:

$$W_0 = \int_0^{h_1} (h_1 - h_0) dh_0 = 0,5 \cdot b \cdot c_x \cdot h_1^2, \quad (50)$$

yoki

$$W_0 = 0,86 \cdot Q_0 \sqrt[3]{\frac{Q_0}{b \cdot c_x \cdot D^2}}. \quad (51)$$

G'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti quyidagicha aniqlanadi (Granvuane-

Goryachkin formulasi):

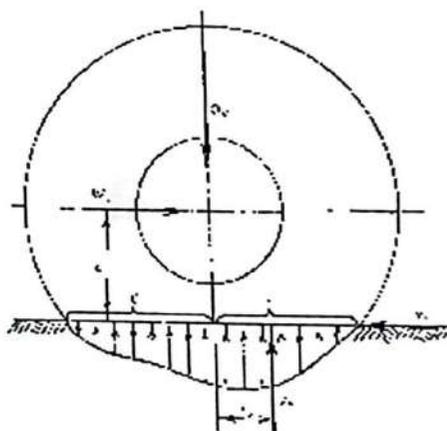
$$f_0 = \frac{W_0}{Q_0} = 0,86 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_0}{b \cdot c_x \cdot D^2}} \quad (52)$$

Uchinchi holat esa, avtomobil shinasining asfalt yo'ldagi harakatiga to'g'ri keladi. Yo'lning deformatsiyasi g'ildirak deformatsiyasiga nisbatan oz bo'lgani uchun uni shartli deformatsiyalanmaydi deb hisoblaymiz (11-chizma). Shina deformatsiyasi ikki bosqichdan iborat: birinchi bosqichda (I) shina harakat yuzasi bilan kontaktda bo'lib deformatsiyalanadi. Deformatsiyalash uchun E_1 energiya sarf bo'ladi; ikkinchi bosqichda (II) esa shina harakat yuzasidan ajrala boshlaydi. Bu vaqtda deformatsiyalangan qism shinaning qayishqoqligi tufayli ajralish paytida g'ildirakni oldinga qarab itaradi, ya'ni sarf bo'lgan energiya E_{11} ko'rinishda qaytadi. Shinaning ichki gisterezisi tufayli $E_1 > E_{11}$. Qoldiq $E_1 - E_{11}$ energiya shina materiali zarrachalarining ichki eneriyasini o'zgartirishga sarf bo'ladi. Bosim epyurasining teng ta'sir etuvchi reaksiya kuchi Y_0 g'ildirakning vertikal o'qidan a_0 masofaga oldinga siljiydi. Bu holda ham,

$$Q_0 \cdot a_0 = Y_0 \cdot a_0 = W_0 \cdot r_0 = X_0 \cdot r_0 = M_{f_0}$$

$$W_0 = Q_0 \frac{a_0}{r_0} = f_0 \cdot Q_0 \quad (53)$$

Bunda itaruvchi kuch faqat shinaning deformatsiyasiga sarf bo'ladi. Koeffitsiyent f_0 shina bosimi, shina materialining qattiqligi va massasiga bog'liq holda o'zgaradi.



11-chizma. Deformatsiyalanuvchi shinaga ta'sir etuvchi kuchlar.

To'rtinchi holat past bosimli shinaning yumshoq tuproqdagi harakatiga to'g'ri keladi. Bu holda a_0 masofa ham shinaning, ham tuproqning

deformatsiyasi tufayli vujudga keladi. Shuni aytib o'tish kerakki, quvvat balansida tuproqning deformatsiyasiga sarflangan quvvat shinning deformatsiyasiga ketgan quvvatga nisbatan ko'proq bo'ladi. Shuning uchun, ma'lum zichlikdagi tuproqda ishlayotgan avtomobil yoki traktorda avtomatik ravishda shina bosimini o'zgartirib, kerakli tayanch yuzani hosil qilish katta ahamiyatga ega. Shunday moslama o'tag'on avtomobillar shinasining bosimini o'zgartirishda qo'llanilmoqda. Bu moslama faqat bosimni orttiradi. Lekin shina bosimini istalgan vaqtda orttirish va kamaytirishning iloji yo'q. Bu esa ushbu moslamaning kamchiligi hisoblanadi.

Nazorat uchun savollar

1. G'ildirakning xillarini sanag.
2. G'ildiraklar qaysi holda yetakchi, qaysi holda yetaklanuvchi hisoblanadi?
3. Shinning deformatsiyasi haqida tushuncha bering.
4. Yetaklanuvchi g'ildirakni ishlashini o'rganishni osonlashtirish maqsadida qanday soddalashtirishga yo'l qo'yiladi?
5. Har bir holat yuzasidan kelib chiqadigan xulosalarni ayting.
6. Xulosalar natijasida amaliyotda qo'llanilayotgan o'zgarishlarga to'xtal.

Kalitli so'zlar va iboralar

Dumalash yelkasi, shina deformatsiyasi, tuproq deformatsiyasi, tuproqning vertikal reaksiyasi, gorizontal reaksiyasi.

9-§. YETAKCHI G'ILDIRAKNING ISHLASHI

Yetakchi g'ildirak moment M_{etak} ta'sirida harakat qiladi (12-chizma). Bu vaqtda g'ildirakka og'irlik kuchi Q_e , ostovning qarshiligi W_e , inersiya kuchi P_{je} , hamda tuproqning reaksiyalari X_e , va Y_e , ta'sir etadi. Tekis harakat uchun,

$$Q_e = Y_e; W_e = X_e,$$

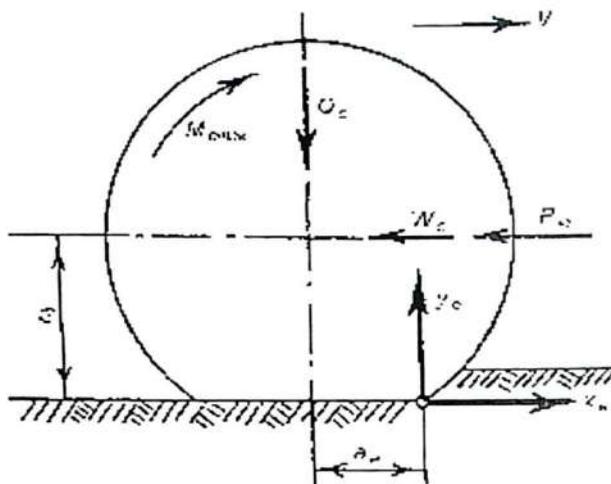
$$M_{etak} = Q_e \cdot d_e + X_e \cdot r_d; a_e = f_e \cdot r_d.$$

U holda,

$$M_{etak} = Q_e \cdot f_e \cdot r_d + X_e \cdot r_d,$$

(54)

bu yerda: $Q_e \cdot a_e = Q_e \cdot f_e \cdot r_d = M_{f_e}$ g'ildirashga qarshilik qiluvchi moment hisoblanadi.



12-chizma. Yetakchi g'ildiraklarga ta'sir etuvchi kuch va momentlar.

Demak,

$$M_{etak} = M_{f_e} + X_e \cdot r_d. \quad (55)$$

Bu ifodani dumalash radiusiga bo'lib yuborsak,

$$X_e = P_u - P_{f_e}. \quad (56)$$

(56) ifodadan (53) ni ayirsak va bir xil sharoitda ishlayotgan g'ildiraklar uchun $f_e = f_o$ ekanini hisobga olsak:

$$X_e - X_o = P_u - (Q_c + Q_o) \quad (57)$$

yoki

$$P_\Sigma = X_e - X_o = P_u - f \cdot Q.$$

Chunki $Q_c + Q_o = Q$ yoki $P_\Sigma = P_u - P_f$, bunda $P_f = f \cdot Q$.

Hosil bo'lgan P_Σ kuch barcha tashqi qarshiliklarni, ya'ni tirkalma yoki osma mashinalarning qarshiligini, yuqoriga chiqish qarshiligini va inersiya kuchlari qarshiliklarini yengishga ketadi. Avval aytilganidek, urinma kuch P_u ning qiymatini g'ildirakning tuproq bilan ilashish sharoiti cheklab qo'yadi.

Buni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$P_u \leq \varphi \cdot Q_c.$$

Yetakchi g'ildirakda kuchlar balansini tahlil qilganga nisbatan unga berilayotgan quvvatdan qay darajada foydalanilmoqda degan savolga javob berish maqsadga muvofiq bo'ladi. Buning uchun yetakchi g'ildirakni foydali ish ko'effitsiyentini bilish kerak.

Yetakchi g'ildirakning foydali ish ko'effitsiyentini topish uchun shu g'ildirakning quvvat balansini yozamiz. Buning uchun silliq protektorli shina tekis harakat qilmoqda deb faraz qilamiz, u holda:

$$M_{\text{etak}} \cdot \omega_e = M_{fe} \cdot \omega_e + X_e \cdot r_d \cdot \omega_e. \quad (58)$$

Agar shina sirpanishsiz va deformatsiyasiz harakat qilsa, $r_d = r_n$ va $v_n = r_d \cdot \omega_e$ bo'lar edi. Lekin harakat vaqtida sirpanish bo'ladi va g'ildirak deformatsiyalanadi. Demak, bu holda, r_d doim haqiqiy radius r ga tezlik esa, haqiqiy tezlikka teng bo'lishi kerak, ya'ni $v = r \cdot \omega_e$.

Xulosa qilib aytganda, yetakchi g'ildirakdan mashinaning ostoviga o'tayotgan va foydali ishga sarflanayotgan $X_e \cdot v$ quvvat yetakchi g'ildirakka kelayotgan $M_{\text{etak}} \cdot \omega_e$ quvvatdan doim oz bo'ladi. Ikkala quvvatning nisbati yetakchi g'ildirakning foydali ish ko'effitsiyenti (η_e) deb ataladi:

$$\eta_e = \frac{X_e v}{M_{\text{etak}} \omega_e}. \quad (59)$$

Tekis harakat uchun (14) ifodani hisobga olsak:

$$\eta_e = \frac{M_{\text{etak}} - M_{fe}}{M_{\text{etak}}} \cdot \frac{v}{v_H}.$$

Agar $\frac{M_{\text{etak}} - M_{fe}}{M_{\text{etak}}} = \eta_{fe}$; $\frac{v}{v_H} = \eta_\delta$ desak, u holda,

$$\eta_e = \eta_{fe} \cdot \eta_\delta, \quad (60)$$

bu yerda: η_{fe} - g'ildirashdagi yo'qotishlarni hisobga oluvchi foydali ish ko'effitsiyenti; η_δ -

shataksirashdagi yo'qotishlarni hisobga oluvchi foydali ish koeffitsiyenti.

Demak, yetakchi g'ildirakka kelayotgan quvvat g'ildirakning g'ildirashiga va shu g'ildirash jarayonida shataksirashni yengishga sarf bo'ladi. Hozirgacha bu ikkala koeffitsiyentni analitik ravishda to'liq aniqlashning imkoni yo'q. Shuning uchun amaliy hisoblarda eksperimental ma'lumotlardan foydalaniladi.

Nazorat uchun savollar

1. Yetakchi g'ildirak bilan yetaklanuvchi g'ildirakni ishlashida qanday farq bor?
2. G'ildirak tekis harakat qilganda qanday kuchlar ta'sir etadi?
3. G'ildirak shataksiramadan ishlashi uchun qanday shart bajarilishi kerak?
4. Yetakchi g'ildirakni foydali ish koeffitsiyentiga ta'rif bering.
5. Yetakchi g'ildirakni dumalashi paytidagi yo'qotishlari hisobga oluvchi kattaliklarni aytib bering.

Kalitli so'zlar va iboralar

Nazariy tezlik, haqiqiy tezlik, ostov, quvvat, foydali ish koeffitsiyenti.

10-§. SHATAKSIRASH VA TUPROQ BILAN ILASHISH KOEFFITSIYENTLARI

Shataksirash jarayonini o'rganish g'ildirak va tuproqning ilashish jarayonini o'rganish bilan bog'liq holda olib boriladi. Tishlarga ega bo'lgan g'ildirak yumshoq yerda harakat qilmoqda, deb faraz qilaylik (13-chizma). Bu yerda Q_e kuch ta'sirida tuproqning deformatsiyalanishi va X_e kuch ta'sirida tuproq qatlamining gorizontaal yo'nalishidagi siljishi ro'y beradi. Shunga bog'liq holda ikki xil kuch hosil bo'ladi: g'ildirak bilan tuproq orasidagi ishqalanish kuchi; g'ildirak tishiga tuproq ilashganda hosil bo'ladigan ilashish kuchi.

Shinaning qattiq yuzadagi harakatida, asosan, ishqalanish kuchi asosiy, yumshoq yerdagi harakatda esa, ilashish kuchi asosiy hisoblanadi. Tishlar tuproqqa botib, tuproq qatlamini shibbalaydi, natijada har bir tish o'rtacha $d\gamma_e$ burchakka aylanadi. Agar dt vaqt ichida $d\gamma_e$ burchakka salt og'ish ro'y bersa, g'ildirak o'qining dt vaqt ichidagi orqaga siljishi ds quyidagicha topiladi:

$$ds = r_d \cdot d\gamma_e.$$

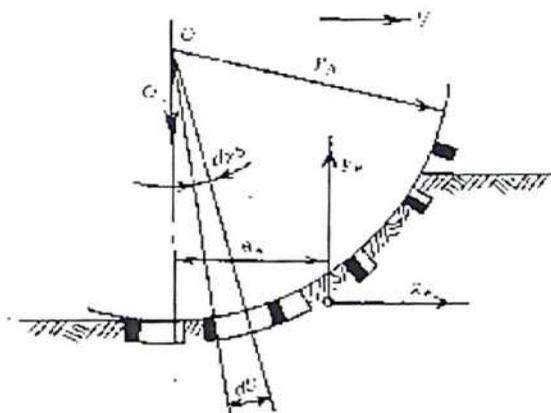
Natijada yo'qotilgan tezlik dU quyidagiga teng:

$$dv = \frac{ds}{dt} = r_d \cdot \omega_e,$$

bunda,

$$\omega_e = \frac{d\gamma_e}{dt}.$$

Demak, g'ildirak har bir dt vaqt ichida dv tezlik yo'qotadi. Shu dt vaqt ichida g'ildirak o'qining ds masofaga orqaga siljishi shataksirashni belgilaydi. Shataksirash va ilashish jarayonlari ta'sir etayotgan Q_e kuchning miqdori, g'ildirak bilan tuproq orasida hosil bo'layotgan tayanch yuza va urinma kuchlarning miqdoriga bog'liq. **Yetakchi g'ildirakda yetakchi moment M_{etak} ning bo'lishi shataksirashning borligini bildiradi $P_u = 0$ bo'lsa, shataksirash ham bo'lmaydi.**



13-chizma. Shataksirash va ilashish koeffitsiyentlarini aniqlashga doir shakl.

Shataksirashning ko'rsatkichi shataksirash koeffitsiyenti hisoblanadi. Shataksirash koeffitsiyenti δ ilgakdagi kuch bilan aniqlanadi, chunki u shataksirash koeffitsiyentiga ta'sir etuvchi eng asosiy omildir. Shataksirash koeffitsiyenti δ foizlarda o'lchanib, ham analitik, ham tajriba yo'li bilan o'rtacha aniqlikda topiladi. Shataksirash koeffitsiyenti tezliklar orqali quyidagicha topiladi:

$$\delta = \frac{v_u - v}{v_u} = 1 - \frac{r}{r_u} \cdot 100\%. \quad (61)$$

Bu yerda shuni aytish mumkinki, yo'qotilgan tezlikning erishish mumkin bo'lgan nazariy tezlikka nisbati shataksirash deyiladi.

Shataksirash δ ni g'ildirakning aylanishlar chastotasi orqali aniqlash uchun quyidagi shartlar qabul qilinadi:

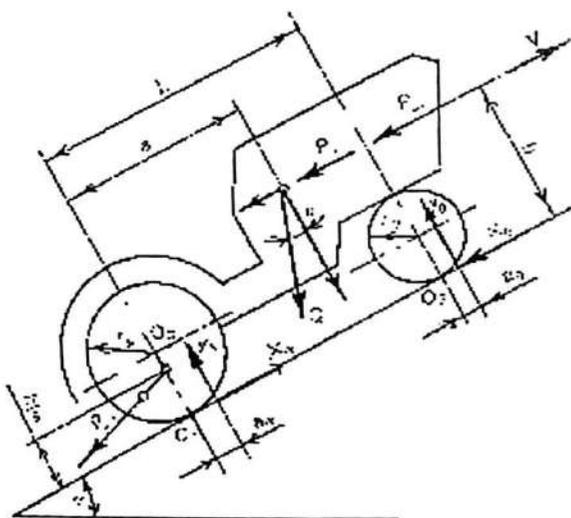
1. Traktorning gorizontaal yuzadagi tekis salt harakatida shataksirash bo'lmaydi.
2. Tekshirilayotgan sharoitda nazariy radius o'zgarmas. U holda,

$$\delta = \frac{n_{ish} - n_{salt}}{n_{ish}} \cdot 100\%, \quad (62)$$

bu yerda: n_{yu} , n_{syu} –traktorning yuk ostidagi va salt ishlagandagi g'ildiraklarining aylanishlar chastotasi.

$$n_{yu} = \frac{S}{2\pi \cdot r}, \quad n_{syu} = \frac{S}{2\pi \cdot r_u},$$

bu yerda: S –shataksirash koeffitsiyenti aniqlanayotgan masofa, m.



14-chizma. Vertikal (tik) kuchlarni aniqlashga doir shakl.

Ilashish koeffitsiyenti φ esa (20) ifoda orqali topiladi. Shataksirash koeffitsiyenti δ ning qiymati katta bo'lishi va ilashish koeffitsiyenti φ ning qiymati kam bo'lishi maqsadga muvofiq emas, chunki bu holda, tuproqning tuzilishi buziladi va agregatning texnik-iqtisodiy ko'rsatkichlari pasayib ketadi. Shataksirash koeffitsiyenti g'ildirakli traktorlar uchun 15%-17%, zanjirli traktorlar uchun 5-7% bo'lishi kerak.

Nazorat uchun savollar

1. Shataksirash nima? Hosil bo'lish mexanizmini ayting.
2. Shataksirashning kattaligi tuproqning turiga bog'liqmi?
3. Shataksirashning miqdori g'ildirakli traktorda ko'pmi yoki zanjirli mashinadami?
4. Shataksirashning miqdorini aniqlashning uslublarini ayting.
5. Traktorning turiga qarab shataksirashning miqdorini ayting.

Kalitli so'zlar va iboralar

Shataksirash, salt va yuk ostida aylanishlar chastotasi.

II-§. TRAKTORLAR HAMDA AVTOMOBILLARNING OLDINGI VA ORQA G'ILDIRAKLARIDAGI TUPROQNING VERTIKAL (TIK) REAKSIYASINI ANIQLASH

Vertikal kuchlarni aniqlash shakli 14-chizmada ko'rsatilgan. Ma'lum tezlanishga ega bo'lgan traktor ilgagidagi qarshilik bilan yuqoriga ko'tarilmoqda (ko'tarilish burchagi α). Yuqorida ko'rib o'tganimizdek, vertikal Y_e va Y_o kuchlar g'ildirakning vertikal geometrik o'qiga nisbatan a_e va a_o masofaga oldinga siljigan. Masalani soddalashtirish uchun g'ildirak gardishi va harakat yuzasi deformatsiyalanmaydi deb qaraymiz. Bundan tashqari, g'ildirak podshipniklarining qarshilik momenti va g'ildirakning urinma inersiya kuchlaridan hosil bo'ladigan momentlar ham oz bo'lgani uchun hisobga olinmaydi. Vertikal reaksiya Y_e ni topish uchun barcha kuchlardan O_2 nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Y_e(L - a_e) - Q \cdot \sin \alpha h - Q \cdot \cos \alpha \cdot (L - a) - P_j \cdot h - P_{sh} \cdot h - Y_o \cdot a_o - P_{il} \cdot \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} - P_{il} \cdot \sin \gamma_{il} L = 0.$$

Agar $Y_e a_e = M_{f_e}$, $Y_o a_o = M_{f_o}$, $M_{f_e} + M_{f_o} = M_f$ ekanligini hisobga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$Y_e = \frac{Q \cdot \cos \alpha (L - a) + (Q \sin \alpha + P_j + P_{ish}) \cdot h + P_{il} \cos \gamma_{il} h' + M_f}{L} + P_{il} \sin \gamma_{il} \quad (63)$$

Oldingi g'ildirakning vertikal reaksiyasini topish uchun barcha kuchlarning vertikal tekislikka nisbatan proyeksiyasini yozamiz:

$$Y_o + Y_e - Q \cos \alpha - P_{il} \sin \gamma_{il} = 0. \quad (64)$$

Vertikal reaksiya Y_e ning o'rniga (63) ifodani qo'yib, Y_o ni topamiz:

$$\frac{Q \cos \alpha - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh})h - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} - M_f}{L} \quad (65)$$

Traktor uchun $P_{sh} = 0$. Gorizontal yuzadagi tekis harakat uchun:

$$Y_e = \frac{Q(L-a) + P_{sh}h + P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} + M_f}{L} + P_{il} \sin \gamma_{il}$$

$$Y_o = \frac{Qa - P_{sh}h - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} - M_f}{L} \quad (66)$$

Agar ilgakda qarshilik bo'lmasa, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\left. \begin{aligned} Y_e &= \frac{Q(L-a) + P_{sh}h + M_f}{L} \\ Y_o &= \frac{Qa - P_{sh}h - M_f}{L} \end{aligned} \right\} \quad (67)$$

Tinch turgan traktor yoki avtomobil uchun:

$$\left. \begin{aligned} Y_{est} &= \frac{Q \cdot (L-a)}{L} \\ Y_{ost} &= \frac{a}{L} \cdot Q \end{aligned} \right\} \quad (68)$$

Bu ikkala parametr ko'pincha bir-biriga teng bo'lmaydi. O'sma yoki tirkalma qishloq xo'jalik mashinasi ham $Y_{est} + Y_{ost}$ ning o'zaro taqsimlanishiga ta'sir ko'rsatadi.

$$(Y_{est} + Y_{ost}) = Q \cdot \cos \alpha \quad (69)$$

Og'irlik kuchi qanday taqsimlanishini bilish uchun va har xil traktorlarni g'ildiraklarning yuklanish darajasi bo'yicha solishtirish maqsadida *yuklanish koeffitsiyenti* kattaligini kiritamiz. Bu kattalik gorizontal yuzada turgan traktor yoki avtomobil uchun quyidagicha aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_e &= \frac{Y_e}{Q} \\ \lambda_0 &= \frac{Y_o}{Q} \end{aligned} \right\} \quad (70)$$

bu yerda: λ_e, λ_0 – yetakchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarning yuklanish koeffitsiyenti.

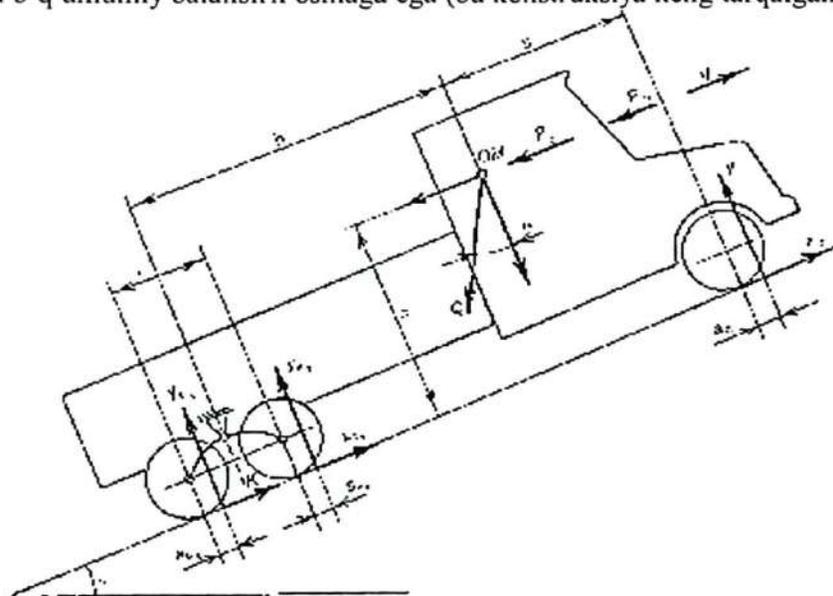
Ilgakdagi kuch harakat yuzasiga parallel yo'nalgan bo'lsa,

$$\lambda_e + \lambda_0 = 1. \quad (71)$$

Agar bu kuch pastga yo'nalgan bo'lsa, $\lambda_e + \lambda_0 > 1$. Yuqoriga yo'nalgan bo'lsa, $\lambda_e + \lambda_0 < 1$.

G'ildirakli traktorlar uchun $Y_{e_{CT}} = (0,65 \dots 0,75)Q$; $Y_{0_{st}} \approx 0,25Q$.

Yuk avtomobillari uchun esa, $Y_{est} = (0,7 \dots 0,75)Q$. Avtomobil uch o'qli bo'lsa, unga ta'sir etuvchi kuchlar 15-chizmadagidek bo'ladi. Bu yerda orqa va o'rta o'q umumiy balansirli osmaga ega (bu konstruksiya keng tarqalgan).



15-chizma. Uch o'qli avtomobilda vertikal kuchlarni topish.

Vertikal reaksiya Y_0 ni topish uchun osmaning harakat yuzasidagi proyeksiyasidan K nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Y_{e_2} \left(\frac{l}{2} - a_{e_2} \right) - Y_{e_1} \left(\frac{l}{2} - a_{e_1} \right) - (Q \sin \alpha + P_f + P_{ur})h - Y_0(a + b + a_0) + Q \cos \alpha b = 0. \quad (72)$$

Birinchi, ikkinchi va to'rtinchi qavslarni ochib,

$$Y_{e_2} a_{e_2} = M_{f_2}; \quad Y_{e_1} a_{e_1} = M_{f_1}; \quad Y_0 a_0 = M_{f_0}$$

ekanligini hisobga olsak, (72) ifoda quyidagi ko'rinishga keladi:

$$Y_0(a + b) = Q \cos \alpha \cdot b + Y_{e_2} \frac{\ell}{2} + Y_{e_1} \frac{\ell}{2} - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) \cdot h - M_{f_2} - M_{f_1} - M_{f_0}.$$

Lekin, $M_{f_1} + M_{f_2} + M_{f_0} = M_f = P_f r_d = f Q \cos \alpha r_d.$

Demak,
$$\frac{Q \cos \alpha (b - f \cdot r_d) - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) h + Y_{e_2} \frac{\ell}{2} - Y_{e_1} \frac{\ell}{2}}{a + b}. \quad (73)$$

Ikkala g'ildirakning o'qi umumiy o'q orqali ramaga birlashgan hollarda $Y_{e_2} = Y_{e_1}$ bo'ladi. U holda,

$$Y_0 = \frac{Q \cos \alpha (b - f \cdot r_d) - (Q \sin \alpha + P_j + P_{sh}) \cdot h}{a + b} \quad (74)$$

Ko'p hollarda $Y_{e_2} \neq Y_{e_1}$. Bunday sharoitda Y_0 ning qiymati Y_{e_1} va Y_{e_2} ga bog'liq bo'lib qoladi. Noma'lum Y_{e_0} , Y_{e_1} va Y_{e_2} larni aniqlash maxsus adabiyotlarda mukammal bayon qilingan. Agar $Y_{e_1} > Y_{e_2}$ bo'lsa, Y_0 kamayadi. $Y_{e_1} < Y_{e_2}$ bo'lsa Y_0 ortadi.

Vertikal reaksiyalar $Y_{e_1} = Y_{e_2}$ barcha kuchlarni vertikal tekislikka proyeksiyalash orqali topiladi, ya'ni:

$$2 Y_{e_2} + Y_0 = Q \cdot \cos \alpha$$

bu yerda,

$$Y_e = \frac{Q \cos \alpha - Y_0}{2}. \quad (75)$$

Nazorat uchun savollar

1. Nima uchun oldingi va orqa g'ildiraklarga tushayotgan og'irliklar o'rganiladi?

2. Odatda qaysi g'ildirak ko'proq yuklanadi?
3. Yetakchi g'ildirakning yuklanishi me'yordan kam bo'lishi qanday salbiy oqibatlariga olib keladi?
4. Yetaklanuvchi g'ildirakning yuklanishini me'yordan chetga chiqishi qanday salbiy oqibatlariga olib keladi?
5. Yuklanish koeffitsiyentiga ta'rif bering.
6. Yuklanishni sun'iy o'zgartiruvchi omillarni sanang.

12-§. O'RNATMA QISHLOQ XO'JALIGI MASHINASI BILAN ISHLAYOTGAN TRAKTOR G'ILDIRAKLARIDAGI VERTIKAL REAKSIYALARNI ANIQLASH

O'rnatma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlaganda tuproqning vertikal reaksiyalari ikki hol uchun aniqlanadi. Birinchi hol ishchi holat, ikkinchisi esa, qishloq xo'jaligi mashinasining ko'tarilgan transport holati.

Aytaylik, traktor gorizontal yuzada tekis harakat qilib, osma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ish bajarmoqda (16-chizma). Bu holda, tayanch g'ildirakka vertikal reaksiya kuchi Y_u va ishchi organga qarshilik kuchi R ta'sir etadi. Vertikal R_2 kuch ikki kuchning yig'indisidan iborat, ya'ni $R_2 = R_u + Q_s$; Q_s —osma qishloq xo'jalik mashinasining og'irlik kuchi; R_u va R_x tuproqning vertikal va gorizontal qarshilik reaksiyalari.

Traktorning g'ildiraklariga ta'sir etuvchi vertikal reaksiyalarni topishdan avval, osma mashinaning tayanch g'ildiragiga ta'sir etuvchi vertikal reaksiyani aniqlash kerak. Bu kuch osma mashina o'qining oniy aylanish markazi O_s atrofiga aylaniш шартидан топилади:

$$Y_u = \frac{R \cdot n}{h_0}.$$

Ko'rinib turibdiki, Y_u ning qiymati R ga bog'liq. Tayanch g'ildirak oniy markazdan qancha uzoq bo'lsa, vertikal reaksiya Y_u shuncha kichik bo'ladi. Yuqoridagi va pastki tortma o'zaro parallel joylashgan bo'lsa, g'ildirakning joylashuvi Y_u ning qiymatiga ta'sir etmaydi. Vertikal reaksiya Y_0 ni topish uchun O_1 nuqtaga nisbatan barcha kuchlarning momentini olamiz:

$$Y_e \cdot a_e - Q \cdot a + Y_0 \cdot (L + a_0) - Y_u \cdot L_u + R_2 \cdot a_s - R_x \cdot h_s = 0.$$

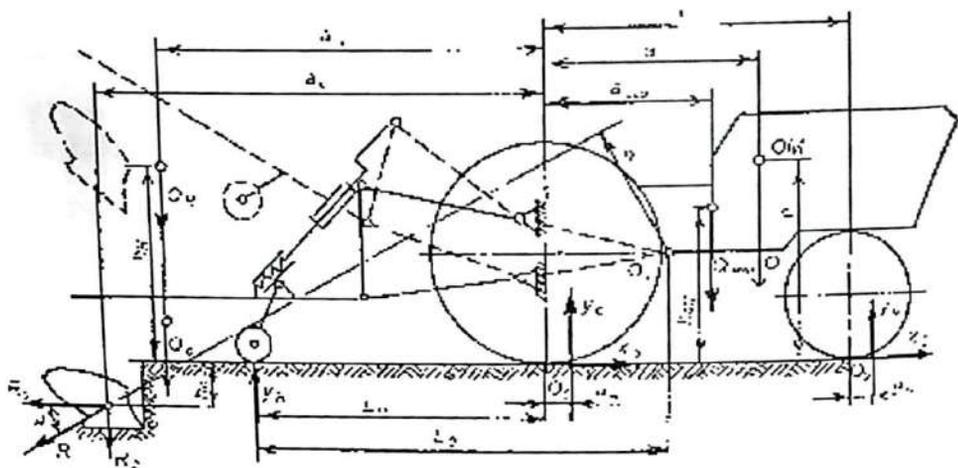
Lekin $Y_e \cdot a_e = M_{f_e}$; $Y_0 \cdot a_0 = M_{f_0}$; $M_{f_e} + M_{f_0} = M_f$, $R_2 = R_x \cdot \operatorname{tg} \theta$.

$$\text{Demak, } Y_0 = \frac{Q \cdot \alpha + Y_H L_H + R_x (h_s - a_s \cdot \text{tg} \cdot \theta) - M_f}{2}. \quad (76)$$

Barcha kuchlarni vertikal tekislikka proyeksiyalab Y_2 kuchni topamiz:

$$Y_e = Q - Y_0 - Y_H + R_2. \quad (77)$$

Reaksiya kuchi R_2 ishning turi, tuproqning va ishchi organlarning holatiga qarab musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin. R_2 manfiy bo'lsa, u yuqoriga yo'nalgan bo'ladi.



16-chizma. Qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlayotgandagi vertikal kuchlarni aniqlash.

Vertikal kuch Y_e ning miqdori boshqa konstruktiv parametrlar o'zgarmas bo'lganda Y_H ga bog'liq. Agar tayanch g'ildiragiga yuk ko'proq tushsa, traktorning yetakchi g'ildiragi unga tushayotgan yukdan nisbatan ozod bo'ladi. Aksincha, tayanch g'ildiragi oz yuklangan bo'lsa traktorning ketingi g'ildiragi ko'proq yuklanadi. Shuning uchun tayanch g'ildiragining yuklanishini boshqarishda avtomatik boshqarish qurilmasining bo'lishi katta ahamiyatga ega. Chunki yuklanishni boshqarish bilan traktorning ilashish og'irligi rostlanadi, natijada ilashish yaxshi bo'lib g'ildiraklarning shataksirashi kamayadi. Lekin Y_H ni ortiqcha darajada kamaytirish osma mashina organlarini noturg'un ishlashiga olib keladi.

Bunday avtomatik qurilmalarga quyidagilar kiradi: ilashish og'irligini

gidravlik kuchaytirgich (IOGK), yetakchi g'ildirakni yuklagichlar (YEFYU).

Osma qishloq xo'jalik mashinasi ko'tarilgan holda esa, avval, butun agregatning og'irlik markazining gorizontol o'q bo'yicha qiymati aniqlanadi (16-chizma):

$$a_{agr} = \frac{Q \cdot a - Q_H a_H}{Q_{agr}}, \quad (78)$$

bu yerda: $Q_{agr} = Q + Q_H$.

Og'irlik markazining ordinata o'qi bo'yicha qiymatini topish uchun agregatni α burchak qiyalikka qo'yish kerak. U holda:

$$h_{agr} = \frac{Q \cdot h + Q_H \cdot h_H}{Q_{agr}}. \quad (79)$$

Aniqlangan parametrlar yordamida Y_c va Y_0 ni topish 6-§ dagi kabi bajariladi. Shuni aytib o'tish kerakki, osma mashinaning bo'lishi doim oldingi g'ildiraklarga tushayotgan yuk og'irligini kamaytirib, orqa g'ildiraklardagi yukning og'irligini ko'paytiradi. Bu esa, traktor va avtomobillarni boshqarishni yomonlashtiradi.

Nazorat uchun savollar

1. Oldingi va orqa g'ildiraklarni yuklanishiga osma qishloq xo'jalik mashinasini ta'siri bormi?
2. Qishloq xo'jalik mashinasi tayanch g'ildiragini traktorning g'ildiraklari yuklanishiga ta'siri bormi?
3. Qishloq xo'jalik mashinasi ishchi holatda bo'lsa, traktor g'ildiraklarining yuklanishi o'zgaradimi?

3 BOB. ZANJIRLI TRAKTORLARNING UMUMIY DINAMIKASI

13-§. ZANJIRLI HARAKATLANTIRGICHNING ISHLASHI

Zanjirli traktorlarning yuqori darajada o'tag'onligi, sirpanish koeffitsiyenti va tuproqqa bo'lgan bosimining ozligi bu traktorlarni nam tuproqda hamda botqoqliklarda ishlashiga imkon beradi. Zanjirli traktorlarning tezligi ham g'ildirakli traktorlarniki kabi aniqlanadi:

$$v_n = r_d \cdot \omega_e, \quad (80)$$

bu yerda: ω_e , r_d – yetakchi yulduzchanning aylanishlar chastotasi (c^{-1}) va radiusi (m).

Dumalash radiusi quyidagicha aniqlanadi:

$$r_d = \frac{Z_T}{2\pi} l_{zv}, \quad (81)$$

bu yerda: Z_T – tishlashishda aktiv qatnashayotgan tishlar soni; l_{zv} – zanjir zvenosining uzunligi, m.

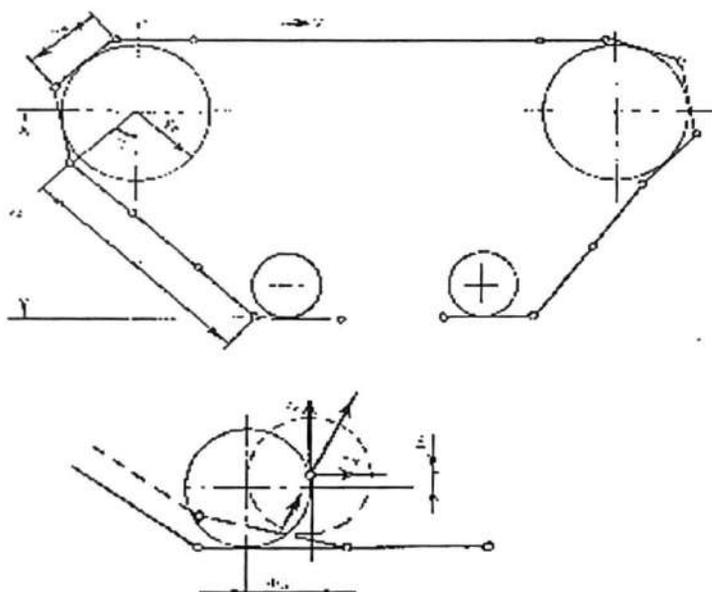
Traktor tezligini topishning ikkinchi usulida yurish qismining harakatini dezaksial joylashgan krivoship-shatunli mexanizm harakatiga o'xshatish mumkin (17-chizma). Bu yerda, r_d krivoship radiusi, m; l – shatun uzunligi, m; h – dezaksial kattaligi, m. Bularga asosan tezlik quyidagicha aniqlanadi:

$$v_n = r_d \cdot \omega_e \left(\sin \psi_e + \frac{r_d}{2l} \sin 2\psi_e + \frac{h}{l} \cos \psi_e \right); \quad (82)$$

bu yerda: $r_d \omega_e \sin \psi_e$ – krivoshipning aylanishidan hosil bo'ladigan tezlik;

$\frac{r_d^2}{2l} \omega_e \sin 2\psi_e$ – shatunning og'ishidan hosil bo'ladigan tezlik;

$\frac{h}{l} r_d \omega_e \cos \psi_e$ – dezaksiallik tufayli hosil bo'ladigan tezlik.



17-чизма. Занжирли тракторнинг ишлашига оид шакл.

Yuqoridagi ifodalardan topiladigan tezlik zanjirli traktorlarning o'rtacha tezligidir. Chunki bu traktorlarning tezligi doim o'zgarib turadi. Buning sababi birinchidan, zvenolarning birikkan sharniri hamda yulduzchanning tishlari doim yeyilib, turishidir. Ikkinchidan, tayanch g'altagi zvenoning boshlanishida turganda zveno gorizontaal holatda bo'ladi. Zanjirni yulduzcha o'rashi bilan tayanch g'altagi zvenoning oxiriga qarab dumalaydi, zveno esa ko'tarila boradi (17-chizma, b). Natijada g'altak Δl_{zv} masofaga siljiganda ko'tarilish Δh ga teng bo'ladi. Xuddi shu paytda traktor harakati sekinlashadi, so'ng X_c kuch ta'sirida g'altak katta tezlikda pastga dumalaydi va orqa zvenoning boshlanish qismiga o'tadi. Bu vaqtda tezlik ortadi. Shu tarzda g'altakning harakati davriy ravishda qaytarilib turadi. Siklning to'la qaytarilish davri $2\pi/z_T$ ga teng. Shunday tarzda zanjirli traktor goh sekin, goh tez harakat qiladi.

Traktorning haqiqiy tezligini faqat tajriba yo'li bilan topish mumkin. Buning uchun ma'lum S masofani bosib o'tayotgan yulduzchanning aylanishlar chastotasini aniqlash kerak:

$$r_d = \frac{S}{2\pi n_{ish}}$$

Zanjirli traktorlarning nazariy tezligi quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$v_H = l_{zv} \cdot z_T \frac{\omega_{dv}}{i_{tr} \cdot 2\pi} \quad (83)$$

Yetakchi g'ildirak kabi yetakchi yulduzcha ham o'zining foydali koeffitsiyentiga ega:

$$\eta_e = \eta_f \cdot \eta_\delta \quad (84)$$

Zanjirli traktorlarda shataksirashga sarflanuvchi quvvat kam. Asosiy ishqalanishga yo'qotishlar traktorning harakatida bo'ladi, ya'ni ko'p miqdorda quvvat harakatlantiruvchi qismlardagi ishqalanishni yengish η_{ish} ga va tuproqning deformatsiyasi η_d ga sarf bo'ladi. U holda, (84) ifodani quyidagicha yozish mumkin:

$$\eta_e = \eta_{ish} \cdot \eta_d \cdot \eta_\delta \quad (85)$$

Namligi me'yorida bo'lgan tuproqlarda yo'qotishning ko'p qismi ishqalanish hisobiga bo'ladi, yumshoq tuproqlarda esa, tuproqning deformatsiyasi va g'ildirakning shataksirashi natijasida ro'y beradi.

Nazorat uchun savollar

1. Zanjirli traktorlarni g'ildirakli traktorlardan farqini ayting (yurish qismi bo'yicha).
2. Zanjirli traktorlarning tezligi qaysi kattaliklar orqali aniqlanadi?
3. Zanjirli traktorlarning tebranishining sababini ayting.
4. Nima uchun zanjirli traktorlarda shataksirash koeffitsiyenti kam.
5. Yetakchi yulduzchanning foydali ish koeffitsiyenti to'g'risida tushuncha bering.
6. Yurish qismida quvvatning ko'p qismi qaysi yo'qotishlarga sarf bo'ladi?

14-§. ZANJIRLI HARAKATLANTIRGICHNING DINAMIKASI

Yetakchi yulduzchaga moment M_{etak} qo'yilgan. Traktor hech qanday shataksirashsiz tekis harakat qilmoqda deb faraz qilaylik, (18-chizma). Bu yerda ham traktorning ostoviga berilayotgan quvvat yetakchi yulduzchaga yetib kelgan quvvatdan kam, chunki quvvatning bir qismi yetakchi qismdagi ishqalanishlarni yengishga sarflanadi, ya'ni:

$$M_{etak} \cdot \omega_e = P_u v_u + M_{ish_1} \cdot \omega_e. \quad (86)$$

Ishqalanish momenti M_{ish_1} faqat yetakchi qismdagi ishqalanishni hisobga oladi. Zanjirning boshqa qismidagi, ya'ni yetaklanuvchi g'ildirak va tayanch g'ildiraklardagi ishqalanishlarni M_{ish_2} hisobga oladi. Yetakchi qismning foydali ish koeffitsiyenti η_{ish} quyidagiga teng:

$$\eta_{ish} = 1 - \frac{M_{ish_1}}{M_{etak}}. \quad (87)$$

Professor YE.D. Lvov ishqalanish momenti M_{ish_1} uchun quyidagi ifodani taklif etgan:

$$M_{ish_1} = \frac{\mu \cdot T_e \cdot r_{sh} (2\psi_2 - \beta_1) z_1}{2\pi}, \quad (88)$$

bu yerda: r_{sh} –zanjir barmoqlarining radiusi, m; μ – ishqalanish koeffitsiyenti.

(88) ifodani (87) ga qo'ysak quyidagi hosil bo'ladi:

$$\eta_{ish_1} = 1 - \frac{\mu \cdot r_{sh} (2\psi_2 - \beta_1)}{l_{zv}}, \quad (89)$$

bu yerda: $T_e = \frac{M_{etak}}{r_d}$, $z_1 = \frac{2\pi \cdot r_d}{l_{zv}}$.

Bu qismdagi ishqalanish moment M_{etak} ning bir qismi bilan yengiladi. Yurish qismining qolgan qismlaridagi ishqalanishni topish uchun professor YE.D.Lvov quyidagi ifodani taklif etgan:

$$M_{ish_2} = \frac{4\mu T_0 z_1 r_{sh}}{2\pi} (\psi_2 + \beta_1 + \beta_2 + \psi_4) + Q \cdot a_0 \frac{r_d}{r_F}, \quad (90)$$

bu yerda: T_0 –zanjirning dastlabki tarangligi, N; a_0 –tayanch g'altaklarining dumalashidagi ishqalanishni hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Qolgan kattaliklar 18-chizma, a da ko'rsatilgan.

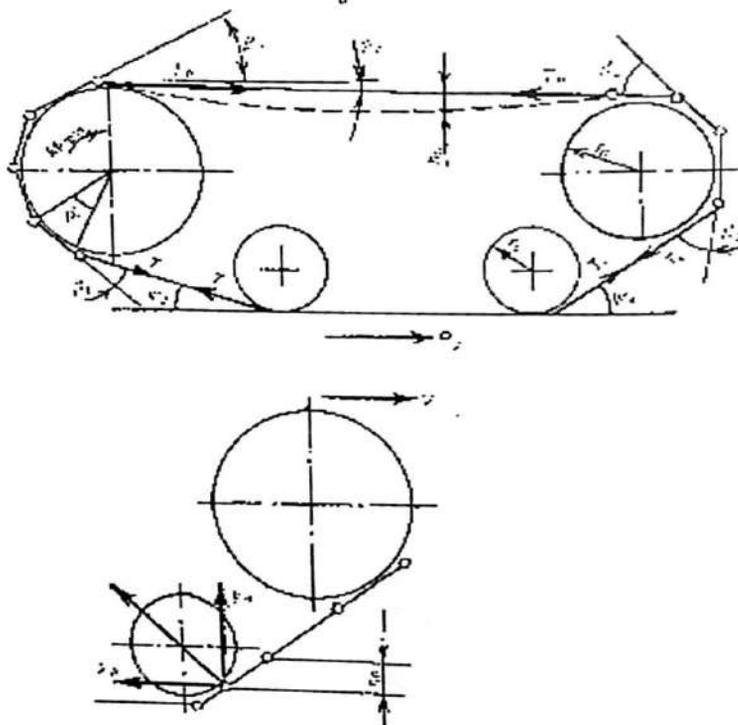
Bu ishqalanish momenti dumalashga bo'lgan qarshilik kuchi P_f ni

tarkibiy qismidir, ya'ni:

$$P_f = X_0 + \frac{M_{ish_2}}{r_d} \quad (91)$$

Ro'paradan ta'sir etuvchi reaksiya kuchi X_0 asosan tuproqning deformatsiyasi tufayli paydo bo'ladi. (18-chizma, b). Tuproqning vertikal reaksiyasi Y_0 esa, boshqa vertikal kuchlar bilan qo'shilgan holda alohida o'rganiladi. Agar g'ildiraklardagi urinma kuchlarning inersiya momentlari M_{je} va M_{j_0} ni hisobga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$P_f = X_0 + \frac{M_{ish_2} + M_{j_0}}{r_d} \quad (92)$$



18-chizma. Zanjirli harakatlantirgichning dinamikasiga oid shakl. Taranglovchi qismdagi T kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$T = \frac{\eta_{ish} \cdot M_{ctak} + T_o \cdot r_d}{r_d} \quad (93)$$

Oldingi qismdagi taranglovchi kuch T_1 esa, quyidagicha topiladi:

$$T_1 = \frac{M_{fo} + T_o \cdot r_o}{r_o}. \quad (94)$$

Zanjirning dastlabki taranglovchi kuchi D.A. Chudakov uslubiga ko'ra, quyidagiga teng:

$$T_0 = \frac{a^2 \cdot q_o}{8h_{II}} + \frac{q_o}{g} v_0^2, \quad (95)$$

bu yerda: a – zanjirning salqaligi, m; v_0 – zanjirning o'ralish tezligi, m/s;
 q_o – birlik uzunlikdagi zanjirning og'irlik kuchi, N/m.

Bu kuchlardan tashqari zanjirli traktorlarga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir etadi:

1. Og'irlik kuchi Q va uni tashkil etuvchilari.
2. Inersiya kuchi, P_j .
3. Ilmoqdagi qarshilik kuchi, P_{II} .
4. Ro'para reaksiya kuchi, X_0 .

Bu kuchlarning ta'sir etish shartlari va ularni aniqlash formulalari 4-§ da ko'rib o'tilgan.

Nazorat uchun savollar

1. Yetakchi qismida hosil bo'layotgan ishqalanishlarni sanab bering.
2. Ro'paraviy reaksiya kuchi qayerda paydo bo'ladi?
3. Zanjir taranglagichidan hosil bo'luvchi kuchlarni sanang.
4. Tebranishni ozaytirish uchun zanjir zvenosining uzunligi qisqa bo'lgani yaxshimi yoki uzun bo'lgani yaxshimi?

15-§. ZANJIRLI TRAKTORLARNING BOSIM MARKAZI VAZIYATINI ANIQLASH

Ish bajarish jarayonida zanjirning tayanch yuzasi bo'ylab tarqalayotgan bosimni aniqlash va og'irlik markazining koordinatalarini

asoslash hamda turg'unlik shartlarini belgilash maqsadida traktorga ta'sir etayotgan tashqi kuchlarni o'rganish kerak. Tashqi kuchlar bosimning tayanch yuzasi bo'ylab bir xil taqsimlanishiga ijobiy ta'sir ko'rsatishi zarur, aks holda, traktorning oldingi yoki orqa qismi yuklanishdan ozod bo'lib, traktorning texnik-iqtisodiy va dinamik ko'rsatkichlarini pasaytirib yuboradi.

Ilgakda qarshilikka ega bo'lib, notekis harakat bilan yuqoriga ko'tarilayotgan traktorga quyidagi tashqi kuchlar ta'sir etadi (19-chizma).

Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari – $Q \sin \alpha$; $Q \cos \alpha$.

Inersiya kuchi – P_j .

Ilmoqdagi qarshilik kuchi – P_{il} .

Ro'para reaksiya kuchi – X_0 .

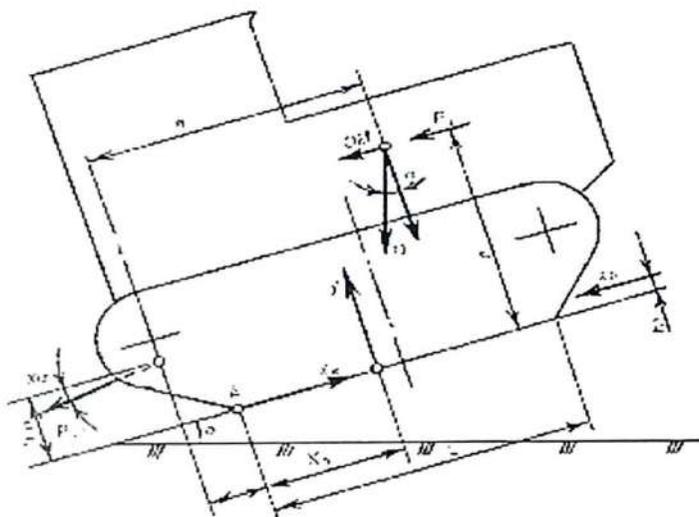
Tuproqning vertikal reaksiya kuchi – Y .

Barcha kuchlarni ko'ndalang tekislikka proyeksiyalab, tuproqning vertikal reaksiya kuchi Y ni topamiz:

$$Y = Q \cdot \cos \alpha + P_{il} \cdot \sin \gamma_{il} \quad (96)$$

Tuproqning vertikal reaksiya kuchi Y qo'yilgan nuqta *bosim markazi* hisoblanadi. Shu nuqtaning tayanch uzunlikdagi holati traktorning turg'unligi va samarali ishlashini ko'p jihatdan belgilaydi.

Traktor og'irligini aktiv ravishda tuproqqa o'tkazishda ishtirok etayotgan zanjir qismi *tayanch uzunligi* deb ataladi. Me'yoriy zichlik va namlikka ega bo'lgan tuproqda bu uzunlik oldingi va orqa tayanch g'altaklarining o'qlari orasidagi masofa hisoblanadi (yarim qattiq osmaga ega bo'lgan traktorda) va u L harfi bilan belgilanadi. Namligi yuqori va yumshoq tuproqlarda bu uzunlik ortishi mumkin.



19-chizma. Bosim markazini aniqlash.

Bosim markazini topish uchun barcha kuchlarning momentini A nuqtaga nisbatan olamiz:

$$Q \sin \alpha \cdot h + P_j \cdot h + X_0 \cdot h_0 - Q \cos \alpha (a - l) + P_{il} \cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} + P_{il} \sin \gamma_{il} l + Y \cdot X_\delta = 0,$$

bundan,

$$X_\delta = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - h(Q \sin \alpha + P_j) - P_{il} (\cos \gamma_{il} \cdot h'_{il} + \sin \gamma_{il} \cdot l) - X_0 \cdot h_0}{Q \cos \alpha + P_{il} \sin \gamma_{il}}$$

Ro'para reaksiya kuchi ta'sir etayotgan yelka h_0 , burchak γ_{il} ning kichikligini hisobga olsak,

$$X_\delta = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - h(Q \sin \alpha + P_j) - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il}}{Q \cos \alpha + P_{il} \cos \gamma_{il}}. \quad (97)$$

Agar $X_\delta = 0$ bo'lsa, bosim markazi orqa tayanch nuqta A da, $X_\delta = L$ bo'lsa, oldingi tayanch nuqta B da joylashadi. Orqaga ag'darilish chegarasi esa $X_\delta = 0$, oldinga ag'darilish chegarasi esa $X_\delta = L$. Bosim markazi X_δ manfiy qiymatga ega bo'lsa, u tayanch uzunligidan tashqariga chiqib ketadi va traktor orqaga ag'darilishi mumkin. Shuning uchun $X_\delta < 0$ tengsizlik orqaga ag'darilish shartidir, $X_\delta > L$ esa, oldinga ag'darilish sharti hisoblanadi.

Og'irlik markazining koordinatasi belgilanayotgan paytda traktorning vazifasi va bajarayotgan ishi hisobga olinadi. Traktor qishloq xo'jalik ishlariga mo'ljallanib, asosan orqaga tirkalgan mashinalar bilan ishlasa, og'irlik markazining A nuqtadan uzoqligi $0,5L+(0,005...0,08)L$ bo'lishi kerak. Bunday koordinataga ega bo'lgan traktorga qishloq xo'jaligi mashinasi tirkalganda butun agregatning og'irlik markazi tayanch uzunligining o'rtasida bo'ladi.

Traktor sanoat ishlariga mo'ljallanib old qismiga tirkalgan mashina bilan ishlasa, og'irlik markazi bilan A nuqta orasidagi masofa $0,5L-(0,02...0,05)L$ bo'lishi kerak. Ish vaqtida bu masofa $0,5L$ ga yaqinlashishi mumkin.

Shu usulda og'irlik markazining holatini belgilash ish vaqtida traktorning ilashish og'irligidan to'la foydalanishga imkon beradi.

Tayanch g'altaklari alohida aravachaga ega bo'lgan traktorlarda bosim tayanch yuzasi bo'ylab nisbatan bir xil taqsimlanadi va elastik osmaga ega bo'lgan traktorlardagiga nisbatan yurishga bo'lgan qarshilik 20-25% oz bo'ladi. Tayanch g'altaklarining soni beshta bo'lsa, yurishga bo'lgan qarshilik kamayadi.

Elastik osmaga ega bo'lgan traktorlarda bosim tayanch yuzasi bo'ylab notekis taqsimlanadi. har bir g'altak ostida bosim ko'payadi, notekis yo'lda bosim alohida g'altaklar ostida yanada ortadi. Bu esa, yurishga bo'lgan qarshilikning ortishiga sabab bo'ladi. Qanday osma bo'lishidan qat'i nazar birlik yuzaga tushayotgan bosim quyidagicha aniqlanadi:

$$q = \frac{Q}{2bL}, \quad (98)$$

bu yerda: b – zanjir zvenosining kengligi, m.

Qishloq xo'jalik traktorlari uchun, $q = 40...50 \text{ kN/m}^2$.

Botqoqda ishlaydigan maxsus tarktorlar uchun, $q \leq 20 \text{ kN/m}^2$.

Nazorat uchun savollar

1. Bosim markazini bilishni qanday amaliy ahamiyati bor?
2. Traktorga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarni sanang.
3. Tayanch uzunligini tushuntiring.
4. Og'irlik markazini tayanch uzunligini o'rtasida joylashtirishning shartlarini ayting.
5. Og'irlik markazining joylanishi tayanch uzunligidan chetga chiqib ketganda ro'y berishi mumkin bo'lgan hodisani ayting.

4 БОБ. ТРАКТОР ВА АВТОМОБИЛЛАРНИНГ ТУРФУНЛИГИ

16-§. OG'IRLIK MARKAZINING KOORDINATALARINI ANIQLASH

Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash usullaridan biri traktorlarni tarozida tortishdir. Ko'pincha traktorning oldingi yoki orqa g'ildiraklari taroziga qo'yiladi (20-chizma, a). Og'irlik markazining bo'ylama koordinatasi a ni topish uchun orqa g'ildiraklarni taroziga qo'yib, shu g'ildirakka to'g'ri kelayotgan traktorning og'irligi $Q_c = Q'_e$ aniqlanadi. So'ng O_1 nuqtaga nisbatan kuchlardan moment olinib, a topiladi.

$$a = L - L \frac{Q_e}{Q}. \quad (99)$$

Og'irlik markazi balandligi h ni topish uchun traktorni oldingi o'qidan s balandlikka ko'tarib osib qo'yiladi. Osilgan vaqtdagi kuchlarning ta'siri 20-chizma, b da ko'rsatilgan. Trosdagi P kuchni tenglamaga kiritmaslik uchun barcha kuchlardan Q_1 nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$Q \cos \alpha (L - a) + Q \sin \alpha (h - r_0) - Q_c \cos \alpha L - Q_c \sin \alpha L (r_d - r_0) = 0.$$

Ba'zi o'zgartishlar va $L - a = Q_e \alpha = 0 \frac{L}{Q}$ ekanligini hisobga olsak,

$$h = \frac{\Delta Q}{Q} \operatorname{ctg} \alpha L + \frac{Q_e}{Q} + \frac{Q_c}{Q} (r_d + r_0) + r_0. \quad (100)$$

bu yerda: Q_c - gorizontol holda turgan traktorning orqa g'ildiraklariga tushayotgan og'irlik kuchi, N.

Zanjirli traktorlarda og'irlik markazining bo'ylama koordinatasi a ni topish uchun u bir-biridan $2l_1$ masofada joylashgan tayanchlarga qo'yiladi (21-chizma, a). Tayanchlardan biri taroziga to'g'ri kelishi shart. Qo'zg'almas B nuqtaga nisbatan kuchlardan moment olinadi:

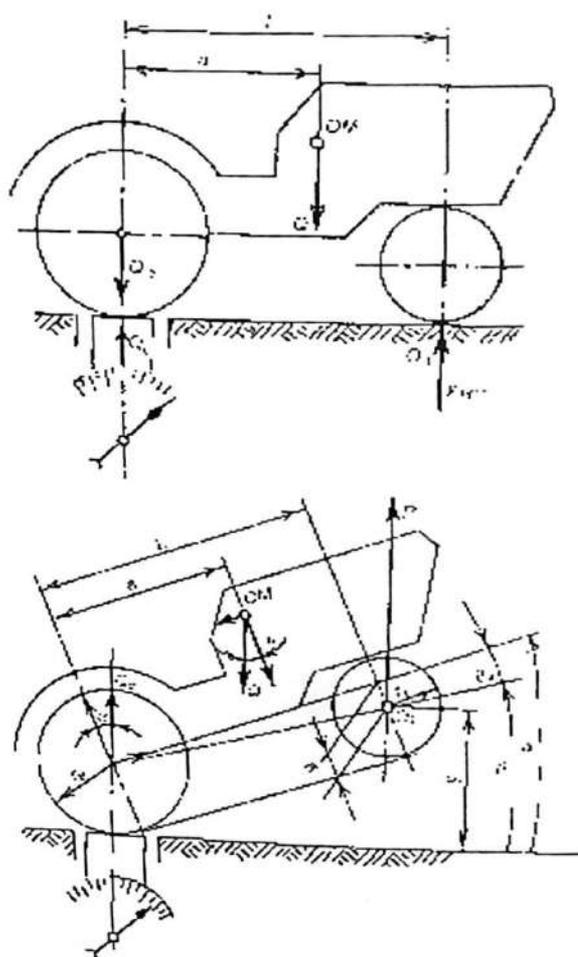
$$2l_1 Q'_e = Q(l_1 - a_1); a_1 = l_1 - \frac{2l_1 Q_e}{Q}; Q_e = Q'_e.$$

Bo'ylama koordinata a quyidagiga teng bo'ladi:

$$a = l + \frac{L}{2} + a_1. \quad (101)$$

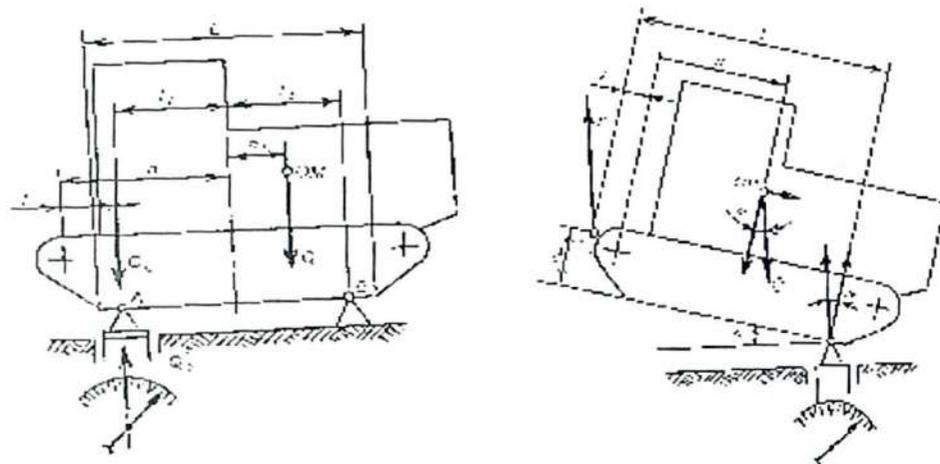
Og'irlik markazi balandligi h ni topish uchun traktorni orqa ilmog'idan osib, α burchakka og'diriladi (21-chizma, b). Traktorni orqa ilmog'idan osish qulay, chunki ilmoqning koordinatalari l_2 va h_{il} doim traktorning texnik tasnifida beriladi. Barcha kuchlardan Q_2 nuqtaga nisbatan moment olamiz.

$$Q \cos \alpha \cdot (a + l_2) + Q \sin \alpha \cdot (h - h_{il}) - Q_0 \cos \alpha \cdot l + Q \sin \alpha \cdot h_{il} = 0.$$

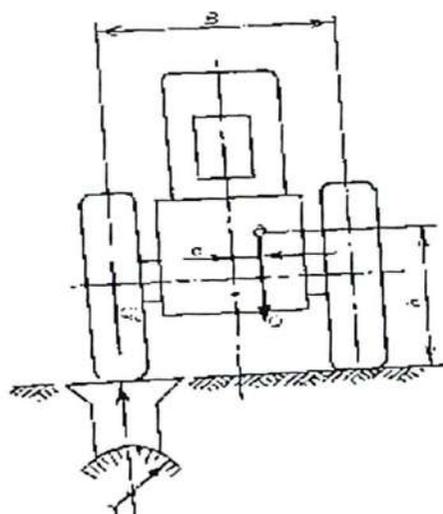


6

20-chizma. Og'irlik markazi koordinatalarini topish.



21-chizma. Og'irlik markazining koordinatarini topishga doir shakl.



22-chizma. Og'irlik markazining ko'ndalang koordinatarini topishga doir shakl.

Bundan

$$h = ctg\alpha \left(\frac{Q_0}{Q} \ell - a + \ell_2 \right) - h_{uz} \left(\frac{Q_0}{Q} - 1 \right) \quad (102)$$

Og'irlik markazining ko'ndalang koordinatasi zanjirli hamda g'ildirakli traktorlar uchun bir xil usulda topiladi. Buning uchun orqa g'ildirakning (zanjirning) biri taroziga qo'yiladi (22-chizma) va shu g'ildirakka (zanjirga)

tushayotgan traktorning og'irligi $Q_e = Q'_e$ topiladi. Natijada quyidagi hosil bo'ladi:

$$Q_e \cdot B = Q(0,5B - e).$$

Bundan

$$e = B \left(0,5 - \frac{Q_e}{Q} \right) \quad (103)$$

Nazorat uchun savollar

1. Traktor va avtomobillarning og'irlik markazini bilishning amaliy ahamiyati nimada?
2. Og'irlik markazining koordinatalarini sanang.
3. Og'irlik markazining koordinatalarini har biriga tavsif bering.
4. Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlashning uslublarini aytib bering.
5. Avtomobillarda og'irlik markazining balandligini orttirishning qanday salbiy oqibatlari mavjud?

17-§. BO'YLAMA TURG'UNLIK

Bo'ylama turg'unlikni aniqlashda statik ag'darilishning chekli burchagini topish katta ahamiyatga ega. Orqaga ag'darilishdagi statik chekli burchakni α_{cheg} , oldinga ag'darilishdagi burchakni α'_{cheg} deb belgilaymiz (23-chizma). Bu burchakda traktor yoki avtomobil ag'darilmaydi, lekin ag'darilishga yaqin bo'ladi. Statik ag'darilish burchagi chekli burchak α_{cheg} ga teng bo'lganda $Y_0 = 0$ bo'lib, og'irlik kuchining tashkil etuvchisi $Q \cos \alpha_{cheg}$ ag'darilish nuqtasi O dan o'tadi. Qiyalik pastga bo'lsa? $Y_e = 0$ bo'lib, $Q \cos \alpha_{cheg}$ kuch O_1 nuqtadan o'tadi. Statik ag'darilishning chekli burchaklarini aniqlash uchun tormozlangan traktor qiyalikda tinch turibdi, deb faraz qilinadi. Ikkala holat uchun quyidagi tengliklar o'rinli:

$$Q \cos \alpha_{cheg} \cdot a = Q \sin \alpha_{cheg} \cdot h;$$

$$Q \cos \alpha'_{cheg} (L - a) = Q \sin \alpha'_{cheg} \cdot h.$$

Yuqoriga va pastga harakatlanadigan mashinaning ag'darilmay, turg'un

turish sharti quyidagicha:

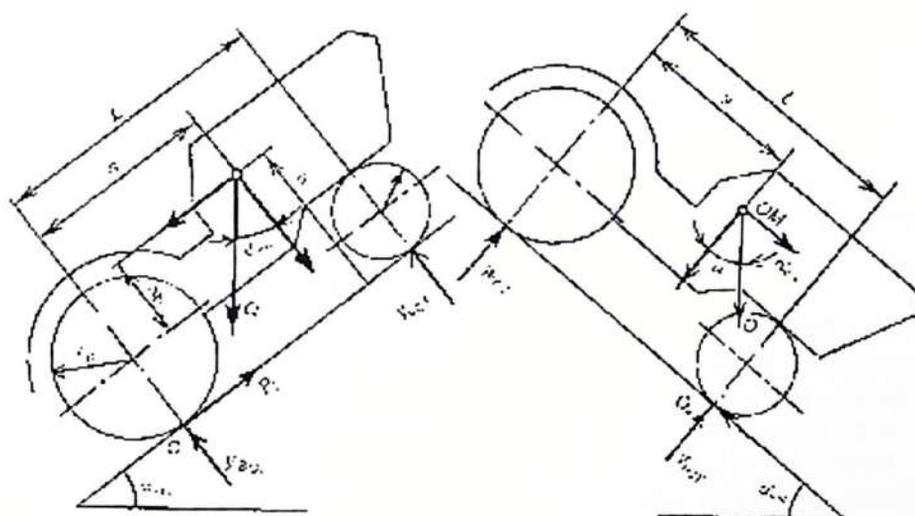
$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{cheg} &= \frac{a}{h}; \\ \operatorname{tg} \alpha'_{cheg} &= \frac{L-a}{h}. \end{aligned} \right\} \quad (104)$$

Ko'rinib turibdiki, $Q \cdot \sin \alpha$ kuch traktorni ag'darishga harakat qiladi, $Q \cos \alpha$ kuch esa traktorning ag'darilishiga qarshilik ko'rsatadi. Traktorlarning ag'darilish sharti:

$$\left. \begin{aligned} Q \sin \alpha_{cheg} h &> Q \cdot \cos \alpha_{cheg} \cdot a; \\ Q \sin \alpha'_{cheg} h &> Q \cdot \cos \alpha'_{cheg} (L-a) \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

yoki

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{cheg} &> \frac{a}{h}; \\ \operatorname{tg} \alpha'_{cheg} &> \frac{L-a}{h}. \end{aligned} \right\} \quad (106)$$



23-chizma. Bo'ylama turg'unlikka oid shakllar.

Chopiq qiladigan traktorlar uchun $\alpha_{cheg} = 40^{\circ}$; $\alpha_{cheg} = 40^{\circ}$; yuklangan avtomobil uchun $\alpha_{cheg} = 40^{\circ}$; Lekin ko'p hollarda burchak statik

ag'darilishning chekli burchagiga yetib bormay, undan kichikroq qiymatda mashina pastga sirg'ana boshlaydi. Bu tormozlanish kuchi va ilashish koeffitsiyenti φ ga bog'liq. Sirg'anib tushish burchaklarini α_s va α'_s bilan belgilasak, tormozi orqa g'ildirakda bo'lib, yuqoriga chiqayotgan mashina uchun quyidagi tenglikka ega bo'lamiz:

$$Y_{e_{st}} = \frac{Q \cdot \cos \alpha_s \cdot (L - a) - Q \cdot \sin \alpha_s \cdot h}{L},$$

bu yerdan

$$P_T = Y_{e_{st}} = \frac{Q \cos \alpha_s \cdot (L - a) - Q \sin \alpha_s \cdot h}{L}. \quad (107)$$

Qiyalik pastga bo'lsa,

$$\frac{Q \cdot \cos \alpha'_s \cdot a + Q \cdot \sin \alpha'_s \cdot h}{L}.$$

$$\text{Bu holda, } \left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_s &= \varphi \frac{L - a}{L - \varphi h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_s &= \varphi \frac{a}{L - h} \end{aligned} \right\} \quad (108)$$

Agar tormoz faqat orqa g'ildiraklarga qo'yilgan bo'lsa,

$$\operatorname{tg} \alpha'_s = \varphi \frac{L - a}{L + \varphi h}.$$

Bundan tashqari, orqa g'ildiraklar aylanishdan to'xtab qolsa, ya'ni masalan, chuqurlikka tushib qolsa ham ag'darilish ro'y berishi mumkin. Bu holda oxirgi uzatmadagi yetakchi tishli g'ildirak yetaklanuvchi tishli g'ildirak atrofida aylanishi natijasida traktorning ostovi yuqoriga ko'tarila boshlaydi. Tishlashish muftasidan kelayotgan harakat o'z vaqtida uzilmasa va shu bilan birga muftaning ishqalanish momenti yuqori bo'lsa, traktorning orqaga ag'darilishi muqarrar bo'lib qoladi. Ag'darilish orqa g'ildirakning markaziga nisbatan ro'y beradi. Shu holat uchun ag'daruvchi moment quyidagicha topiladi:

$$M_{agd} = Q \cdot \cos \alpha a - Q \cdot \sin \alpha \cdot \Delta h, \quad (109)$$

bu yerda: $\Delta h = h - r_d$.

Ag'darilishning muqarrarlik sharti $M_{agd} > M_{ctak}$

yoki

$$Q \cdot \cos \alpha a - Q \cdot \sin \alpha \Delta h > \beta \cdot M_{\mu} \cdot i_{\mu} \eta_{\mu}, \quad (110)$$

bu yerda: β – tishlashish muftasining zaxira koeffitsiyenti.

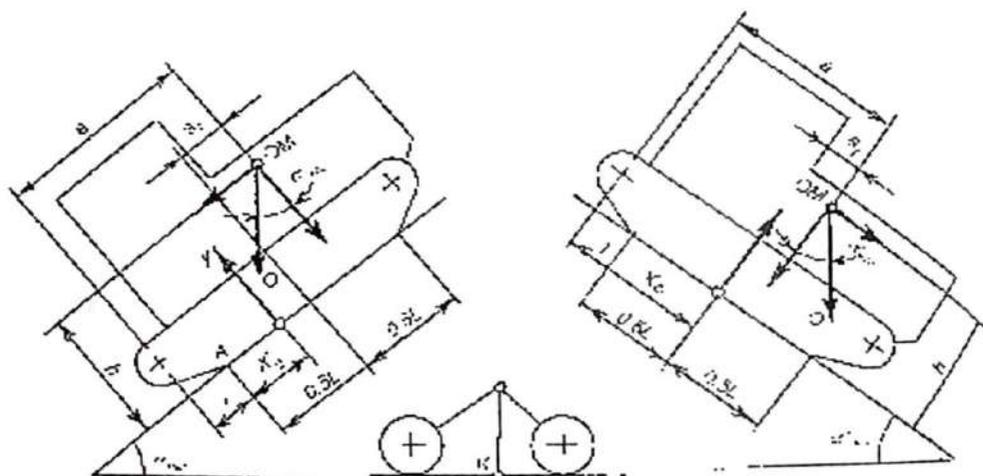
Ag'darilishning bu turi traktor gorizontall tekislikda hara-katlangan vaqtda ham ro'y berishi mumkin. Agar ilgakdagi kuch orqa g'ildirakning markazidan yuqoriga qo'yilgan bo'lsa, ya'ni $h_{il} > r_d$, bu hol ag'darilishga yordam beradi, agar $h_{il} < r_d$ bo'lsa, ilgakdagi kuch ag'darilishga qarshilik ko'rsatadi. Odatda, bunday ag'darilishning oldini olish uchun g'ildirak yerdan uzilishi bilan tishlashish muftasini ajratish kerak. Bu holda, traktor ostovi o'zining og'irligi ta'sirida dastlabki holatiga qaytadi.

Turli sharoitda ishlayotgan mashinalarning bo'ylama turg'unligini oshirish katta ahamiyatga ega, jumladan, mashinani boshqarishni yo'qotmaslikdir. Turg'unlikni oshirish uchun g'ildiraklarga yuk osish amalda keng qo'llanilmoqda. Bundan tashqari, traktorning bo'ylama bazasini oshirib, balandligini kamaytirish ham alohida ahamiyatga ega. Zanjirli traktorlarda bosim markazining tayanch uzunligi bo'ylab joylashuvi uning turg'unligini belgilaydi (24-chizma).

Traktor yarim qattiq osmaga ega bo'lsa, ag'darilish chekka tayanch g'altagining vertikal o'qi bilan tuproq uchrashgan nuqtasi atrofida ro'y beradi. Traktor elastik osmaga ega bo'lganda esa, ag'darilish balansir o'qidan tushirilgan vertikal bilan tuproq yuzasining uchrashgan k nuqtasi atrofida ro'y beradi.

Demak, yarim qattiq osmaga ega bo'lgan traktorlarda tayanch uzunligi L chekka tayanch katoklari orasidagi masofaga, elastik osmaga ega bo'lganda esa, balansirlar o'qi orasidagi masofaga teng bo'lar ekan. U holda, zanjirli traktorlar uchun:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cheg}} &= \frac{a - \ell}{h} = \frac{0,5L + a_1}{h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L - a_1}{h} \end{aligned} \right\} \quad (111)$$



24-chizma. Bo'ylama turg'unligini aniqlash.

Elastik balansirga ega bo'lgan traktorlar uchun:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L' - a_1}{h} \\ \operatorname{tg} \alpha'_{\text{cheg}} &= \frac{0,5L' - a_1}{h} \end{aligned} \right\} \quad (112)$$

Yarim qattiq osmali traktorlarda $\alpha_{\text{cheg}} = 50^\circ$. Elastik osmaga ega bo'lgan traktorlarda tayanch uzunligi nisbatan kichik bo'lganligi uchun statik ag'darilishning chekli burchagi 35o atrofida bo'ladi. Zanjirli traktorlarda ilashish og'irligi va tuproq bilan ilashish koeffitsiyenti katta bo'lganligi sababli ular qiyalikda turganda sirg'anish ro'y bermaydi.

Traktor va avtomobillar harakatlangan vaqtda ag'darilishning chekli burchagi qiymati o'zgaradi, chunki ularga og'irlik kuchidan tashqari qo'shimcha kuch va momentlar ta'sir etadi. Aytaylik, ilgakda qarshiligi bo'lgan traktor tekis harakat bilan α burchak ostida yuqoriga ko'tarilmoqda. Bu vaqtda traktorga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi:

1. Og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari – $Q \cdot \cos \alpha$; $Q \cdot \sin \alpha$.
2. Itaruvchi reaksiya kuchi X_e va reaksiya kuchi – X_o .
3. Ilgakdagi qarshilik kuchi – P_{il} .
4. Tuproqning tik reaksiyalari – Y_e va Y_o .

Traktor o'rnida agar avtomobil bo'lsa, qo'shimcha ravishda havoning qarshilik kuchi ta'sir etadi.

harakatdagi traktorning ag'darilishi uchun $Y_o = 0$; $P_{f_0} = 0$ shart bajarilishi kerak. Bu holda, ilgakdagi kuch traktorning bo'ylama turg'unligini buzishga harakat qiladi, ya'ni ag'daruvchi moment hosil qiladi:

$$M_{agr} = P_{ul} \cdot \cos \gamma_{ul} \cdot h'_{ul}. \quad (113)$$

Og'irlik kuchi tashkil etuvchilarining farqi traktorni turg'un holatda mustahkam ushlab turishga harakat qiladi:

$$M_m = Q \cdot (a \cdot \cos \alpha - h \cdot \sin \alpha). \quad (114)$$

$$\text{Lekin } P_{il} = P_u - Q \cdot \sin \alpha - P_f$$

$$\text{yoki } P_{il} = \phi \cdot Y_c - Q \cdot \sin \alpha - P_f. \quad (115)$$

Tik reaksiya Y_c uchun (63) ifodani hisobga olamiz, ya'ni:

$$Y_c = \frac{Q \cos \alpha (L - a) + (Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{ul})h + P_{ul} \cos \gamma_{ul} h'_{ul} + M_f + P_{ul} \cdot \sin \gamma_{ul}}{L}.$$

Turg'unlikning buzilish paytida moment M_f nisbatan kichik bo'lganligi uchun hamda $P_{ul} \cdot \sin \gamma_{ul}$ kuch ag'daruvchi moment hosil qilmagani uchun ular hisobga olinmaydi:

$$Y_c = \frac{Q \cos \alpha (L - a) + (Q \cdot \sin \alpha + P_j + P_{ul})h + P_{ul} \cos \gamma_{ul} h'_{ul}}{L}.$$

(115) ifodadan P_{ul} ni aniqlaymiz:

$$P_{ul} = \frac{\phi Q \cos \alpha (L - a) + \phi \cdot h (Q \sin \alpha + P_j + P_{ul})h - L \cdot Q \sin \alpha - L \cdot P_f}{L - \phi Q \cos \gamma_{ul} h'_{ul}}. \quad (116)$$

Aniqlangan (116) ifodani (113) ga qo'yib, $M_{agd} = M_m$ shartga asosan ag'darilishning chekli burchagini topamiz. Ag'darilish paytida P_{sh} , P_f va P_j ning ta'siri kam bo'lganligi uchun ular hisobga olinmaydi:

$$\text{tg} \alpha_{\text{cheg}} = \frac{La - a\phi \cdot h'_{il} \cos \gamma_{il} - \phi h'_{il} (L - a) \cos \gamma_{il}}{L(h - h'_{il} \cos \gamma_{il})}. \quad (117)$$

Bu burchak *ag'darilishning dinamik burchagi* deyiladi. Ifodadan ko'rinib turibdiki, burchakning kattaligi og'irlik markazining va ilmoqning balandligi hamda qiyaligiga, g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsiyentiga bog'liq.

Zanjirli traktorlarda harakat vaqtidagi turg'unlik bosim markazining vaziyatiga bog'liq. Tashqi kuchlarning ta'siri esa, bosim markazining joylashgan vaziyatini o'zgartiradi. Ag'daruvchi moment (24-chizma) traktorni A nuqta atrofida ag'darishga harakat qiladi:

$$M_{ar2} = Q \cdot \sin \alpha h + x_{\delta} Y + P_{u1} \cos \gamma_{u1} h'_{u1} + P_{u1} \cdot \sin \gamma_{u1} \cdot l.$$

Turg'un holatni mustahkamlovchi moment $M_m = Q \cdot \cos \alpha (a - l)$.

Turg'unlik sharti $M_{agd} = M_m$ dan bosim markazining koordinatasi x_{δ} topiladi:

$$\tilde{\alpha}_{\delta} = \frac{Q \cos \alpha (a - l) - L(Q \sin \alpha + P_j) - P_{il} \cos \gamma_{il} h'_{il} - P_{il} \sin \gamma_{il} h'_{il} \cdot l}{Q \cos \alpha + P_{il} \sin \gamma_{il}}. \quad (118)$$

Turg'unlik sharti $0 < x_{\delta} < L$. Agar $L < x_{\delta} < 0$ bo'lsa, traktorning turg'unligi buziladi.

Nazorat uchun savollar

1. Bo'ylama turg'unlikning ta'rifini bering.
2. Orqaga yoki oldinga ag'darilishning chekli burchagi deganda nimani tushunasiz?
3. Statik holatdagi ag'daruvchi momentning paydo bo'lishi.
4. Orqaga yoki oldinga ag'darilishning shartlarini ayting.
5. Turg'unlik shartlarini ayting.
6. Zanjirli traktorning bo'ylama turg'unligini o'ziga xos xususiyatlari.

18-§. KO'NDALANG TURG'UNLIK

Ko'ndalang qiyalikda turgan traktor yoki avtomobil yon tomonga ag'darilish paytida A nuqta atrofida aylanadi. Traktorning yonga sirg'anmasdan va ag'darilmasdan tura oladigan qiyaligini *ko'ndalang turg'unlikning statik chekli burchagi* deb ataladi va β_{cheg} bilan belgilanadi.

Bu burchakni topish 25-chizmada ko'rsatilgan.

Shartli ravishda og'irlik markazi traktorning o'rta chizig'ida joylashgan deb qaraymiz. Qiyalikda turgan traktorga tuproqning tik reaksiyalari Y'_e va Y''_e , pastga sirg'anishga qarshilik qiluvchi kuchlar Z' va Z'' ta'sir etmoqda. Umumiy holda:

$$\left. \begin{aligned} Q \cdot \cos \beta &= Y'_e + Y''_e \\ Q \cdot \sin \beta &= Z' + Z'' \end{aligned} \right\} \quad (119)$$

Ag'darilish paytida $Y''_e = 0$; $Z''_e = 0$ bo'lsa, Q kuchning yo'nalishi A nuqtadan o'tadi. Statik chegaraviy burchakni aniqlash uchun kuchlardan A nuqtaga nisbatan moment olamiz:

$$Q \cdot \sin \beta_{cheg} \cdot h = Q \cdot \cos \beta_{cheg} \cdot 0,5B$$

yoki

$$\operatorname{tg} \beta_{cheg} = \frac{0,5B}{h}. \quad (120)$$

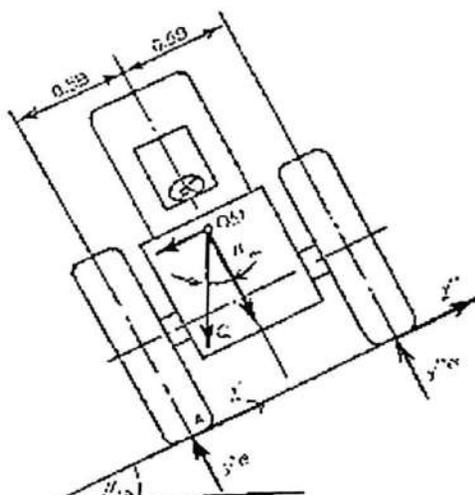
Lekin ag'darilish burchagiga yetib borishdan avval, traktor pastga sirg'anadi. Bu burchak ko'ndalang turg'unlikning chekli ag'darilish burchagidan kichik bo'lib, asosan g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsiyentiga bog'liq, ya'ni:

$$Q \cdot \sin \beta_\varphi = Z' + Z'' = \varphi_1 Q \cdot \cos \beta_\varphi$$

yoki

$$\operatorname{tg} \beta_\varphi = \varphi_1, \quad (121)$$

bu yerda: φ_1 – ko'ndalang yo'nalish bo'yicha g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish koeffitsiyenti.



25-chizma. Ko'ndalang turg'unligini aniqlash.

Koeffitsiyent φ_1 tuproqning mexanik xususiyatlari, shinaning naqshlari va tayanch yuzasining kattaligi, harakat yuzasining notekisliklariga bog'liq.

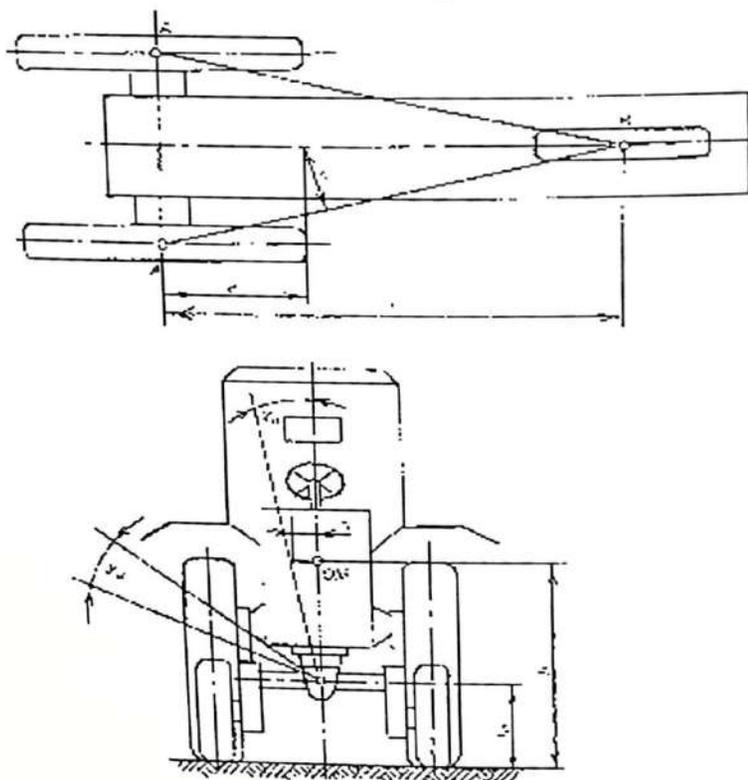
Oldingi g'ildiraklari yaqinlashtirilgan yoki uch g'ildirakli traktorlarning

ag'darilishi AV o'q atrofida ro'y beradi (26-chizma). Shuning uchun bunday traktorlar bilan qiyalikdan tushishda yoki chiqishda ehtiyotkorlik chorasini ko'rish zarur. Qiyalikdan tushishda yoki chiqishda yonlab harakat qilish taqiqlanadi. Chunki bu vaqtda traktorning AV o'q bo'ylab aylanishiga imkon yaratiladi. Statik ag'darilishning chegaraviy burchagi traktorlar uchun quyidagicha:

$$\operatorname{tg}\beta_{\text{cheg}} = \frac{d}{h}, \quad (122)$$

bu yerda: d – turg'unlik yelkasi, m.

Ko'p traktorlarning oldingi o'qi tebranishni kamaytirish maqsadida ma'lum γ_a burchakka og'adigan qilib yasaladi (26-chizma). Burchak γ_a ning kattaligi maxsus qo'yilgan tayanch bilan chegaralanadi.



26-chizma. Ko'ndalang turg'unlikni aniqlash.

Bunday traktorlar yon tomonga og'ganda og'irlik markazi sharnir tekisligi bo'yicha Δ masofaga siljiydi, ya'ni $\Delta = \operatorname{tg}\gamma_a(h - h_1)$

Natijada og'irlik markazi o'zining tekisligida ye masofaga yon tomonga

siljiydi:

$$e = \frac{a}{L} \cdot \gamma_a (h - h_1);$$

$$\gamma_a = \text{tg}\gamma.$$

Bu holat traktorlarning turg'unligini pasaytiradi, chunki

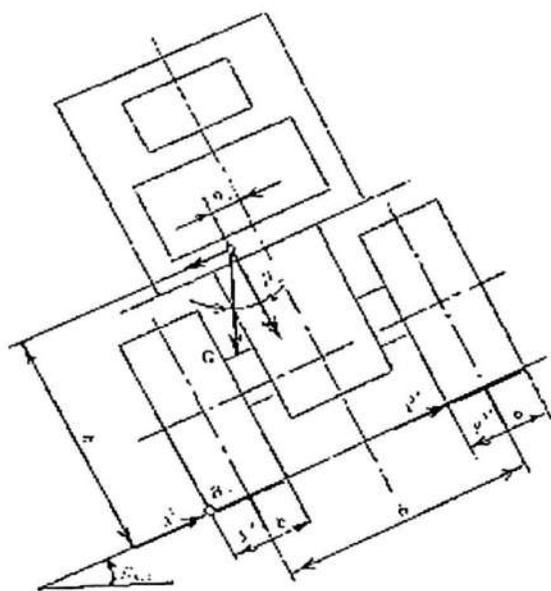
$$\text{tg}\beta_{\text{cheg}} = \frac{d - e}{h}. \quad (123)$$

Bundan tashqari, qiyalikda turgan traktorning pastdagi g'ildiragi ko'proq yuklanadi. Natijada shu shinaning deformatsiyalanishi ortadi. Bu esa, og'irlik markazini yanada yon tomonga siljishga olib keladi. Ma'lumotlarga ko'ra, og'irlik markazining bunday siljishlari traktor turg'unligini 6-8o gacha kamaytiradi.

Zanjirli traktorlarning ag'darilishi V_0 nuqta atrofida ro'y beradi, chunki zanjir zvenolari tuproqqa nisbatan deformatsiyalanmaydi deb qabul qilinadi (27-chizma). U holda:

$$\text{tg}\beta_{\text{cheg}} = \frac{0,5B - e_1}{h}, \quad (124)$$

bu yerda: e_1 —og'irlik markazidan traktorning markaziy o'qigacha bo'lgan masofa, m.



27-chizma. Zanjirli traktorning ko'ndalang turg'unligini aniqlash.

Nazorat uchun savollar

1. Ko'ndalang turg'unlikka ta'rif bering.
2. Ko'ndalang turg'unlikni chekli burchagini aniqlash shartini ayting.
3. Yon tomonga asosan qaysi momentning ta'sirida aniqlanadi?
4. Sirpanish burchagi qanday aniqlanadi?
5. Uch g'ildirakli traktorni yonga ag'darilishini tushuntiring.
6. Zanjirli traktorning yonga ag'darilishini tushuntiring.

19-§. EGRI CHIZIQLI HARAKATDAGI KO'NDALANG TURG'UNLIK

Traktor yoki avtomobilning qiyalikdagi ikki xil harakati 28-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda ikki holat tasvirlangan: 1) burilishning markazi qiyalikning pastki tomonida joylashgan (28-chizma, a); 2) burilishning markazi qiyalikning yuqorigi tomonida joylashgan (28-chizma, b).

Birinchi holatda og'irlik kuchidan tashqari markazdan qochma P_{mk} kuch ta'sir etib, bu kuch avtomobilni V nuqta atrofida ag'darishga harakat qiladi:

$$Q \cdot \sin \beta - P_{mk} \cdot \sin \beta = Z' + Z'';$$

$$Q \cdot \cos \beta + P_{mk} \cdot \sin \beta = Y' + Y''_e.$$

Ag'darilish paytida $Y'_e = 0$, $Z' = 0$. Ag'daruvchi moment quyidagicha yoziladi:

$$0,5B(Q \cos \beta + P_{mk} \sin \beta) + (Q \sin \beta - P_{mk} \cos \beta) h = 0. \quad (125)$$

Markazdan qochma kuchning $P_{mk} = \frac{Q}{g} \cdot \frac{v^2}{R}$ ekanligini hisobga olib, (125)

tenglamadan v tezlikni topamiz:

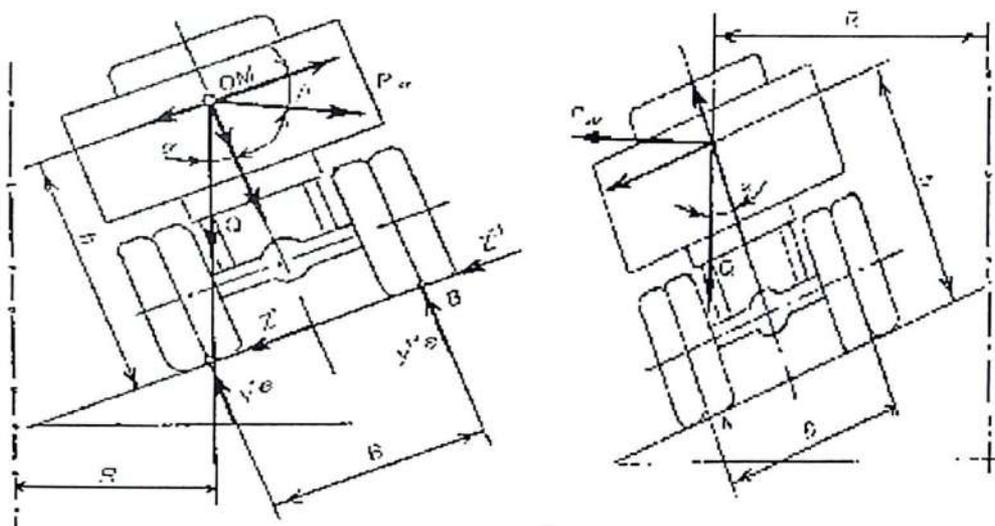
$$v = \sqrt{g \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{\frac{B}{2h} + tg\beta}{1 - \frac{B}{2h} tg\beta}}, \quad \text{m/s}. \quad (126)$$

Bu tenglama konstruktiv parametrlari aniq bo'lgan mashina berilgan burilish radiusi va qiyalikda qanday tezlik bilan harakatlanishi kerakligini ko'rsatadi. Bu holatda turg'unlik burchagi ko'proq bo'ladi, chunki markazdan qochma kuchning qiymati doim $Q \cdot \sin \beta$ ga kichik.

Ikkinchi holat avtomobilning turg'unligi nuqtai nazaridan qaralganda xavfli hisoblanadi. Chunki burilish paytida hosil bo'layotgan va avtomobilni ag'darishga harakat qilayotgan markazdan qochma kuchning miqdori doim

$Q \cdot \sin \beta$ ga ko'p bo'ladi. Shuning uchun avtomobilning bu holatda yuqori tezlikda harakat qilishi yoki traktorning qiyalikda yuqoriga yonlab chiqishi xavflidir, bunday harakatga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Bu holat uchun (126) ifodada burchak β ning manfiy qiymatini olish kerak. Avtomobilning turg'unlik sharti:

$$P_{mk} (h \cos \beta - 0,5 \sin \beta) < Q(0,5B \cos \beta + h \sin \beta) . \quad (127)$$



28-chizma. Qiyalikda burilayotgan avtomobilga ta'sir qiluvchi kuchlar.

Demak, burilish radiusi R qanchalik katta bo'lsa va avtomobilning kengligi (koleyasi) V og'irlik markazining balandligi h dan qancha ko'p bo'lsa hamda burilish markazi qiyalik pastida joylashgan bo'lsa (burchak musbat bo'lsa), turg'unlik shunchalik mustahkam bo'ladi.

Avtomobil manfiy burchakli qiyalikda yuqori tezlikda harakat qilsa va undagi yuk baland qilib joylashtirilgan bo'lsa, turg'unlik past bo'ladi.

Nazorat uchun savollar

1. Egri chiziqli harakatda avtomobilni turg'unligini pasaytiruvchi omilni ayting.
2. Turg'unlik nuqtai nazardan yo'llarning egrilik markazini joylanishini ayting.
3. Egri chiziqli harakatdagi kritik tezlikka tavsif bering.

20-§. G'ILDIRAKLAR YONAKI SURILGANDAGI MASHINANING TURG'UNLIGI

Ba'zan harakat vaqtida (asosan avtomobillarda) g'ildiraklarning yonaki surilishi ro'y beradi. Bu vaqtda oldingi yoki orqa g'ildiraklar yon tomonga sirg'anadi, natijada avtomobilning to'g'ri chiziqli harakati buziladi.

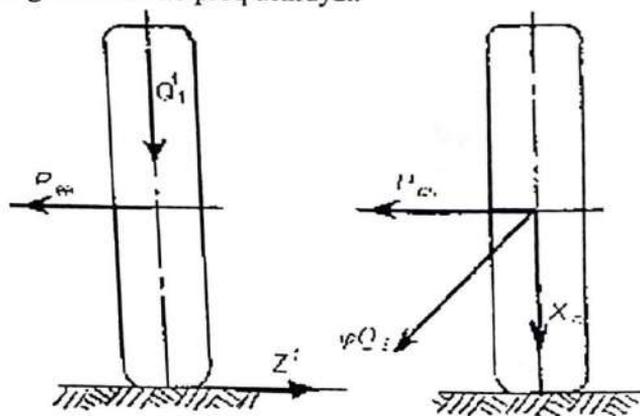
Yo'l yuzasining notekisligi, ya'ni qobirg'alarning paydo bo'lishi, yo'lning namligi, tezlanish va tormozlanishning intensivligi, ko'ndalang qiyalikdagi harakat va boshqa sabablar natijasida yonaki surilish ro'y berishi mumkin. Yonaki surilish oldingi g'ildirakda, orqa g'ildirakda yoki ikkalasida ham bir vaqtda ro'y berishi mumkin.

Yonaki surilishga asosan yondan ta'sir etayotgan kuch sabab bo'ladi. Agar g'ildirakka yonaki kuch P_{yon} ta'sir etsa, u albatta tuproqda reaksiya kuchi Z' ni hosil qiladi. Agar yonaki kuch P_{yon} tuproqning maksimal ilashish kuchi $Z'_{max} = \varphi Q'_1$ dan kichik bo'lsa, g'ildirak yo'nalishini o'zgartirmaydi. Lekin $P_{yon} > Z'_{max}$ bo'lgan holda g'ildirak yon tomonga sirg'anadi (29-chizma, a).

Ma'lumki, harakat vaqtida bu kuchlardan tashqari harakat yo'nalishi bo'ylab X_e reaksiya kuchi hosil bo'ladi. Bu kuchning borligi esa yonaki surilishning yo'nalishiga ta'sir etadi (29-chizma, b). Bu vaqtda yonaki surilishning sababi bo'lgan yonaki kuchning qiymati quyidagicha topiladi:

$$P_{en} = \sqrt{(\varphi \cdot Q'_1)^2 - X_e^2} . \quad (128)$$

Bu ifoda shuni ko'rsatadiki, urinma kuch X_e bo'lmasa, g'ildirakning yonaki surilishi uchun $P_{yon} = \varphi \cdot Q'_1$ bo'lish kifoya. Urinma kuchning bo'lishi esa yonaki kuchning miqdorini kamaytiradi, urinma kuch qancha katta bo'lsa, yonaki kuch shuncha kichik bo'ladi, ya'ni urinma kuch qancha katta bo'lsa, g'ildirakning yonaki surilishi uchun shunchalik oz miqdorda yonaki kuch talab qilinadi. Demak, yonaki surilish yetakchi g'ildirakda ko'proq uchraydi.



29-chizma. Shinaning yonaki sirpanish jarayoni.

Yetakchi bo'lmagan oldingi g'ildirakning yonaki surilishi unchalik xavfli hisoblanmaydi, chunki hosil bo'layotgan markazdan qochma kuch yonaki surilishga qarshilik ko'rsatadi. Orqa yetakchi g'ildiraklarning yonaki surilishi xavflidir, bunda markazdan qochma kuch ham bu jarayonga yordam beradi, chunki ularning yo'nalishi bir xil bo'lib qoladi. Bu holni to'xtatish uchun orqa va oldingi g'ildiraklarni yonaki surilish yo'nalishi tomon burish shart. Aks holda, yonaki surilish kuchayadi.

Orqa hamda oldingi g'ildiraklar bir paytda yonaki surilganda (bu asosan, burilish paytida sodir bo'ladi) burilish radiusi qisqarib turg'unlikning yo'qolish holati ro'y beradi. Shuning uchun burilish paytida tezlik pasaytirilishi kerak (ayniqsa, nam yo'llarda).

Nazorat uchun savollar

1. G'ildiraklarni yonaki surilishi deganda nimani tushunasiz?
2. Yonaki surilishni keltirib chiqaradigan omillarni sanang.
3. Yonaki surilish qaysi g'ildirakda ko'p uchraydi?
4. Yetakchi g'ildirakni yonaki surilishini kamaytirish uchun qanday tadbir qo'llaniladi?

5 BOB. TRAKTORNING TORTISH DINAMIKASI

21-§. TRAKTORNING QUVVAT BALANSI VA TORTISHNING POTENSIAL TASNIFI

Traktor yoki avtomobilning tortish xususiyatlarini baholashda hozirgacha kuch balansidan foydalandik, ya'ni urinma tortish kuch P_y ni barcha qarshilik kuchlari bilan solishtirdik. Bu esa tezlik va tezlanish hamda qarshilikni yengish kabi masalalarni yechishga imkon beradi. Xuddi shu masalalar dvigatel quvvati biror qarshilikni yengish uchun taqsimlanishi bo'yicha ham aniqlanishi mumkin. Bundan tashqari, quvvat bo'yicha ish ko'rishda traktorning umumiy foydali ish koeffitsiyentini ham aniqlash mumkin bo'ladi.

Traktor yoki avtomobilning tortish xususiyatlarini ularning quvvati orqali o'rganish uchun quvvat balansi tenglamasi tuziladi.

Ish vaqtida dvigatel quvvatining taqsimlanishini ko'rsatuvchi tenglama **quvvat balansi** deb ataladi.

Qarshiliklarni yengish va foydali ish bajarishga sarf bo'lgan quvvatlarning yig'indisi dvigatelning samarali quvvatiga teng bo'lishi kerak. Shuning uchun quvvat balansi tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$N_e = N_{tr} + N_{uz} + N_{kov} + N_{\delta} + N_f \pm N_r \pm N_j + N_x, \quad (129)$$

bu yerda: N_{tr} - transmissiyadagi mexanik yo'qotishlarga sarflanayotgan quvvat; N_{uz} - foydali ish bajarish uchun sarflanayotgan quvvat; N_{kov} - quvvat olish valining uzatmasidagi mexanik yo'qotishlarga sarflanayotgan quvvat; N_{δ} - quvvat olish vali orqali foydali ish bajarish uchun sarflanayotgan quvvat; N_{δ} - shataksirashdagi sarfini hisobga oluvchi quvvat; N_f - g'ildirakning g'ildirashiga qarshilikni yengish uchun sarflanayotgan quvvat; N_j - yuqoriga chiqish uchun sarflanayotgan quvvat; N_j - harakat tezligini o'zgartirish uchun sarflanayotgan quvvat; N_x - havoning qarshiligini yengish uchun sarflanayotgan quvvat. Sanab o'tilgan barcha quvvatlar kVt da o'lchanadi.

Traktor yoki avtomobil yuqoriga tezlanish bilan ko'tarilayotgan bo'lsa, tenglamada N_i va N_j musbat, harakat pastga bo'lib va sekinlanuvchan bo'lsa, manfiy bo'ladi. Tenglama traktor uchun tuziladigan bo'lsa N_x , avtomobil uchun bo'lsa, N_{uz} va N_{kov} tushirib qoldiriladi.

Ayrim quvvatlar bilan tezlik orasidagi umumiy bog'lanish quyidagicha

bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} N_{il} &= 0,001 \cdot P_{il} \cdot v \\ N_f &= 0,001 \cdot f \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot v \\ N_i &= 0,001 \cdot Q \sin \alpha \cdot v \\ N_j &= 0,001 \cdot P_j \cdot v \\ N_{sh} &= 0,001 \cdot P_{sh} \cdot v \\ N_{\delta} &= 0,001 \frac{P_{il} \cdot v \cdot \delta}{1 - \delta} \end{aligned} \right\} \quad (130)$$

bu yerda: tezlik m/s, kuchlar esa N da o'lchanadi.

Agar transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti qiymati η_{tr} ma'lum bo'lsa, N_{tr} quyidagicha topiladi:

$$N_{tr} = N_e (1 - \eta_{tr}). \quad (131)$$

U holda quvvat balansi tenglamasining quyidagi ko'rinishiga ega bo'lamiz (quvvat olish vali (QOV) ishlamaganda):

$$N_e = 0,001 \frac{g}{\eta_{tp}} \left(\frac{P_{uz}}{1 - \delta} + f \cdot Q \cdot \cos \alpha \pm Q \cdot \sin \alpha \pm P_j \right). \quad (132)$$

Traktorning gorizontaal yuzadagi tekis harakati uchun,

$$N_e = N_{tr} + N_{il} + N_{uz} + N_{kov} + N_{\delta} + N_f. \quad (133)$$

Bu tenglamadan traktorni tortish xususiyatini belgilovchi ikkita parametрни aniqlash mumkin:

1. Traktorning umumiy foydali ish koeffitsiyenti (FIK) η

$$\eta = \frac{N_{il} + N_{kov}}{N_e}. \quad (134)$$

2. Traktorning ilgagidagi foydali ish koeffitsiyenti (FIK) η_{tor}

$$\eta_{top} = \frac{N_{uz}}{N_e}. \quad (135)$$

Agar bir vaqtning o'zida quvvat olish vali ham ishlayotgan bo'lsa,

$$\eta_{tor} = \frac{N_{il}}{N_e - (N_{uz} + N_{kov})}. \quad (136)$$

Ikkinchidan ilgakdagi foydali ish koeffitsiyenti (FIK) quyidagicha topilishi mumkin:

$$\eta_{\text{tor}} = \eta_{\delta} \cdot \eta_{\text{tr}} \cdot \eta_f, \quad (137)$$

bu yerda: η_{δ} – shataksirashdagi foydali ish koeffitsiyenti; η_f – g'ildiraklardagi g'ildirashga qarshilikni yengish foydali ish koeffitsiyenti.

Transmissiyaning foydali ish koeffitsiyenti (9) ifoda orqali yoki tajribada aniqlanishi mumkin. Buning uchun dvigatelning burovchi momenti va g'ildirakdagi yetakchi moment aniqlanishi kerak (aniqlash metodikasi maxsus adabiyotlarda bayon qilingan). Ikkala moment aniq bo'lgan holda transmissiyaning FIK (4) ifoda orqali aniqlanadi.

Shataksirashdagi FIK η_{δ} ni aniqlash uchun shataksirash koeffitsiyenti δ ni aniqlash zarur. Tajriba yo'li bilan aniqlash usuli yuqorida ko'rib o'tilgan. Nazariy yo'l bilan aniqlash uchun empirik formulalar mavjud. Shulardan biri professor B. YA. Ginsburg formulasidir:

g'ildirakli traktor uchun,

$$\delta = 0,13 \frac{P_{il}}{\lambda_e \cdot \varphi \cdot Q_e} + 0,013 \left(\frac{P_{il}}{\lambda_e \cdot \varphi \cdot Q_e} \right)^8 \quad (138)$$

zanjirli traktor uchun,

$$\delta = 0,04 \frac{P_{il}}{\varphi \cdot Q} + 0,4 \left(\frac{P_{il}}{\varphi \cdot Q} \right)^8$$

bu yerda: λ_e – yetakchi g'ildiraklarning yuklanish koeffitsiyenti.

g'ildiraklardagi g'ildirashga qarshilikni yengish FIK η_f ni topish uchun bir vaqtning o'zida P_u va P_{il} ni aniqlash zarur. Agar g'ildirash radiusi aniq bo'lsa:

$$P_u = \frac{M_{\text{etak}}}{r_d}.$$

Agar faqat ilgakdagi P_{il} aniq bo'lsa, η_f ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\eta_f = \frac{P_{il}}{P_{il} + P_f}, \quad \text{bu yerda } P_f = f \cdot Q.$$

g'ildirashga qarshilik koeffitsiyenti yurish qismining turiga va tuproqning

xiliga qarab tanlanadi.

Yuqoridagi ifodalardan topilgan η_{tor} tekis harakat uchun bo'lib, ular η_{tor} ning ilgakdagi kuchga nisbatan o'zgarish dinamikasini yaqqol ko'rsatmaydi. O'zgarish dinamikasi va unga ta'sir etuvchi omillarni o'rganish uchun quvvat balansi chizmasini chizamiz. Quvvat balansining chizmasi professor D. A. Chudakov uslubi bo'yicha chiziladi.

Bunday chizma avval, pog'onasiz uzatmaga ega bo'lgan traktorlar uchun bajariladi. Chunki ularda ilgakdagi qarshilikning miqdori qanday bo'lishidan qat'i nazar, tezlikni avtomatik boshqarish bilan traktor dvigateli nominal yuklanadi. Chizmani qurish uchun avvaldan tajribada yoki nazariy yo'l bilan aniqlangan shataksirash koeffitsiyenti δ va g'ildirashning qarshilik koeffitsiyenti f ning bir qancha qiymatlari aniq bo'lishi lozim. Chizmasini qurish uchun absissa o'qiga ilgakdagi P_{il} kuch, ordinata o'qiga esa N , v_n , δ , f kabi parametrlar qo'yiladi (30-chizma). Ordinata o'qiga nominal quvvat Nn qo'yiladi. Dvigatel doim nominal yuklangani uchun N_n ning qiymati ilgakdagi kuchning o'zgarishi bilan bir xil qoladi. Transmissiyadagi ishqalanish kuchlarini yengishga sarflanayotgan quvvat N_{tr} ham R_{il} ga nisbatan o'zgarmas. U $N_{tr} = N_n (1 - \eta_{tr})$ ifoda orqali topiladi.

To'g'ri chiziqlar N_n , N_{tr} orasidagi qism transmissiyadagi yo'qotishlarni ko'rsatadi.

Qolgan qismi $N_u = N_n - N_{tr}$ esa, shataksirashni yengishga, g'ildiraklarning g'ildirashiga va foydali ish bajarishga sarflanadi. Shataksirashni yengishga sarflanayotgan quvvat $N_{\delta} = \delta \cdot N_n$, g'ildiraklarning g'ildirashiga sarflanayotgan quvvat esa, $N_f = 0,001 \cdot f \cdot Q \cdot v_n (1 - \delta)$ dan aniqlanadi. Bu yerda,

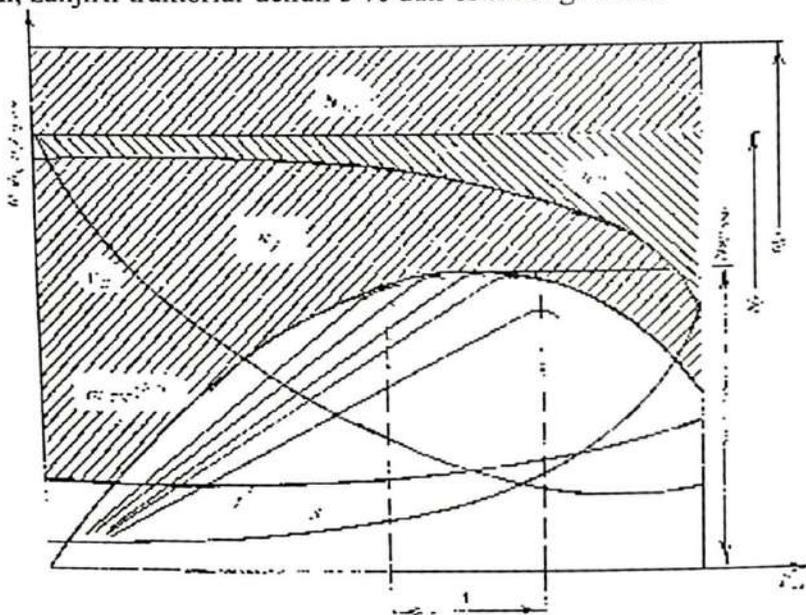
$$v_n = \frac{1000 N_u}{P_{il} + f \cdot Q}$$

Aniqlangan kattaliklarning o'zgarish chizmasi 30-chizmada tasvirlangan. Barcha sarflardan qolgan quvvat N_{il} hisoblab topiladi.

Agar N_u kesmani $\eta_{\text{tor}} \cdot 100\%$ desak, u holda, qolgan qismi, ya'ni N_{il} egri chizig'i pog'onasiz uzatmali transmissiyaga ega bo'lgan traktorning tortishdagi foydali ish koeffitsiyenti η_{tor} bo'ladi. Hosil bo'lgan egri chiziq N_{il} tortishning potensial tasnifi deyiladi, chunki bu chizmasi ideal holat uchun, ya'ni tezlikni avtomatik boshqarishda yuklanish nominal degan shartga asosan qurilgan.

Bu tasnif yordamida turli traktorlarning qaysi tortish zonasida ishlashi kerakligi aniqlanadi. Agar traktor N_{il} eng ko'p bo'lgan zonada ishlasa η_{tor} shuncha ko'p bo'lib, uning ish samarasi ham katta bo'ladi. Aks holda, agregatning ish unumi past bo'lib, yonilg'i sarfi ortib ketishi mumkin. Shuning uchun har bir traktorning tortish zonasini aniqlash va shu zona asosida ishlatish katta ahamiyatga ega. Shu asosda qabul qilingan yagona traktorlar majmuida har bir sinfdagi traktorlar uchun tortish zonasi aniq belgilangan.

Majmuaga ko'ra, qishloq xo'jaligi traktorlari uchun 7 ta sinf ajratilgan, ularning ilgagida 6 kN; 9 kN; 14 kN; 20 kN; 30 kN; 40 kN; 50 kN ga teng bo'lgan kuch hosil bo'lishi kerak. Bu kuch me'yoriy 15-18 % namlikka ega bo'lgan, haydalmagan yerda ishlayotgan traktorning ilgagida namoyon bo'lib shataksirash koeffitsiyenti 4×2 g'ildirakli traktorlar 18 % dan, 4×4 traktorlarda 16 % dan, zanjirli traktorlar uchun 5 % dan ortmasligi shart.



30-chizma. Tortishning potensial tasnifi.

Har bir sinfda bir necha modifikatsiyali traktorlar bo'lishi mumkin. 6 kN, 9 kN, 14 kN tortish sinfidagi traktorlar g'ildirakli chopiq traktorlari; 20 kN, 30 kN tortish sinfi zanjirli traktorlar; 40 kN, 50 kN tortish sinfi esa, shatakchi traktorlardan iborat.

Yuqoridagi chizmadan ko'rinib turibdiki, $N_{\delta} + N_f$ eng kichik bo'lgan zonada N_{II} katta, chunki bu zonada $\eta_f \cdot \eta_{\delta}$ ham ko'p. Shuning uchun real sharoitda N_{δ} va N_f ni kamaytirish katta amaliy ahamiyatga ega.

Traktor pog'onali uzatmaga ega bo'lsa, ularning tasnifi qanday qurilishini ko'ramiz. Avval har bir pog'onaning tasnifi shu traktor uchun chizilgan potensial tasnifdagi N_{II} maksimal bo'lgan A zonada joylashishi zarur. Bu esa, har bir uzatmada η_{tor} ning qiymati yuqori bo'lishini ta'minlaydi. Agar shataksirash koeffitsiyenti chegaradan ortib ketmasa, dvigatel quvvati N_n bo'lganda, ilgakda maksimal $N_{II,max}$ quvvat hosil bo'ladi va bu nuqta tortishning potensial tasnifida yotadi.

Agar shataksirash yuqori bo'lsa, dvigatel nominal quvvatga yetmay turib, ilgakdagi quvvat pasayishi mumkin (punktir chiziq). Chunki bu sharoitda

dvigatelni nominal yuklash mumkin bo'lmay qoladi. Bu hol, asosan, g'ildirakli traktorlarda sodir bo'ladi.

Nazorat uchun savollar

1. Quvvat balansi tenglamasi deganda nimani tushunasiz?
2. Quvvat balansi tenglamasiga kiruvchi kattaliklarni sanab bering.
3. Quvvat balansi tenglamasiga kiruvchi barcha kattaliklarga ta'rif bering.
4. Traktorning umumiy va tortishdagi foydali ish koeffitsiyentlariga ta'rif bering.
5. Tortishning potensial tasnifidagi har bir yuzaga ta'rif bering.
6. Tortishning potensial tasnifi bilan real traktorning tortish tasnifini farqini ayting.
7. Potensial tasnifdagi «A» zonaga ta'rif bering.

22-§. Traktorni TORTISH KUCHI BO'YICHA HISOBLASH VA TORTISHNING NAZARIY TASNIFI

Traktornlarni tortish kuchi bo'yicha hisoblashda uning vazifasiga, qanday qishloq xo'jaligi ishlarini bajarishga mo'ljallanganligiga va yurish qismining turiga qaraladi. Qishloq xo'jaligi mashinasining ish vaqtidagi maksimal qarshiligini hisobga olgan holda, traktorning ilgagidagi nominal kuch P_n quyidagicha aniqlanadi:

$$P_n = \frac{P_{ag}}{\eta_t}, \quad (139)$$

bu yerda: P_{ag} – agregatning qarshiligi, N; η_t – tortish kuchining foydali ish koeffitsiyenti.

Haydash ishlari uchun $\eta_{tor} = 0,85...0,95$; boshqa ishlarda $\eta_{tor} = 0,95...0,98$.

Ilgakdagi nominal kuch aniqlangandan so'ng, hisoblanayotgan traktorning majmuadagi o'rni belgilanadi. Lekin loyihalananayotgan traktor faqatgina o'zining sinfiga tegishli bo'lgan ishlarni bajarmay, balki qo'shni sinfdagi traktorlar bajaradigan ishlarning bir qismini ham bajarishi zarur. Bu esa, traktorni ishlatish sohasini kengaytiradi. Bu holni taraktorning *nazariy tortish* diapazoni degan kattalik hisobga oladi va u quyidagicha aniqlanadi:

$$\delta_t = \xi \frac{P_n}{P_{n_1}},$$

P_{n1} - qo'shni sinfdagi traktorning ilgagidagi kuch, N.

Yuqoridagi kattaliklar aniqlangach, traktorning asosiy ko'rsatkichlarini aniqlashga o'tiladi. Asosiy ko'rsatkichlar quyidagilardir:

1. Traktor og'irligi.
2. Transmissiyaning uzatishlar soni yoki harakat tezligi.
3. Dvigatelning quvvati.

1. Traktorning og'irligini aniqlash. Traktorning og'irligi shataksirashning kattaligi, foydali ish ko'effitsiyenti va ilgakdagi kuchning miqdoriga bog'liq. Shuning uchun traktorni loyihalashda va ishlatishda uning og'irligini to'g'ri hisoblash alohida ahamiyatga ega. Ishlatish vaqtida traktorning og'irligini ko'paytirish hamda kamaytirish mumkin. Qaddan tashqari kamaytirish g'ildiraklarning g'ildirashiga sarf bo'layotgan quvvatni kamaytiradi va ilashish og'irligi kamligi tufayli shataksirash ko'payadi, natijada η_{tr} kamayib ketadi. Aksincha, og'irlik ko'paytirilsa, g'ildiraklarning g'ildirashiga quvvat ko'p ketadi. Traktorning og'irligi ikki xil bo'ladi:

1. Sof (konstruktiv) og'irlik - Q_k .

Q_e

2. To'la yoki ekspluatatsion og'irlik - Q_e .
Qo'shimcha asbob-uskuna, ballast, yonilg'i va traktor haydovchisiz traktorning og'irligiga **sof og'irlik** deyiladi.
Ekspluatatsion og'irlikning o'zi ikki xil bo'ladi: minimal to'la og'irlik - $Q_{e.min}$ va maksimal to'la og'irlik - $Q_{e.max}$.
Minimal to'la og'irlik sof og'irlik va asbob-uskuna hamda traktor haydovchisining og'irligidan tashkil topadi:

$$Q_{e.min} = 1,1 \cdot Q_k.$$

Maksimal ekspluatatsion (to'la) og'irlik $Q_{e.max}$ ish sharoitiga qarab ballastlarni qo'yish, g'ildiraklarning ichiga suyuqlik quyish kabi usullar yordamida doim o'zgarib turadi. Bu og'irlik shunday tanlanishi kerakki, traktor o'zining sinfiga taalluqli ishini belgilangan sharoitda, ilgakdagi nominal kuch bilan bajarayotganda shataksirash ko'effitsiyenti yo'l qo'yilgan chegaradan chiqib ketmasligi kerak. Buning uchun tortishning ilashish bo'yicha maksimal kuchi qarshiliklar yig'indisidan kam bo'lmasligi lozim, ya'ni:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q_{e.max} \geq P_{il.max} + f_e \cdot Q_{e.max}, \quad (140)$$

bu yerda: λ_e - yetakchi g'ildirakning yuklanish ko'effitsiyenti; f_e - yetakchi g'ildiraklarning g'ildirashiga bo'lgan qarshilik ko'effitsiyenti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e.max} \geq \frac{P_{il.max}}{\varphi_e \cdot \lambda_e - f_e}. \quad (141)$$

Zanjirli traktorlar va 4x4 sxemali g'ildirakli traktorlar uchun $\lambda_e = 1$. Birlamchi hisoblar uchun $\varphi_e = 0,5 \dots 0,65$ deb olish mumkin. Ballastning og'irligi quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$Q_s = \lambda_e (Q_{e.max} - Q_{e.min}). \quad (142)$$

Ko'p hollarda traktorlar transport ishlarida foydalaniladi. Pritsep bilan yuqoriga harakat qilayotgan traktorning og'irligini aniqlash sharti quyidagicha:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q \cdot \cos \alpha \geq f_e \cdot Q \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha + f_t \cdot Q_t \cdot \cos \alpha + Q_t \cdot \sin \alpha,$$

bu yerda: Q_t - pritsep og'irligi; f_t - pritsep g'ildiragining g'ildirashiga qarshilik ko'effitsiyenti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e.max} = \frac{Q_t (f_t \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{(\lambda_e \varphi_e - f_e) \cos \alpha - \sin \alpha}.$$

Agar traktorning og'irligi va ilgakdagi kuch aniq bo'lsa, berilgan qiyaqlikda pritsepning og'irligi qancha bo'lishini aniqlash mumkin:

$$Q_T = \frac{P_u - Q \sin \alpha}{f_t \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}. \quad (143)$$

Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlash. Dvigatelning burovchi momenti bilan tortish kuchi orasida quyidagicha bog'lanish bor:

$$P_u \cdot r_d = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}.$$

Berilgan traktor uchun $\frac{\eta_{tr}}{r_d}$ nisbatan o'zgarmas qiymatga ega. Shuning

uchun quyidagini yozish mumkin:

$$P_u = A \cdot M_{dv} \cdot i_{tr}.$$

Bu to'g'ri chiziq tenglamasidir. Agar $P_u = P_{il} + P_f$ hisobga olinsa, yuqoridagi tenglamaning chizmasi 31-chizmada ko'rsatilgan ko'rinishga keladi. Bu yerda M_{dv} maksimal urinma kuch P_{ilmax} ga to'g'ri keladi. Shu shaklda berilgan uzatma uchun yonilg'ining solishtirma sarfi ham ko'rsatilgan.

bu yerda: ξ – traktor tortish zonasining kengayishini hisobga oluvchi koeffitsiyent;

P_{n1} – qo'shni sinfdagi traktorning ilgagidagi kuch, N.

Yuqoridagi kattaliklar aniqlangach, traktorning asosiy ko'rsatkichlarini aniqlashga o'tiladi. Asosiy ko'rsatkichlar quyidagilardir:

1. Traktor og'irligi.
2. Transmissiyaning uzatishlar soni yoki harakat tezligi.
3. Dvigatelning quvvati.

1. Traktorning og'irligini aniqlash. Traktorning og'irligi shataksirashning kattaligi, foydali ish koeffitsiyenti va ilgakdagi kuchning miqdoriga bog'liq. Shuning uchun traktorni loyihalashda va ishlatishda uning og'irligini to'g'ri hisoblash alohida ahamiyatga ega. Ishlatish vaqtida traktorning og'irligini ko'paytirish hamda kamaytirish mumkin. Qaddan tashqari kamaytirish g'ildiraklarning g'ildirashiga sarf bo'layotgan quvvatni kamaytiradi va ilashish og'irligi kamligi tufayli shataksirash ko'payadi, natijada η_{tr} kamayib ketadi. Aksincha, og'irlik ko'paytirilsa, g'ildiraklarning g'ildirashiga quvvat ko'p ketadi. Traktorning og'irligi ikki xil bo'ladi:

1. Sof (konstruktiv) og'irlik – Q_k .

Q_e

2. To'la yoki ekspluatatsion og'irlik – Q_e .
Qo'shimcha asbob-uskuna, ballast, yonilg'i va traktor haydovchisiz traktorning og'irligiga *sof og'irlik* deyiladi.
Ekspluatatsion og'irlikning o'zi ikki xil bo'ladi: minimal to'la og'irlik – $Q_{e.min}$ va maksimal to'la og'irlik – $Q_{e.max}$.
Minimal to'la og'irlik sof og'irlik va asbob-uskuna hamda traktor haydovchisining og'irligidan tashkil topadi:

$$Q_{e.min} = 1,1 \cdot Q_k.$$

Maksimal ekspluatatsion (to'la) og'irlik $Q_{e.max}$ ish sharoitiga qarab ballastlarni qo'yish, g'ildiraklarning ichiga suyuqlik quyish kabi usullar yordamida doim o'zgarib turadi. Bu og'irlik shunday tanlanishi kerakki, traktor o'zining sinfiga taalluqli ishini belgilangan sharoitda, ilgakdagi nominal kuch bilan bajarayotganda shataksirash koeffitsiyenti yo'l qo'yilgan chegaradan chiqib ketmasligi kerak. Buning uchun tortishning ilashish bo'yicha maksimal kuchi qarshiliklar yig'indisidan kam bo'lmasligi lozim, ya'ni:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q_{e.max} \geq P_{il.max} + f_e \cdot Q_{e.max}, \quad (140)$$

bu yerda: λ_e – yetakchi g'ildirakning yuklanish koeffitsiyenti; f_e – yetakchi g'ildiraklarning g'ildirashiga bo'lgan qarshilik koeffitsiyenti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e.max} \geq \frac{P_{il.max}}{\varphi_e \cdot \lambda_e - f_e}. \quad (141)$$

Zanjirli traktorlar va 4x4 sxemali g'ildirakli traktorlar uchun $\lambda_e = 1$. Birlamchi hisoblar uchun $\varphi_e = 0,5 \dots 0,65$ deb olish mumkin. Ballastning og'irligi quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$Q_s = \lambda_e (Q_{e.max} - Q_{e.min}). \quad (142)$$

Ko'p hollarda traktorlar transport ishlarida foydalaniladi. Pritsep bilan yuqoriga harakat qilayotgan traktorning og'irligini aniqlash sharti quyidagicha:

$$\varphi_e \cdot \lambda_e \cdot Q \cdot \cos \alpha \geq f_e \cdot Q \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha + f_t \cdot Q_t \cdot \cos \alpha + Q_t \cdot \sin \alpha,$$

bu yerda: Q_t – pritsep og'irligi; f_t – pritsep g'ildiragining g'ildirashiga qarshilik koeffitsiyenti.

Yuqoridagi ifodadan quyidagini yozish mumkin:

$$Q_{e.max} = \frac{Q_t (f_t \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)}{(\lambda_e \varphi_e - f_e) \cos \alpha - \sin \alpha}.$$

Agar traktorning og'irligi va ilgakdagi kuch aniq bo'lsa, berilgan qiyaqlikda pritsepning og'irligi qancha bo'lishini aniqlash mumkin:

$$Q_T = \frac{P_u - Q \sin \alpha}{f_t \cdot \cos \alpha + \sin \alpha}. \quad (143)$$

Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlash. Dvigatelning burovchi momenti bilan tortish kuchi orasida quyidagicha bog'lanish bor:

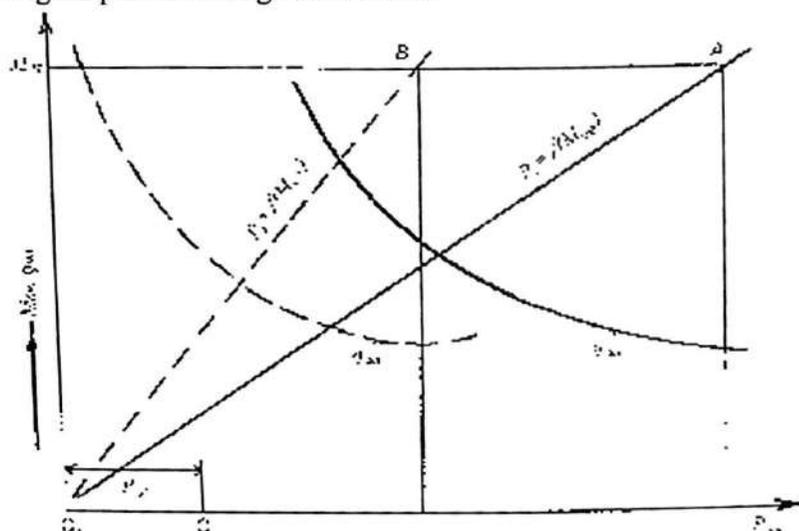
$$P_u \cdot r_d = M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}.$$

Berilgan traktor uchun $\frac{\eta_{tr}}{r_d}$ nisbatan o'zgarmas qiymatga ega. Shuning uchun quyidagini yozish mumkin:

$$P_u = A \cdot M_{dv} \cdot i_{tr}.$$

Bu to'g'ri chiziq tenglamasidir. Agar $P_u = P_{il} + P_f$ hisobga olinsa, yuqoridagi tenglamaning chizmasi 31-chizmada ko'rsatilgan ko'rinishga keladi. Bu yerda M_{dv} maksimal urinma kuch P_{ilmax} ga to'g'ri keladi. Shu shaklda berilgan uzatma uchun yonilg'ining solishtirma sarfi ham ko'rsatilgan.

Shakldan ko'rinib turibdiki, yonilg'ining minimal sarfi nominal moment M_n yoki P_{umax} ga to'g'ri keladi. Shu qiymatdan R_u ning biror tomonga siljishi yonilg'ining ko'p sarflanishiga olib keladi.



31-chizma. $P_u = f(M_{dv})$ funksiyaga oid noursimon diagramma.

Ekspluatatsion sharoitda dvigatel asosan, nominal yuklanishda bo'lmaydi. Ma'lum yuklanishdagi dvigatel burovchi moment M_{dv} ning nominal burovchi momentiga nisbati *dvigatelning yuklanish koeffitsiyenti* deyiladi va ε_{yu} bilan belgilanadi:

$$\varepsilon_{yu} = \frac{M_{dv}}{M_n}$$

Traktorning ilgagidagi kuch nominal qiymatidan kam bo'lsa dvigatelning burovchi momenti, yuklanish koeffitsiyenti va agregatning ish unumi kamayib, yonilg'i sarfi ortib ketadi. Demak, traktor berilgan uzatmada tejamli ishlamaydi. Shuning uchun har xil qiymatli ilgakdagi kuch bilan traktorning ishlashini ta'minlash maqsadida ularga uzatmalar soni i_{tr} ni o'zgartirishga imkon beruvchi pog'onali uzatmalar qutisi qo'yilgan. Uzatmalar qutisi orqali uzatishlar soni i_{tr} kamaytirilsa, shunga bog'liq ravishda R_u ham o'zgaradi. Bu o'zgarish 31-chizmadagi OIV chiziq orqali ko'rsatilgan. Shunga bog'liq ravishda yonilg'ining solishtirma sarfi grafigi ham chap tomonga siljiydi va ilgakdagi kuchning kam miqdorida ham minimal yonilg'i sarfi ta'minlanadi.

bu yerdan, $P'_{il} + P_f$ va $P''_{il} + P_f$ ni topamiz:

$$\left. \begin{aligned} P'_{il} + P_f &= \frac{i_{II}}{i_I} (P_{il\max} + P_f) = \frac{i_I}{i_{III}} (P_{il\min} + P_f) \\ P''_{il} + P_f &= \frac{i_{III}}{i_I} (P_{il\max} + P_f) = \frac{i_{II}}{i_{III}} (P_{il\min} + P_f) \end{aligned} \right\} \quad (145)$$

Ikkala ifodani bo'laklab bir-biriga bo'lsak, geometrik progressiya talabiga javob beruvchi quyidagi ifodani olamiz:

$$\frac{i_{III}}{i_{II}} = \frac{i_{II}}{i_I}.$$

Geometrik progressiyaning maxrajini q bilan belgilasak,

$$i_{II} = i_I \cdot q, i_{III} = i_{II} \cdot q = i_I \cdot q^2.$$

Bu ifodani (145) ifodaning birinchisiga qo'yib q ni topamiz:

$$q = \sqrt[3]{\frac{P_{il\min} + P_f}{P_{il\max} + P_f}} = \sqrt[3]{\frac{P_{u\min}}{P_{u\max}}}.$$

Agar transmissiya asosiy pog'onalarining soni z ga teng bo'lsa,

$$q = z - 1 \sqrt{\frac{P_{il\min}}{P_{il\max}}}. \quad (146)$$

Asosiy uzatmalarning soni talab qilinadigan asosiy tezliklar diapazoni bo'yicha aniqlanadi. Asosiy tezliklar diapazoni quyidagicha topiladi:

$$\delta_v = \frac{v_{HZ}}{v_{H_1}}, \quad (147)$$

bu yerda: v_{Hz} - eng yuqori ishchi uzatmadagi nazariy tezlik; v_{H_1} - berilgan birinchi ishchi uzatmadagi tezlik.

Asosiy uzatmalar qatorining strukturasi (tuzilmasi) quyidagicha:

$$\frac{v_{Hz}}{v_{Hz-1}} = \frac{v_{Hz-1}}{v_{Hz-2}} = \dots = \frac{v_{H_2}}{v_{H_1}} = q. \quad (148)$$

Bu (147) va (148) ifodalardan quyidagi bog'lanishga ega bo'lamiz:

$$\delta_v = q^{z-1}.$$

Birinchi tezlikni tanlab yuqori tezlik (147-ifoda orqali) va oraliq tezliklarni quyidagicha topish mumkin:

$$v_{H_1} - \text{berilgan,}$$

$$v_{H_2} = v_{H_1} \cdot q$$

$$v_{H_3} = v_{H_2} \cdot q = v_{H_1} \cdot q^2.$$

.....

$$v_{H_z} = v_{H_1} \cdot q^{z-1}$$

Bundan tashqari, traktorlar maxsus pastki tezliklarga ega bo'lib, ular traktor bajarayotgan ishning texnologik jarayoniga asosan aniqlanadi. Transmissiya uzatmalar soni va nominal tezligi traktorning vazifasi va yurish qismiga qarab belgilanadi. Zanjirli traktorlar uchun bitta transmissiya uzatmasi, g'ildirakli traktorlar uchun esa ikkita belgilanadi. hozirgi vaqtda pog'onasiz transmissiya yaratish va uni amalda ishlatish borasida keng ish olib borilmoqda.

Dvigatel quvvatini aniqlash. Dvigatel quvvati traktorni tortish va tezliklar parametrlarini hisobga olgan holda aniqlanadi. Agar traktor gorizontaal yuzada tekis harakat qilayotgan bo'lsa, dvigatel quvvati faqat tashqi qarshiliklarni yengish uchun sarflanadi.

Lekin traktorni ishlatishda u doim tekis harakat qilmay-di. Shuning uchun traktorning yuklanishi doim tebranib turadi. Bu tebranishga harakat yuzasining notekisligi, tuproq tarkibi, texnologik jarayonlarning ayrim xususiyatlari ham sabab bo'ladi. Bundan tashqari, yo'lda traktor uchun kutilmagan qarshiliklar paydo bo'lishi mumkin. Qarshiliklarning bunday tebranib turishi ma'lum quvvat rezervining bo'lishini talab etadi.

Shuning uchun amaliy hisoblarda tirsakli valga keltirilgan qarshilik momenti dvigatelning nominal momentidan kam bo'lishi kerak deb olinadi. Bu esa dvigatelning ekspluatatsion yuklanish koeffitsiyenti orqali hisobga olinadi va u $\chi = 0,8 \dots 0,85$ atrofida tebranadi. Bu holda dvigatelning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_n = \frac{(P_n + f_n \cdot Q_{e \max}) \cdot v_{H_1}}{1000 \eta_n \cdot \chi}, \quad (149)$$

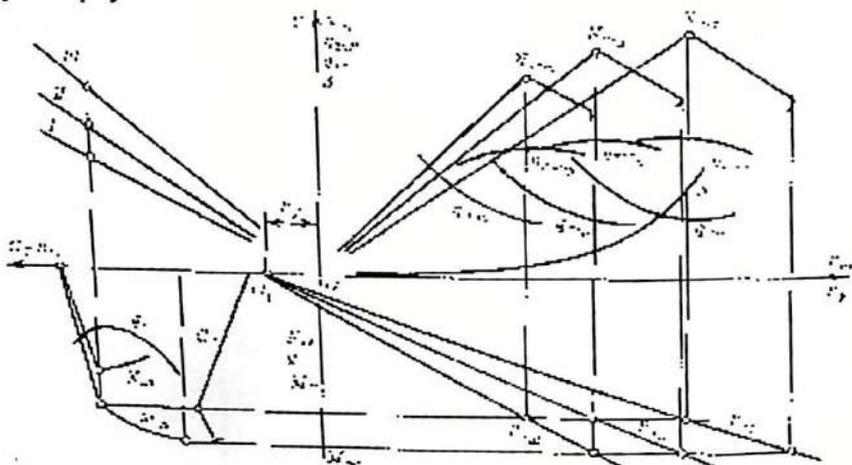
bu yerda: f_n - ilgakda nominal kuch bilan ishlayotgan traktorning harakatiga ko'rsatilayotgan qarshilikni hisobga oluvchi koeffitsiyent.

Nazorat uchun savollar

1. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda traktorning qanday parametrlari asos qilib olinadi?
2. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda qaysi kattaliklar aniqlanadi?
3. Sof og'irlikka ta'rif bering.
4. To'la yoki ekspluatatsion og'irlik qanday shartlar asosida aniqlanadi?
5. Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlashni ketma-ketligini aytib bering.
6. Uzatmalar qatori qaysi tamoyil asosida quriladi?
7. Dvigatelning quvvatini aniqlash qanday ketma-ketlikda olib boriladi?

23-§. TORTISHNING NAZARIY TASNIFINI QURISH

Traktorning barcha parametrlari aniq bo'lgandan so'ng, tortish kuchi bo'yicha tasnif chiziladi. Bu tasnif traktorning tortish dinamikasi va yonilg'i tejamkorlik ko'rsatkichlarini yaqqol ko'rsatadi. Tasnif gorizontal yuzadagi tekis harakat uchun qurilib ilgakdagi quvvat, tortishdagi foydali ish koeffitsiyenti, bir soatlik yonilg'i sarfi, nazariy tezlik va shataksirash koeffitsiyenti kabi parametrlarning ilgakdagi kuchga nisbatan o'zgarishini ko'rsatadi. har bir ko'rsatkich turli uzatmada turlicha bo'lganligi sababli ularning o'zgarishi har bir uzatma uchun alohida chiziladi. Bundan tashqari, tuproqning holati ham yuqoridagi ko'rsatkichlarga ta'sir etadi. Shuning uchun bu tasnif tuproqning turli holatlari uchun ham chiziladi va uning yuqorisiga shu holat yozib qo'yiladi.



33-chizma. Traktorning tortish kuchi bo'yicha tasnifi.

Tortishning tasnifi to'rt qismdan iborat (33-chizma). Chap tomondagi pastki kvadrant yordamchi bo'lib, unda dvigatelning

regulatorli tasnifi ko'rsatilgan. Yuqorigi kvadrantda traktorning nazariy tezligi aylanishlar chastotasiga bog'liq ravishda qurilgan. Bu bog'lanish quyidagi ifoda orqali aniqlanadi:

$$v_N = \frac{n_{dv} \cdot r_d}{i_{tr}}, \quad (150)$$

zanjirli traktorlar uchun:

$$v_N = l_{zv} \cdot z_{\tau} \frac{n_{dv}}{i_{tr} \cdot 2\pi}. \quad (151)$$

Tezliklarning bu ikki ifodalariga kiruvchi kattaliklar yuqorida o'rganilgan.

Dinamik radiusni aniqlash birmuncha qiyin bo'lgani uchun tortish tasnifini qurishda u quyidagi ifoda orqali topiladi:

$$r_d = 0,5d + (0,8 \dots 0,85)b, \quad (152)$$

bu yerda: d – g'ildirak gardishining tashqi diametri, m; b – pokrishka profilining kengligi, m.

Pastki kvadratda $P_u = f(M_{dv})$ chizig'i chiziladi. Buning uchun absissa o'qiga O nuqtadan boshlab aniq masshtabda Ril o'lchab qo'yiladi. Masshtab shkalalari absissa o'qining yuqorisiga yoziladi. So'ng tasnif chizilayotgan tuproq holati uchun $R_f = fQ$ aniqlanadi. Aniqlangan R_f ning qiymati qabul qilingan masshtab bo'yicha O nuqtadan chap tomonga qo'yiladi va O₁ bilan belgilanadi.

Topilgan O₁ nuqta pastki o'ng kvadrant uchun koordinata boshi hisoblanadi, chunki $R_u = R_{il} + R_f$. Koordinata boshidan Ru ning qiymati masshtab bo'yicha o'lchab qo'yiladi va absissa o'qining pastiga yoziladi. har bir uzatma uchun $P_u = f(M_{dv})$ quriladi. Buning uchun quyidagi ifodadan foydalaniladi:

$$P_u = \frac{M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}}{r_d}, \quad (153)$$

O'ngdagi birinchi kvadratga $N_{il} = f(R_{il})$; $\eta_{tor} = f(R_{il})$; $q_{il} = f(R_{il})$ va $\delta = f(R_{il})$ chizmalari quriladi. Eng avval, shataksirash egri chizig'i chiziladi. Agar barcha uzatmalar uchun umumiy bitta chizma chizilsa, katta xato qilingan hisoblanmaydi. Bu chiziq tajriba ma'lumotlari yoki (138) ifodalar yordamida chizilishi mumkin.

Shataksirash koeffitsiyenti yordamida haqiqiy tezlik topiladi:

$$v_x = (1 - \delta) \cdot v_n.$$

Ilgakdagi kuch va haqiqiy tezlikni bilgan holda ilgakdagi quvvat, so'ngra tortishning foydali ish koeffitsiyenti aniqlanadi.

$$N_{il} = \frac{P_{il} \cdot v_x}{1000}; \quad \eta_{tor} = \frac{N_{il}}{N_e}. \quad (154)$$

Bundan tashqari, tasnifda solishtirma yonilg'i sarfining egri chizig'i ham chiziladi. Agar bir soatlik yonilg'i sarfi ma'lum bo'lsa, solishtirma yonilg'i sarfi quyidagicha topiladi:

$$g_{il} = \frac{1000G_t}{N_{il}},$$

bu yerda: G_t –dvigatelning bir soatlik yonilg'i sarfi, kg/soat.

Traktor uchun har bir tuproq holatiga qurilgan bunday tasnifning bo'lishi katta amaliy ahamiyatga ega bo'lib, u orqali ko'p ekspluatatsion masalalar yechiladi.

Masalan, traktorga tirkalgan yoki osilgan qishloq xo'jalik mashinasining qarshiligini bilgan holda, shu tuproq sharoitida tortishning foydali ish koeffitsiyenti, ilgakdagi quvvatga nisbatan yonilg'ining solishtirma sarfi, dvigatel parametrlari va nazariy hamda haqiqiy tezliklarning qiymatlarini bir vaqtning o'zida bilish mumkin. Bundan tashqari, bu tasnif yordamida tanlangan uzatma agrotexnika talablariga mos kelishi va shu uzatmaning samarador ekanligini aniqlash ham mumkin.

Nazorat uchun savollar

1. Tortishning nazariy tasnifida qanday ko'rsatkichlar ko'rsatiladi?
2. Tasnifning to'rtala qismining har birini vazifasini aytib bering.
3. Tasnifning amaliy ahamiyatini aytib bering.

24 -§. TRAKTORNING SHIG'OV BILAN HARAKATLANISHI

Traktor dvigatellarining xususiyatlaridan biri shuki, ular kichik aylanishlar chastotasida talab qilingan quvvatni ishlab chiqarmaydi va noturg'un ishlaydi. har bir dvigatel uchun shunday minimal aylanishlar chastotasi mavjudki, bu aylanishlar chastotasidan pastda dvigatel ishlay olmaydi. Shunga o'xshash, har bir dvigatel uchun maksimal aylanishlar chastotasi belgilangan bo'lib, undan yuqorisi avtomatik ravishda cheklanadi.

Traktorni o'rnidan qo'zg'atish vaqtida minimal yoki maksimal aylanishlar chastotasiga ega bo'lgan dvigatelga transmissiyaning birlamchi valini bevosita qo'shish mumkin emas. Chunki bu hol dvigatelning o'chib qolishiga (burchak tezligi ω_{min} bo'lganda) yoki transmissiya detallarining sinishiga (burchak tezligi ω_{max} bo'lganda) olib keladi. Shuning uchun barcha traktor va avtomobillar ishqalanib ishlaydigan tishlashish muftasiga ega. Tishlashish muftasi dvigatel valining aylanishlar chastotasi minimal yoki maksimal qiymatiga ega bo'lishiga qaramay, mashinani asta-sekin o'rnidan qo'zg'atadi va tezligini orttirib borishiga imkon beradi.

Traktorlarda shig'ov bilan harakatlanish jarayoni boshlanmasdan avval, uning dvigateli maksimal aylanishlar chastotasiga ega bo'ladi (ya'ni salt ishlash burchak tezligi ω_{ytl} , 1-chizma).

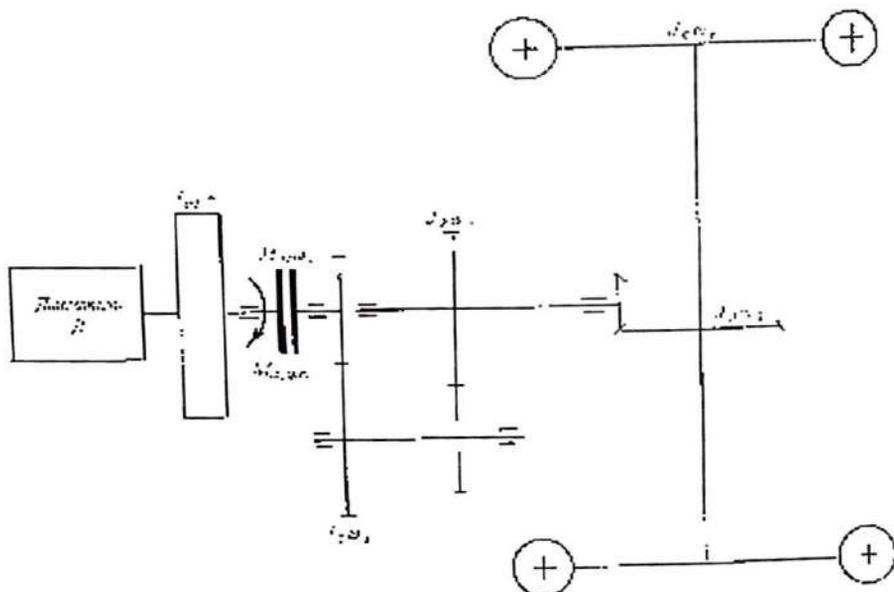
Tishlashish muftasi qo'shilgandan so'ng dvigatel yuklana boshlaydi va aylanishlar chastotasi pasayadi, shunga bog'liq holda burovchi moment ham o'zgaradi. O'zgarish dvigatelning regulatorli tasnifi bo'yicha boradi. Regulator ishlamaydigan zonadagi aylanishlar chastotasi regulator yordamida avtomatik ravishda o'rnatiladi.

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish jarayonida ishtirok etuvchi haqiqiy transmissiyaning soddalashtirilgan kinematik sxemasi 34-chizmada tasvirlangan. Chizmada D -dvigatel, M_{dv} -dvigatelning burovchi momenti, ω -tirsakli valning burchak tezligi, I_{dv} -dvigatelning barcha harakatlanuvchi detallarining inersiya momenti, M_{muft} -tishlashish muftasi, uning ishqalanish momenti M_m va burchak tezligi ω_k , I_c -g'ildirakning inersiya momenti, ω_c -g'ildirakning burchak tezligi. Shunga o'xshash, transmissiyaning barcha detallarini va ularining burchak tezliklarini $I_1\omega_1, I_2\omega_2, I_3\omega_3, \dots, I_n\omega_n$ bilan belgilaymiz.

Ma'lumki, hozirgi davrda traktorning tezligi ortib, uzatmalar soni ko'payib bormoqda. Shuning uchun traktorning shig'ov bilan harakatlanishini talabga javob beradigan darajada yaxshilash ularning dinamik xususiyatlarini yaxshilash bilan bog'liq. Traktorlarning shig'ov bilan harakatlanishi jarayonini o'rganishda professor B.YA.Ginsburgning ishlari alohida ahamiyatga ega. Odatda, murakkab bo'lgan transmissiyadan foydalanilmaydi. Aksincha, u soddaholatga keltiriladi, ya'ni traktor agregati o'rniga unga dinamik nuqtai nazardan ekvivalent bo'lgan modeldan foydalaniladi.

Model maxoviklardan iborat bo'lib, ularning har biri aylanuvchi yoki to'g'ri chizikli harakat qiluvchi detallarning o'rnini bosadi. Traktorni uch maxovikli model deb bilish mumkin. Birinchi maxovik dvigatel detallari harakatini hisobga oladi, ikkinchisi transmissiyaning aylanuvchi hamda harakatlantiruvchi qism bilan bevosita bog'liq bo'lgan detallarning harakatini, uchinchisi esa yurish qismi detallarning harakatini hisobga oladi. Birinchi va ikkinchi maxovik orasidagi mufta tishlashish muftasining ishini, ikkinchi va uchinchi maxovik orasidagi mufta esa, traktorning shataksirashini hisobga

oladi.



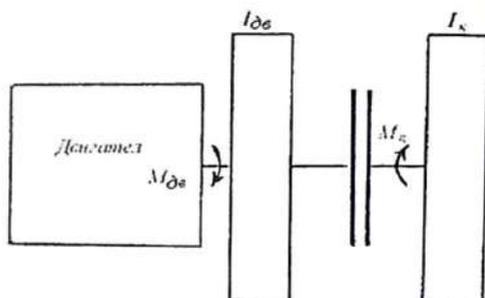
34-chizma. Traktor transmissiyasining sodda shakli.

Agar traktor shataksiramaydi deb qaralsa, uch maxovikli model ikki maxovikli modelga keltiriladi (35-chizma). Bu sistema yordamida shig'ov bilan harakatlanish jarayonini o'rganish ishini ancha osonlashtiradi. Bu yerda, I_{dv} —dvigatel detallarining inersiya momenti, I_k —transmissiya va yurish qismi detallarining inersiya momenti. Agar agregat tarkibida tirkalma mashina bo'lsa, I_k uning ham inersiya momentini hisobga oladi. Ko'rinib turibdiki, bu model tishlashish muftasi qo'shilishi bilan hamma detallarning birdaniga shig'ov bilan harakatlanishini ta'minlaydi. Bu esa, transmissiya va boshqa detallardagi zo'riqishning birdaniga ortishiga sabab bo'ladi. Lekin, bu hol hisoblash uslubining qiymatini tushirmaydi, chunki bu yo'l bilan hisoblangan detallar zo'riqishning birdaniga ortishiga bardosh bergani uchun haqiqiy sharoitdagi zo'riqishning asta-sekin ortishiga ham albatta bardosh beradi va sinish hollari shig'ov bilan harakatlanish vaqtida uchramaydi.

Qabul qilingan modeldagi tishlashish muftasining ishlashi buzilmasligi uchun inersiya momenti I_q va qarshilik momentini to'g'ri aniqlash kerak. Ma'lumki, jismning kinetik energiyasi alohida olingan zarrachalar kinetik energiyalarining yig'indisiga teng:

$$U_k = \int dU_k \quad \text{yoki} \quad U_k = \frac{1}{2} \int \omega^2 r^2 dm, \quad (155)$$

bu yerda: ω –jismning burchak tezligi; r –jism tarkibidagi zarracha bilan jismning markazi orasidagi masofa; m – zarracha massasi.



35-*chizma*. Traktor shig'ov bilan harakatlanishini o'rganishga doir ikki maxovikli dinamik model.

Agar ω^2 ni integraldan tashqariga chiqarib $\int r^2 dm = I$ ekanligini hisobga olsak, aylanma harakat uchun kinetik energiyaning aniqlashga doir ifoda hosil bo'ladi:

$$U_k = \frac{1}{2} I \omega^2. \quad (156)$$

Modeldagi maxoviklarning to'plagan kinetik energiyalari haqiqiy detallarning kinetik energiyasiga teng bo'lishi kerak, aks holda, dinamik muvozanat buziladi. Agar bir maxovik bir nechta aylanuvchi va to'g'ri chizikli harakatlanuvchi detallarning o'rniga qabul qilingan bo'lsa, u holda, maxovikning kinetik energiyasi alohida olingan detallar kinetik energiyalarining yig'indisiga teng. Bunga ikkinchi maxovik misol bo'la oladi. Chunki u transmissiya va yurish qismi detallarini hamda tirkalma mashinaning kinetik energiyalarini hisobga oladi. Shuning uchun har bir qismining kinetik energiyasini aniqlash va ularni transmissiyaning birlamchi valiga keltirish katta ahamiyatga ega.

(156) ifodaga binoan alohida qismlarning kinetik energiyalari quyidagicha topiladi:

$$\frac{I_{\kappa} \omega_{\kappa}^2}{2} = \frac{I_1 \omega_1^2}{2} + \frac{I_2 \omega_2^2}{2} + \dots + \frac{I_n \omega_n^2}{2} + \frac{I_e \omega_e^2}{2} + \frac{Q \cdot v_{ag}^2}{2g}$$

ёки

$$\frac{I_{\kappa} \omega_{\kappa}^2}{2} = \sum \frac{I_i \omega_i^2}{2} + \frac{Q \cdot v_{ag}^2}{2g}, \quad (157)$$

bu yerda: I_i, ω_i –transmissiya detallarining (bunga yetakchi g'ildirak ham kiradi) inersiya momenti va burchak tezligi; Q, U_{ag} –agregatning og'irlik kuchi va tezligi.

Agar (157) ifodani $0,5\omega_k^2$ ga bo'lib yuborilsa va tenglamaning ikkinchi tartibli a'zolarining qiymati kichikligi tufayli ular hisobga olinmasa, I_k ni aniqlash uchun sodda ifodaga ega bo'lamiz (professor B. YA. Ginsburg formulasi):

$$I_k = \frac{I_e}{i_{tr}^2} + \frac{Q}{g} \cdot \frac{r_{dv}^2}{i_{tr}^2}, \quad (158)$$

bu yerda: i_{tr} – transmissiyaning uzatishlar soni.

Yetakchi g'ildirakda M_{etak} ni hosil qilish uchun tishlashish muftasida $M_{dv} \cdot i_{tr} \cdot \eta_{tr}$ mavjud bo'lishi kerak. Bu yerdan tishlashish muftasiga keltirilgan qarshilik momentini aniqlash mumkin.

$$M_k = \frac{P_y \cdot r_d}{i_{tr} \cdot \eta_{tr}}. \quad (159)$$

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish jarayonini o'rganishdan oldin dvigatelning regulatorli tasnifini sodda ko'rinishga keltirib olamiz. Soddalashtirish shundan iboratki, tasnifning regulator ishlamaydigan zonadagi egri chizig'i to'g'ri chiziq bilan almashtiriladi (36-chizma). Bu to'g'ri chiziq o'rtacha burovchi momentni ifodalaydi, ya'ni:

$$M_{o'r} = \frac{M_{max} + M_n}{2} = \frac{K_{mos} + 1}{2M_n}.$$

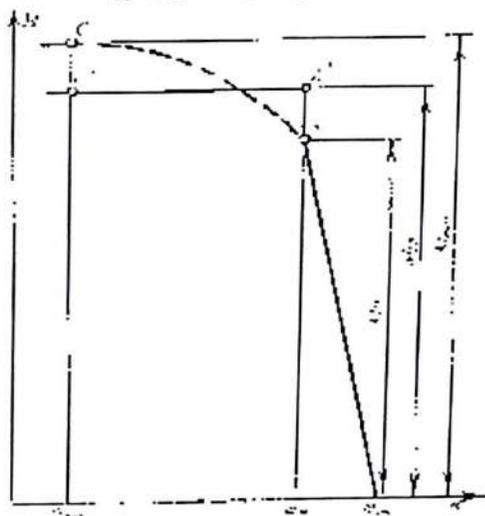
Demak, dvigatel valining aylanishlar chastotasi o'zgarishi bilan burovchi moment o'zgarmaydi. Lekin regulator ishlaydigan zonadan regulator ishlamaydigan zonaga o'tish chegarasida moment M_n dan $M_{o'r}$ qiymatiga sakrab o'zgaradi (A va A' nuqtalar).

Traktorning shig'ov bilan harakatlanish dinamikasi 37-chizmada ko'rsatilgan. Diagramma ikki qismdan iborat. Yuqoridagi qismida tirsakli val va transmissiya birlamchi valining burchak tezligini vaqt birligi bo'yicha o'zgarishi ko'rsatilgan. Pastki qismida esa dvigatelning

burovchi momenti M_{dv} va tishlashish muftasining ishqalanish momenti M_m ning vaqt birligida o'zgarishi tasvirlangan. Bundan tashqari, pastki diagrammada transmissiyaning birlamchi valiga keltirilgan qarshilik momenti M_q ham ko'rsatilgan.

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonini amalga oshirish bilan tanishamiz. Tishlashish muftasi qo'shilmasdan oldin dvigatel valining burchak tezligi maksimal qiymatga ega bo'ladi, bu vaqtda $M_m = 0$, $M_{dv} = 0$. Tishlashish muftasi qo'shila borgan sari uning momenti orta boradi va t_2 vaqtdan so'ng maksimal M_m qiymatga ega bo'ladi.

Ma'lumki, $M_m = k \cdot M_n$.
 Bu vaqtda tishlashish muftasi to'la qo'shilgan bo'lib, vaqtning t_2 dan t_{sir} gacha oralig'ida uning momenti uzgarmaydi. Tishlashish muftasi qo'shilishi bilan dvigatelning yuklanishi ortib, valning aylanishlar chastotasi kamayib boradi. Bu vaqtda dvigatelning buruvchi momenti regulatorli tasnifi bo'yicha ortib boradi (chizmadagi OAA' chiziq).



36-chizma. Traktorning shig'ov bilan harakatlanish dinamikasi.

kuchlarining momentidan foydalanilmagani uchun dvigatelning buruvchi momenti tishlashish muftasining momentidan kamroq o'sadi. Dvigatelning buruvchi momenti t_1 vaqtdan so'ng o'zining nominal qiymatiga erishadi va regulator ishlamaydigan zonaga o'tadi (chizmada AS' chiziq). Istalgan $0 < t < t_2$ oraliqdagi tishlashish muftasining momenti quyidagicha aniqlanadi:

$$M = M_m \frac{t}{t_2} = k \cdot M_n \frac{t}{t_2} \quad (160)$$

Dvigatelning buruvchi momenti o'zining nominal qiymatiga erishguncha o'tgan vaqt:

$$t_1 = t_2 \frac{M_n}{M_m} = \frac{t_2}{k} \quad (161)$$

Yuqorida aytib o‘tilganidek, tirsakli valning burchak tezligi shig‘ov bilan harakatlanish boshlanmasdan avval, o‘zining maksimal qiymatiga ega bo‘ladi. Tishlashish muftasi qo‘shila borgan sari dvigatelning yuklanishi ko‘payib, valning burchak tezligi kamaya boradi. Burchak tezlikning $\Delta\omega$ qiymatga kamayish jarayonida dvigatel faqat transmissiyaning birlamchi valiga keltirilgan qarshilik momenti M_q ni yengish uchun ishlaydi (37-chizma). Bu vaqtda transmissiyaning birlamchi vali aylanmaydi. Dvigatelning burovchi momenti M_{dv} qarshilik momenti M_q ga teng bo‘lganda, ya‘ni t_q vaqtdan so‘ng val aylana boshlaydi. Vaqtning $t_2 < t < t_{sir}$ oralig‘ida dvigatelning burchak tezligi ω_{dv} kamayib boradi, transmissiya birlamchi valining burchak tezligi esa ortib boradi. Vaqtning t_{sir} qiymatida ikkala valning burchak tezligi tenglashadi (n nuqta). Shu paytda tishlashish muftasining shataksirab ishlashi tugaydi. Shataksirash yo‘q bo‘lganligi uchun moment M_m birdaniga pasayib M_{dv} ga teng bo‘lib qoladi (F nuqta). Vaqtning keyingi qiymatlarida ikkala val xuddi bitta val singari aylanadi, natijada ularning burchak tezligini kerakli qiymatgacha ko‘paytirishga imkon tug‘iladi. Burchak tezlik o‘zining nominal qiymatiga yetganda moment regulatorli tasnif bo‘yicha pasayadi ($S'YE$) va qarshilik momentiga teng bo‘lib qoladi.

Diagrammadan ko‘rinib turibdiki, traktorning shig‘ov bilan harakatlanish jarayoni ikki bosqichdan iborat. Birinchi bosqich t_{sir} vaqtga to‘g‘ri kelib asosan, dvigatel vali bilan transmissiya birlamchi valining burchak tezliklari tenglashguncha davom etadi.

Ikkinchi bosqich t_1 vaqtga to'g'ri kelib, asosan, agregatning tezligi belgilangan chegaraga ko'tarilguncha davom etadi.

Umumiy shig'ov bilan harakatlanish vaqti quyidagidan iborat:

$$t_{shig'} = t_{sir} + t_1. \quad (162)$$

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonining birinchi bosqichi uchun ketgan t_{sir} vaqtni topish uchun diagrammadagi n nuqtadagi $\omega_{\partial n} = \omega_k$ shartdan foydalaniladi. Diagrammadagi n nuqtada

$$\omega_{dv} = \omega_{salt} - \int_0^{t_{sir}} d\omega_{dv}. \quad (163)$$

Lekin $d\omega = \varepsilon dt$, bu yerda, ω – burchak tezlanish. Agar dvigatel valiga qo'yilgan $M_m - M_{dv}$ momentni hisobga olsak, u holda,

$$\varepsilon = \frac{M_m - M_{dv}}{I_{dv}} dt.$$

Demak, ω_{dv} uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\omega_{dv} = \omega_{salt} - \int_0^{t_{sir}} \frac{M_m - M_{dv}}{I_{dv}} dt.$$

Lekin birinchi bosqichni ikki qismdan iborat deb qarash mumkin. Birinchi qismning t_1 dan t_2 gacha bo'lgan vaqt oralig'ida dvigatel valiga o'zgaruvchan moment ta'sir etadi. Bu vaqtda dvigatel valining burchak tezligi quyidagicha bo'ladi:

$$\omega_1 = \int_{t_1}^{t_2} \frac{M_m \frac{t}{t_2} - M_n}{I_{dv}} dt = \int_{t_1}^{t_2} \frac{\left(k \frac{t}{t_2} - 1\right) M_n}{I_{dv}} dt.$$

Ikkinchi qismning t_2 dan t_{sir} gacha bo'lgan vaqt oralig'ida dvigatel valiga o'zgarmas moment ta'sir etadi. Bu oraliqdagi valning burchak tezligi quyidagicha:

$$\omega_2 = \int_{t_2}^{t_{sir}} \frac{M_m - M_n}{I_{dv}} dt = \int_{t_2}^{t_{sir}} \frac{(k-1) M_n}{I_{dv}} dt.$$

Birinchi davrning oxiridagi dvigatel valining burchak tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\omega_{dv_n} = \omega_{salt} - \omega_1 - \omega_2. \quad (165)$$

Transmissiya birlamchi valining burchak tezligi ham dvigatel valining burchak tezligining kamayishiga proporsional ravishda ortib boradi. Lekin aylanishning boshlanishi t_q vaqtdan so'ng ro'y beradi (ya'ni dvigatelning yuklanishi keltirilgan qarshilikka tenglashganda). Buni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$M_k = \varepsilon_{yu} \cdot M_n,$$

bu yerda: ε_{yu} – dvigatelning yuklanish koeffitsiyenti.

Transmissiya birlamchi valining burchak tezligi birinchi bosqichning oxirida tenglashadi:

$$\omega_{kl} = \int_{t_k}^{t_{sir}} \frac{M_m - M_k}{I_k} dt.$$

Yuqorida ω_{dv_n} uchun keltirilgan fikrni ω_{kl} ga ham tatbiq etsak:

$$\omega'_1 = \int_{\varepsilon_{yu} \frac{t_2}{k}}^{t_k} \frac{(k \frac{t}{t_2} - \varepsilon_{yu}) M_n}{I_k} dt; \quad \omega'_2 = \int_{\varepsilon_{yu} \frac{t_2}{k}}^{t_{sir}} \frac{(k-1) M_n}{I_k} dt.$$

$$U \text{ vaqtda} \quad \omega_{kl} = \omega'_1 - \omega'_2. \quad (166)$$

Agar n nuqtada $\omega_{dv_n} = \omega_{kl}$ bo'lsa, u vaqtda birinchi bosqich uchun ketgan t_{cup} vaqt quyidagiga teng bo'ladi:

$$t_{sir} = \frac{\frac{t_2}{2k} \left[(k^2 - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k^2 - \varepsilon_{yu}^2) \right] + \frac{I_{dv}}{M_n} \omega_{salt}}{(k-1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k - \varepsilon_{yu})}. \quad (167)$$

Ifodadan ko'rinib turibdiki, birinchi bosqichning uzun yoki qisqa bo'lishiga dvigatelning yuklanish koeffitsiyenti, traktorning ishlayotgan uzatmasi, agregatning keltirilgan inersiya momenti va traktorining mahorati ta'sir etadi.

Shig'ov bilan harakatlanishning ikkinchi davri agregatning tezligini ortib borishi bilan belgilanadi. Belgilangan yuqori tezlik cheksiz bo'lishi mumkin. Lekin bu misolda tezlik ω bilan cheklanadi. Bu davrda dvigatel vali bilan

transmissiyaning birlamchi vali bitta val singari aylanadi. Shuning uchun,

$$I_{dv} + I_k = I_{\Sigma} .$$

Tezlikning ortishi esa ortiqcha ΔM moment bilan belgilanadi, ya'ni $M_{dv} - M_k = \Delta M$.

Qarshilik qancha kichik bo'lsa va moment M_{dv} qancha yuqori bo'lsa, ikkinchi bosqichning davomlilikigi qisqa bo'ladi. Chunki qisqa vaqt ichida burchak tezlik ω' dan ω ga ortishi mumkin. Transmissiya valining burchak tezlanishi quyidagiga teng:

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\Delta M}{I_{\Sigma}}$$

yoki

$$t_t = \int_0^{t_1} dt = \int_{\omega'}^{\omega} \frac{I_{\Sigma}}{\Delta M} d\omega. \quad (168)$$

Shig'ov bilan harakatlanish jarayonining umumiy vaqti

$$t_{shig'} = \frac{\frac{t_2}{2k} \left[(k^2 - 1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k^2 - \varepsilon_{yu}^2) \right] + \frac{I_{dv}}{M_n} \omega_{salt}}{(k-1) + \frac{I_{dv}}{I_k} (k - \varepsilon_{yu})} + \int \frac{\omega}{\omega'} \frac{I_{\Sigma}}{dM} d\omega. \quad (169)$$

Ko'rinib turibdiki, agregatning tezligi ortib borishi bilan shig'ov bilan harakatlanish jarayoni qiyinlashadi. Chunki tezlik ortishi bilan aylanayotgan detallarning inersiya momenti ham ortib ketadi. Natijada ΔM kamayib boradi va shig'ov bilan harakatlanish jarayoni oxiriga yetmay qolishi mumkin.

Shig'ov bilan harakatlanish pastki uzatmadan sekin-asta yuqori uzatmaga o'tishda amalga oshadi. Bir uzatmadan ikkinchisiga o'tish vaqtini to'g'ri belgilash katta ahamiyatga ega. Bu o'rinda uzatmalari avtomatik ravishda almashadigan transmissiya alohida o'rin tutadi. Chunki bunda yetakchi qismga kelayotgan quvvatning uzilishi ro'y bermaydi.

Burovchi momentni kuchaytirgich ham shig'ov bilan harakatlanish jarayonining yaxshi amalga oshishiga yordam beradi. U shig'ovning birinchi davrida ulanib, bu davrni qisqa vaqt ichida tugashiga imkon yaratadi. Birinchi davr tugashi bilan burovchi momentni kuchaytirgich ishdan chiqadi.

Shig'ov bilan harakatlanish jarayoni amalga oshishi uchun sarf bo'layotgan energiya quyidagilardan iborat:

Yetakchi ko'priklarga buruvchi moment blokirovka va differensial uzatmalar orgali o'tkaziladi. Blokirovkali uzatishda oldingi va orqa ko'priklar bir-biri bilan taqsimlash qutisi orgali bog'lanadi. Bu vaqtda ikkala ko'prikkaga uzatilayotgan burchak tezliklar bir xil qiymatga ega bo'lmasligi mumkin. Bunday moslashuvning bo'lmasligi hatto, tekis harakat vaqtda ham mavjud bo'ladi, bunga sabab shinalardagi bosimning har xilligi, yo'l reyfi, shinning boshlang'ich diametri kabilardir.

Differensial uzatmada oradagi taqsimlash qutisiga differensial mexanizmi o'rnatiladi. Mexanizm turfayli oldingi va orqa ko'prikkaga o'tayotgan burchak tezliklarda farq bo'lmasligi mumkin. Lekin ikkala ko'priklar orasidagi kinematik bog'lanish har xil bo'ladi, bu esa yetakchi momentning ham har xil taqsimlanishiga sabab bo'ladi.

Keyingi yillarda qishloq xo'jaligida to'rta g'ildiragi ham yetakchi (4x4) bo'lgan

traktortar keng qo'llanila boshlandi. Bu traktortar 4x2 sxemadagi traktortar nisbatan

to'rtinchi yuqori foydali ish ko'effitsiyeniga ega. Ulardan foydalanish traktortarning

ilashish xususiyatlarini yaxshilaydi, ilashish og'irligi va ilgkadagi tortish kuchini

orttiradi.

Yetakchi ko'priklarga buruvchi moment blokirovka va differensial uzatmalar

orgali o'tkaziladi.

Blokirovkali uzatishda oldingi va orqa ko'priklar bir-biri bilan taqsimlash qutisi

orgali bog'lanadi. Bu vaqtda ikkala ko'prikkaga uzatilayotgan burchak tezliklar bir xil

qiymatga ega bo'lmasligi mumkin. Bunday moslashuvning bo'lmasligi hatto, tekis

harakat vaqtda ham mavjud bo'ladi, bunga sabab shinalardagi bosimning har xilligi,

yo'l reyfi, shinning boshlang'ich diametri kabilardir.

Differensial uzatmada oradagi taqsimlash qutisiga differensial mexanizmi

o'rnatiladi. Mexanizm turfayli oldingi va orqa ko'prikkaga o'tayotgan burchak tezliklarda

farq bo'lmasligi mumkin. Lekin ikkala ko'priklar orasidagi kinematik bog'lanish har xil

bo'ladi, bu esa yetakchi momentning ham har xil taqsimlanishiga sabab bo'ladi.

TORTISH DINAMIKASI

25-§. IKKALA KO'PRIGI YETAKCHI BO'LGAN TRAKTORNING

1. Traktor o'rindan qo'zg'alib, ma'lum tezlikka ega bo'lguncha bajariladigan jarayonni tushuntirib bering.
2. Traktorni shig'ov harakati davrida harakatlannuvchi detallarni maxoviklar bilan almashitirish shartini ayting.
3. Ikki maxovikli modelni avfalilik tomoni bilan kamchiligini ayting.
4. Shig'ov harakat davrida dvigatel tishlashish muftasi momentlarini o'zgarishini tushuntirib bering.
5. Shig'ov harakat paytida dvigatel tirsakli valini va transmisiya birlamchi valining aylanishlar chastotasini o'zgarishini tushuntirng.
6. Shig'ov harakat vaqti gandar yig'indisidan iborat?
7. Shig'ov harakat vaqti chekli kattalikmi yoki cheksiz kattalikmi?

Nazorat uchun savollar

1. Traktor agregatining kinematik energiyasi.
 2. Traktorni o'rindan qo'zg'alish uchun sarf bo'layotgan energiya.
 3. Tishlashish muftasining sirpanishini yengishga sarf bo'layotgan kinematik energiyasiga sarf bo'ladi.
- undand ozrog'i muftaning sirpanishi uchun va eng kam energiya agregatining bo'layotgan energiya boshqa energiyalariga nisbatan ko'p qismini tashkil etadi, Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, traktorni o'rindan qo'zg'alish uchun sarf energiya.

Moslanish uchun g'ildiraklardan birining shataksirashi yoki sirg'anishi shart. Shataksiraganda tezlikning kamayishi, sirg'anganda esa tezlikning ortishi hisobiga ikkala o'q bir-biriga moslashadi.

G'ildiraklar yomon moslashsa traktorning tortish xususiyatlari pasayib ketadi. Masalan, g'ildiraklarning nomosligi tufayli shataksirash mavjud bo'lsa, shataksirayotgan g'ildiraklarning ilashish og'irligidan foydalanilmaydi. Natijada 4x4 sxemadagi traktor 4x2 sxemadagi traktorga aylanib qoladi.

Agar oldingi g'ildirak sirg'anib ishlayotgan bo'lsa, unga manfiy urtna kuch ta'sir etadi. Bu kuch traktorning ostovi orqali orqa g'ildirakka moment tarqatishga o'tadi. Shunday qilib, orqa g'ildirakka ikki yo'l bilan, ya'ni divigalidan va oldingi g'ildirakdan buruvchi moment o'tadi. Hosil bo'lgan urtna kuchning bir qismi yana qaytib oldingi g'ildirakda hosil bo'layotgan manfiy urtna kuchni yengish uchun sart bo'ladi. Natijada quvvatning berik kontur bo'yab aylanishi sodir bo'ladi. Aylanayotgan quvvat foydasiz bo'lib, parazit quvvat deb ataladi. Bu quvvat faqat mexanik yo'qotishlarni tashkil etadi xolos. Shuning uchun tekis yo'llarda kerak bo'lmagan payda oldingi ko'priknii ishlatishning keragi bo'lmaydi. Traktor yumshoq tuproqda ishlaganda oldingi ko'priknii qo'shish mumkin, chunki tuproqning deformatsiyasi tufayli ikkala o'q orasidagi moslashish o'z-o'zidan ro'y berib tushishi mumkin.

?ozirgi kunda turli usullar bilan o'qlar orasidagi moslashish yaxshilanmoqda. Bulardan biri erkin yo'lli muftalarni qo'llashdir. Yana shuni aytilish mumkinki, 4x4 sxemadagi traktorning og'irligi 4x2 sxemadagi traktorlarnikiga nisbatan ko'p, lekin 4x4 sxemali traktor quvvat diapazonini kengaytirilgan uchun, ilgakdagi 1 kVt quvvatga to'g'ri keladigan og'irlik 20-25% ga kam.

Nazorat uchun savollar

1. To'rtala g'ildiragi yetakchi bo'lgan traktorning azzalligi nimada?
2. Oldingi g'ildiraklar bilan orqa g'ildiraklari orasidagi aylanishlar chataksiradagi moslashuv bo'lmasa, qanday hodisa ro'y beradi?

Agar avtomobil shatakchi bo'lsa, (170) tenglamani tarkibiga ilgakdagi qarshilik kuchi R_{il} ham kiradi.

Odatda, tahlil uchun kuch balansini chizig'idan foydalaniladi. Chiziq $R'' = f(\nu)$ qonuniyat asosida quriladi. Chiziqdagi qarshilik kuchlari $R_f = f \cdot \bar{Q} \cos \alpha$ va $R_t = \bar{Q} \sin \alpha$ absissa o'qiga paralleldir, chunki berilgan uzatma va tuproq sharoiti hamda burchak α uchun tezlikning o'zgarishi P_f va P_t kuchlarning qiymatiga kam ta'sir etadi, shuning uchun uni hisobga olmaymiz.

Kuch balansini grafigi 38-chizimda tasvirlangan. Shu chizimning o'zida qarshiliklarning o'zgarishi ham ko'rsatilgan, ya'ni:

$$P'' = f \bar{Q} \cos \alpha + \bar{Q} \sin \alpha + \frac{3,6^2}{k \cdot F \cdot \nu^2} \frac{d}{dt} \bar{Q} \cdot \frac{d\nu}{dt} \quad (170)$$

yoki

$$P'' = \bar{Q} \cdot f \cos \alpha + \bar{Q} \sin \alpha + P_x + P_f$$

Yuqoridagi holat uchun kuch balansini tenglamasi quyidagicha yoziladi:

– inersiya kuchi, P_f ;

– havoning qarshilik kuchi, P_x ;

$\bar{Q} \cdot \cos \alpha$, $\bar{Q} \cdot \sin \alpha$;

– avtomobilning og'irlik kuchi va uning tashkil etuvchilari, bilan harakatlanmoqda. Bu holda avtomobilga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi: Kuch balansini yozish uchun avtomobil umumiy holatda harakat qilmoqda deb faraz qilinadi, ya'ni avtomobil α burchak ostida yuqoriga qarab tezlanish tenglamadan iborat.

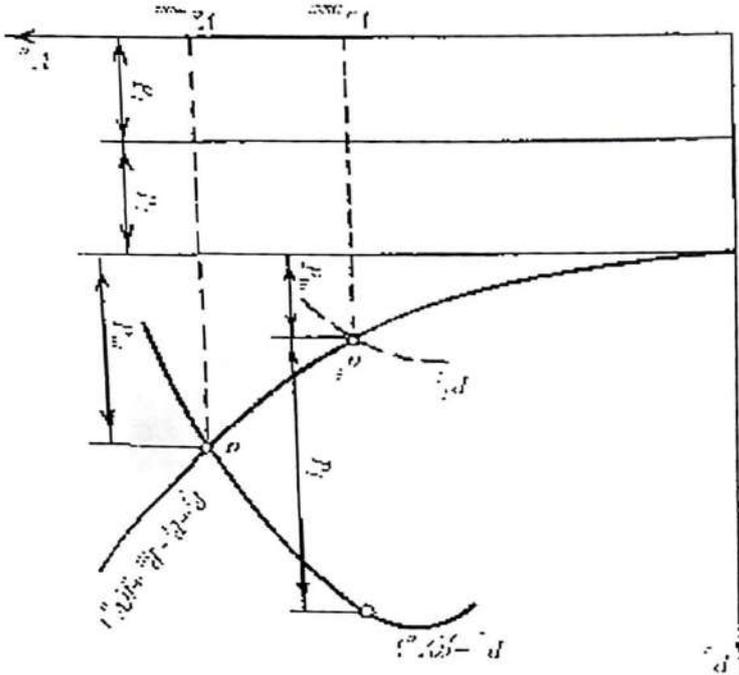
Vaqtda tashqi kuchlarning yig'indisiga teng ekanligini ko'rsatuvchi balansidan foydalaniladi. Kuch balansini urinma kuch P'' ning berilgan har bir avtomobilning shig'ov bilan harakatlanishini o'rganish maqsadida uning kuch bo'ladi. Tashqi kuchlarning miqdori va ularning o'zgarishi qonuniyatini hamda tashqi qarshiliklari yengish va avtomobilga ma'lum tezlanish berishga sari Avtomobilning yetakchi gidiragida hosil bo'layotgan urinma kuch P_f .

26-§. AVTOMOBILNING KUCH BALANSI VA DINAMIK TASNIFI

6 BOB. AVTOMOBILNING TORTISH DINAMIKASI

Tezlikning kichik qiymatlarida $P'' > \sum P$. Bu holda, ortiqcha P'' kuch avtomobling shig'ov bilan harakatlanishiga sart bo'ladi. Agar pastki uzatmalarda avtomobling bir tekis harakat qilishi zarur bo'lib qolsa, u holda, haydovchi drossel-zastlonkani berkitib boshlaydi. Qiylangan drossel-zastlonka uchun P'' kuchning o'zgarishi 38-chizmada punktir chiziq bilan ko'rsatilgan. Keshshuv nuqtasi a' ga to'g'ri keluvchi tezlik v^{max} , ya'ni qiya ochilgan

38-чизма. Автомобилнинг куч баланси.



Ikkala grafikning keshshigan nuqtasini a va shu nuqtaga to'g'ri keluvchi tezlikni v^{max} bilan belgilaymiz. Bu chizma avtomobil qaysi tezlikda harakat qilisa, tezlanishga ega bo'lishini va qachon o'zgarimas tezlikka ega bo'lishini ko'rsatadi. Bundan tashqari, avtomobil harakat qilayotgan tezlik shu sharoit uchun me'yoriy yoki me'yoriy emasligini ham chizmadan aniqlash mumkin. Avtomobling har bir tezligida (170) tenglama sharti bajarilishi zarur. Masalan, a nuqtada qarshilik kuchlari bilan urtima kuch o'zaro teng, demak, avtomobil bu holda faqat bir xil v^{max} tezlikda harakat qila oladi. Chunki tezlikni orttirsaq urtima kuchdan qarshilik kuchlarining yig'indisi ortib ketadi. Demak, shu sharoit va uzatma uchun avtomobling maksimal tezligi v^{max} ekan.

$$\sum P = f(v^a).$$

Burovchi moment M^{dv} dvigateleining tezliklar tasnifidan olinadi. Avtomobilning gorizontal uchastikadagi tekis harakati uchun quyidagini yozish

$$D = \frac{\bar{O} \cdot r_d}{M^{dv} \cdot l_{tr} \cdot \eta_{tr} - P_x \cdot r_d} \quad (173)$$

Agar dvigateleining burovchi momenti va transmisiyaning parametrlari aniq bo'lsa, dinamik omilni tekis harakat uchun quyidagicha topish mumkin:

sarflanayotgan kuchni bildiradi.

bu yerda: $P_n - P_x$ - havoning qarshiligidan tashqari barcha qarshilikni yengish uchun

$$D = \psi \pm \delta \cdot \frac{f}{g} \cdot \frac{\alpha_{yl}}{g} \quad (172)$$

Agar $f \cos \alpha \pm \sin \alpha = \psi$ ekanligini hisobga olsak,

$$D = \frac{\bar{O}}{P_n - P_x} = \cos \alpha \pm \sin \alpha \pm \delta \cdot \frac{\alpha_{yl}}{g} \quad (171)$$

dinamik omil D harfi bilan belgilanadi va quyidagicha aniqlanadi:

aniqlanadi va avtomobilning *dinamik omil* deb yuritiladi. Avtomobilning katta tekis avtomobil ortiqcha tortish kuchining o'z og'irligiga nisbati bilan YE.A.Chudakov taklif etgan. Bu solishtirma ortiqcha tortish kuchidir. Bu o'lovni belgilash talab qilinadi. Shunday o'lov birligini akademik g'oladi. Shuning uchun avtomobillarning og'irligiga bog'liq bo'lmagan vaqtda g'ayri avtomobilning tortish sifati yaxshi ekanligini aniqlash qiyin bo'lib avtomobillar bir xil ortiqcha tortish kuchiga ega bo'lib qolishi mumkin. Bu o'lov bo'lib xizmat qila olmaydi. Demak, og'irligi har xil bo'lgan ikkita avtomobillar tortish xususiyatlari bo'yicha bir-biriga solishtirilayotganda asosiy kabi masalalarni yechish mumkin. Lekin ortiqcha tortish kuchining miqdori tezliklar bo'yicha bog'lanishini bilgan holda, tezlikning parametrlarini aniqlash dinamik xususiyatlari shuncha yaxshi bo'ladi. Ortiqcha tortish kuchining ortiqcha tortish kuchining qiymati qancha yuqori bo'lsa, avtomobilning uchun foydalaniladi.

ortiqcha tortish kuchi bo'lgani sababli ular doim shig'ov bilan harakatlanish chunki ular doim ma'lum masofaga yuqoridan o'tadi. Pastki uzatmalarda gachon pastki uzatmalar uchun qurilgan $F_y = f(v_a)$ chiziqi bilan kesishmaydi, $= f(v_a)$ chizmani qurish mumkin. Lekin qarshilik chizig'i $ZP = f(v_a)$ hech Agar avtomobil pog'onali uzatmaga ega bo'lsa, har bir uzatma uchun F_y drossel-zastlonka uchun maksimal tezlik v_{max} dan iborat.

Demak avtomobilning turg'un harakat qilish sharti $D \geq \psi$ ekan. Agar shu shart bajarilmasa, avtomobilning harakati no'turg'un bo'lib sekinlashuvchan xususiyatga ega bo'lib qoladi.

$$D = \psi .$$

tekis harakat uchun quyidagi tenglik o'rinni: yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsiyentlarining masshtabi bir xil, chunki nuqtalardan absissa o'qiga parallel chiziqlar o'tkazilgan. Dinamik omil bilan yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsiyentining bir necha qiymatlari qo'yilib, u Buning uchun 39-chizmadan foydalanamiz. Chizmada ordinata o'qiga yengib o'ta oladigan qiyligini aniqlash mumkin.

mumkin. Bundan tashqari, berilgan yo'l sharoitida va uzatmada avtomobilning koeffitsiyenti va shig'ov bilan harakatlanish vaqtidagi tezlanishni aniqlash sharoitdagi avtomobilning maksimal tezligi, yo'lining keltirilgan qarshilik masalalarni yechish mumkin. Masalan, dinamik tasnif yordamida berilgan Avtomobilning dinamik tasnifi yordamida bir qator ekspluatatsion

g'arshiligi P_x esa, (29) ifoda orgali aniqlanadi. Bu formula yordamida har bir tezlik uchun tirsakli valning aylanishlar chashtostasi aniqlanadi. Bunga asosan dvigatelning tezliklar tasnifidan buruvchi momentning bir qancha qiymatlari aniqlanib, (173) ifodaga qo'yiladi. havoning

$$U_a = r_a \frac{r_a}{r_a} \cdot l^n$$

bog'lanish quyidagicha: avtomobilning harakat tezligi bilan dvigatelning tirsakli vali o'rtaidagi avtomobilning dinamik tasnifi 39-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda *dinamik tasnifi* deb ataladi. Uch pag'onali uzatmaga ega bo'lgan o'zgarish g'onuniyatini yaqqol ko'ramiz. Bunday chizma *avtomobilning* tezliklar bo'yicha chizmasini chizsak dinamik omillarining har bir uzatmadagi qiymatlari har bir uzatma uchun alohida topiladi. Agar topilgan qiymatlarining Pog'onali uzatmaga ega bo'lgan avtomobillar uchun dinamik omilning

chashtostasiga bog'liq ravishda o'zgaradi.

(173) tenglamadan ko'rinish turibdiki, drossel-zastlonka to'la ochiq holatda turganda dinamik omil transmissiya uzatmasiga va dvigatel valining aylanishlar

$$D = \psi .$$

(174)

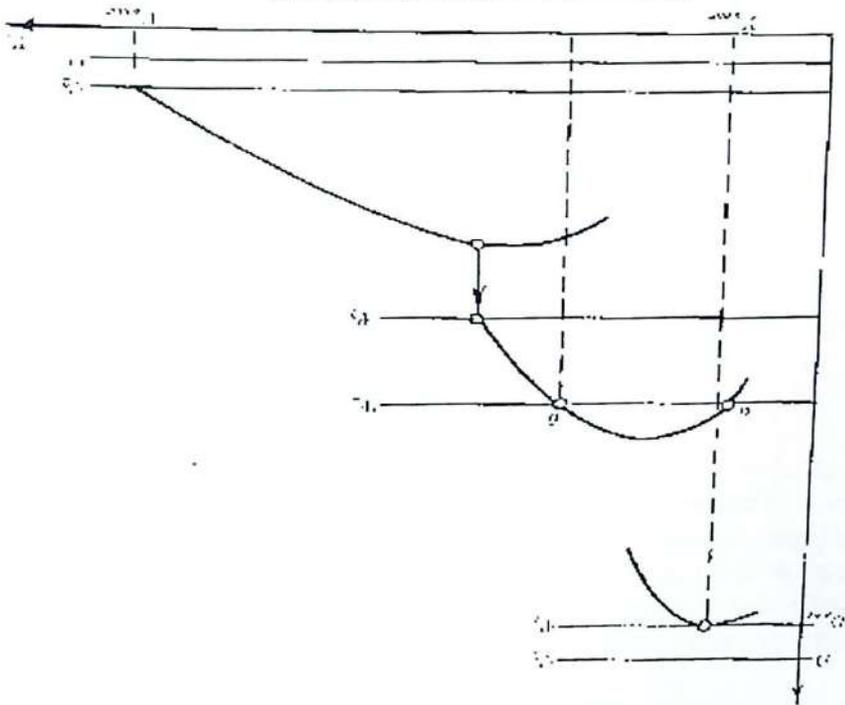
mumkin:

o'zining tezligini kamaytirish hisobiga yengadi. Demak, harakat turg'un g'arshilik kutilmaganda ortganda ham bu ortiqcha g'arshilikni avtomobil o'tib qoladi. Shuning uchun avtomobil b nuqtada harakat qilishi kerak, chunki g'arshilikni yengib o'ta olmaydi. Natijada avtomobil sekulinuvchan harakatga turg'un bo'lmaydi, chunki ψ kutilmaganda o'zgina ko'paysa, avtomobil bu ta'minlansa, ikkala nuqtada ham yurish mumkin. Lekin a nuqtadagi harakat degan savol paydo bo'lishi mumkin. Agar avtomobilning tekis harakati kesishish nuqtasi hosil bo'ladi. Lekin qaysi nuqtada yurish maqsadga muvofiq

Agar $\psi = \psi_1$ bo'lib qolsa, avtomobilning yurishi mumkin bo'lgan ikkita shig'ov bilan harakatlaniishi mumkin. drossel-zastlonka bilan yurishi maqsadga muvofiq, aks holda, avtomobil doim bo'lsin. Agar $\psi = \psi_1$ bo'lib qolsa, to'g'ri chiziq barcha dinamik omillarining

Ayaylik, yo'lining keltirilgan g'arshilik ko'effitsiyenti o'zgaruvchan bo'ladi. har bir uzatma uchun minimal turg'un tezlik shu usulda topiladi. (chizmada ψ_2) Minimal tezlik bu holda v_{min} bo'lib, dinamik omil D_{max} ga teng uzatmadagi dinamik tasnif chizig'iga gorizontal holda urtima o'tkazamiz bo'ladi. Avtomobilning minimal turg'un tezligini topish uchun birinchi keladi, ya'ni yo'lining berilgan g'arshiligi ψ_2 da avtomobilning tezligi v_{max} Avtomobilning yuqori uzatmadagi maksimal tezligi ψ_2 qiymatiga to'g'ri

39-chizma Avtomobilning dinamik tasnifi.



Yetakchi g'ildiraklarga yetib kelgan quvvatni qanday tashqi qarshiliklarni yengishga sarf bo'layotganini ko'rsatuvchi tenglama *avtomobilning quvvat balansini* deb ataladi.

Ma'lum tezlanish bilan α burchak ostida yuqoriga ko'tarilayotgan avtomobil uchun quvvat balansini tenglamasi quyidagicha yoziladi:

27-§. AVTOMOBILNING QUVVAT BALANSI

1. Avtomobilning kuch balansini tenglamasiga ta'rif bering.
2. Avtomobilning yuqoriga shig'ov harakatida qanday kuchlar ta'sir etadi?
3. Kuch balansini chizmasini tushuntiring.
4. Avtomobilning dinamik xususiyatini belgilovchi omilga ta'rif bering.
5. Dinamik omilni har xil ko'rinishlariga ta'rif bering.
6. Avtomobilning dinamik tasnifini tushuntiring.
7. Dinamik tasnif yordamida qanday amaliy xulosalar chiqarish mumkin?
8. Ilashish bo'yicha dinamik omilga ta'rif bering.

Nazorat uchun savollar

Avtomobilning faqat orqa g'ildiraklari yetakchi bo'lsa, $P_\phi = \phi \cdot \lambda \cdot Q_\phi$.

D_ϕ kattalik avtomobilning ilashish bo'yicha dinamik omil deb ataladi.

$$D_\phi = \frac{\bar{Q}}{P_\phi - P_x} \quad (175)$$

bo'yicha maksimal urtina kuch P_ϕ orqali topiladi:

Lekin urtina kuchning qiymatini g'ildirak bilan tuproq orasidagi ilashish xususiyati cheklaydi. Bu vaqtdagi avtomobilning dinamik omil ilashish

$$i = \psi - f = tg\alpha.$$

bo'lishi uchun avtomobil har bir uzatmada D_{max} nuqtaning o'ng tomonidagi zonada harakat qilishi zarur.

Agar $\psi = \psi_0$ bo'lib qolsa, ($D_{max} > \psi_0$) avtomobil harakati faqat sekulanuvchan bo'ladi, ya'ni avtomobil yo'lining qarshiligi ψ_0 ga teng bo'lgan sharoitda ishlashga moslashmagan hisoblanadi. Bundan tashqari, dinamik tasnif gachon uzatmani almashitirish kerakligi to'g'risida ham ma'lumot beradi.

Yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsiyenti ψ va shu yo'l uchun f ning qiymati aniq bo'lsa, avtomobilning berilgan uzatmada yuqoriga ko'tarilish burchagini quyidagicha aniqlash mumkin:

avtomobil ganchalik qarshiliklarni yengib o'ta olishini ham aniqlash mumkin. 40-chizmada keltirilgan diagramma yordamida ma'lum tezlikda ketayotgan Natijada avtomobil v_0 tezlikda tekis harakat qila boshlaydi. Bundan tashqari, $f(v_0)$ chiziqning kesishgan nuqtasi tekislik kichik bo'lgan tarfaga siljiydi. zaslionka qiya qilib ochildi, u vaqtda $N_f = f(v_0)$ chiziq bilan $N'_f + N'_x =$ Agar shu zonada avtomobilning tekis harakatlanishi zarur bo'lsa, drossel-

avtomobilning shig'ov harakatlanishi uchun foydalaniladi. avtomobilga tezlanish berishga intiladi. Shuning uchun bu ortiqcha quvaldan quvalning qarshiliklaridan ortiqcha qiymati mavjud. Bu ortiqcha quval N_g' quvaldan doim ko'p bo'ladi. m nuqtadan chap tomondagi barcha tezliklarda xususiyatiga ega, chunki qarshiliklarning yig'indisi yetakchi g'ildirakdagi hisoblanadi. Kesishgan m nuqtadan o'ng tomondagi tekislik doim sekimlanuvchan $f(v_0)$ va $N'_x + N'_y + N'_f = f(v_0)$ kesishgan nuqtaga to'g'ri keluvchi tekislik v_{max} mumkin. Berilgan avtomobil va sharoit uchun maksimal tekislik grafitlari $N_f =$ hisoblanadi. Bu grafitdan ko'p amaliy ahamiyatga ega bo'lgan javoblarni olish Keltirilgan grafik umumiy holda (177) tenglamani yechimi

tezliklar bo'yicha o'zgarishi ham keltirilgan. topamiz. Bundan tashqari, grafitda N_f, N'_x va $N'_y + N'_x$ kabi parametrlarning transmisiyaning FIKga ko'paytirib yetakchi g'ildirakdagi quval N_f ni qo'yilgan (tekislik v_0 va aylanishlar chastotasi ω_0) Dvigatel quvalini chastotasi bilan bog'lash maqsadida chizmada absissa o'qiga ikkita parametrlar bo'layotgan quvalni avtomobilning tezligi va dvigatel valining aylanishlari Dvigatel quvali hamda barcha qarshiliklarni yengish uchun sarf qilish uchun quval balansini tenglamasini chizma usulda yechamiz (40-chizma). Avtomobilning har bir tezligida quvalning taqsimlanishini aniq tasavvur aniqlash mumkin.

Transmissiyadagi yo'qotishlar har bir uzatma uchun o'zgarimas ekanligini bilgan holda, transmisiyadagi yo'qotilayotgan quvalni (131) ifoda yordamida

$$N_f = \frac{1000}{f \cdot Q \cdot \cos \alpha \cdot v_a} + \frac{1000}{Q \cdot \sin \alpha \cdot v_a} + \frac{1000}{P^x \cdot v_a} + \frac{1000}{\delta_{ayl} \cdot P_f \cdot v_a} \cdot (177)$$

quval balansini quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi: yuqoridagi boblarda ko'rib o'tildi. Bu quvallar o'rtiga o'z ifodalarni qo'ysak, quval F'' ham ko'shiladi. Tenglamadagi quvalning nimani ifodalashi Shatachi avtomobil uchun tenglama tarkibiga qo'shimcha ilgakdagi

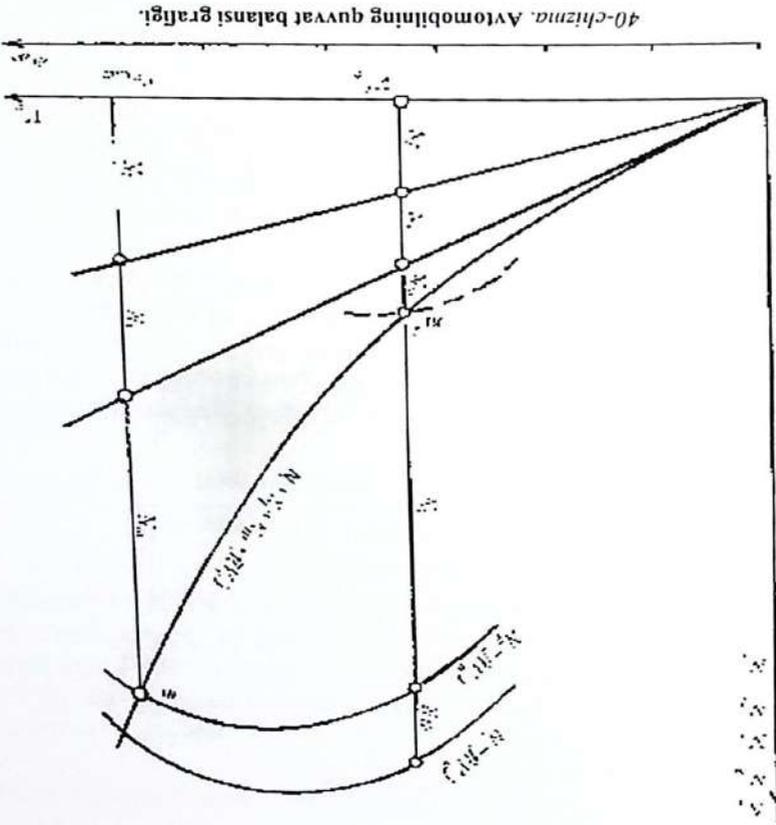
$$N_f = N_f + N'_x + N'_y \cdot (176)$$

Avtomobilning shig'ov bilan harakatlanishi traktorning shig'ov bilan harakatlanishiga nisbatan o'ziga xos xususiyatlarga ega. Traktorda tishlashish muftasini qo'shishdan avval, dvigatelning valining aylanishlar chastotasini minimal tur'unga bo'lsa, avtomobil dvigateli valining aylanishlar chastotasiga hech aylanishdan bir oz ko'prog bo'ladi, lekin nominal aylanishlar chastotasiga hech qachon yaqin bo'lmaydi. Tishlashish muftasi ko'shilgandan so'ng traktor dvigatelining aylanishlar chastotasi regulator orgali boshqarilsa, avtomobil

28-§. AVTOMOBILNING SHIG'OV BILAN HARAKATLANISHI

1. Avtomobilning quvvat balansini tenglamasiga ta'rif bering.
2. Quvvat balansini tenglamasini grafik usulda yechishning a'zalligi nimada?
3. Grafik usulda yechilgan quvvat balansini tenglamasini tushuntiring va tahlil qiling.

Nazorat uchun savollar



Ko'rinib turibdiki, dinamik omilning qiymati qancha katta bo'lib, yo'lining keltirilgan qarshilik koeffitsiyenti kichik bo'lsa, tezlanishning miqdori shuncha ko'p bo'ladi. Bunday farq past uzatmalarda mavjud bo'ladi. Lekin past uzatmalarda transmissiyaning uzatishlar soni ko'p bo'lgani uchun aylanuvchi massalarni hisobga oluvchi koeffitsiyent δ_{ayl} ham ortib ketib, tezlanishning miqdoriga salbiy ta'sir ko'rsatishi mumkin. Shuning uchun doim eng past uzatmada shig'ov bilan harakatlanish maqsadga muvofiq bo'lavermaydi. Bu hol, ayniqsa, yuk avtomobillari uchun tegishli. Agar ularning tezlanishlari chizmasini tahlil qilsak, birinchi uzatmaning chizmasi ikkinchi uzatmanikidan pasda joylashganini ko'ramiz (41-chizma). Birinchi uzatmada koeffitsiyent δ_{ayl} o'zining maksimal qiymatiga ega bo'ladi. Bu uzatma asosan, to'la yuklangan avtomobilni o'rindan siljitiib olish uchun qo'llaniladi. Natijada shig'ov bilan

$$f = (D - f) \frac{\delta_{ayl}}{\delta}$$

Agar $\psi = f \cos \pm \sin \alpha$ ekanligini hisobga olsak, gorizontal yuzadagi shig'ov harakatlanish uchun quyidagini yozish mumkin:

$$f = (D - \psi) \frac{\delta_{ayl}}{\delta} \quad (178)$$

Shig'ov bilan harakatlanish vaqtidagi tezlanish quyidagicha aniqlanadi: harakatlanish jarayonini o'rganishni uning ikkinchi davridan boshlaymiz. Birinchi davrni tez tugashiga erishiladi. Shuning uchun shig'ov bilan boy aralashma tayyorlashga harakat qiladi. Bu bilan shig'ov harakatlanishning akselerator richagini oxirigacha bosadi va imkon boricha, qisqa vaqt ichida Shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davrida haydovchi ko'pincha rivojlanitirilgan). g'oladi (bu jarayon professor B.Ya.Ginsburg tomonidan mukammal vaqtda shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davri traktorni kabi bo'lib borsa, dvigatel va ining burchak tezligi bundan keyin kamayib boradi. Bu birinchi va ining burchak tezliklari tenglashmay, muftaning momenti ortib (1-chizmada m nuqta). Agar shu davrgacha dvigatel vali va transmissiya Lekin dvigatelning buruvchi momenti ma'lum chegaragacha ortib boradi vaqt ichida tugaydi. tezliklari tez tenglashadi va shig'ov bilan harakatlanishning birinchi davri qisqa Natijada dvigatel va ining tezligi bilan transmissiya birinchi va ining burchak harakatlanishning boshlang'ich momentlarida bir xil o'sishga ega bo'ladi. dvigatel va ining buruvchi momenti bilan muftaning momenti shig'ov bilan aylanishlar chasostasini bir xil ushlab turishga harakat qiladi. Shuning uchun Shig'ov bilan harakatlanish asta-sekin bajarilishi uchun haydovchi doim dvigatelning aylanishlar chasostasini bevosita haydovchi orgali boshqariladi.

Boshlang'ich tezlikni v_1 va shig'ov oxiridagi tezlikni v_2 bilan belgilasak, shig'ov vaqti bilan yo'lli quyidagicha aniqlanadi:

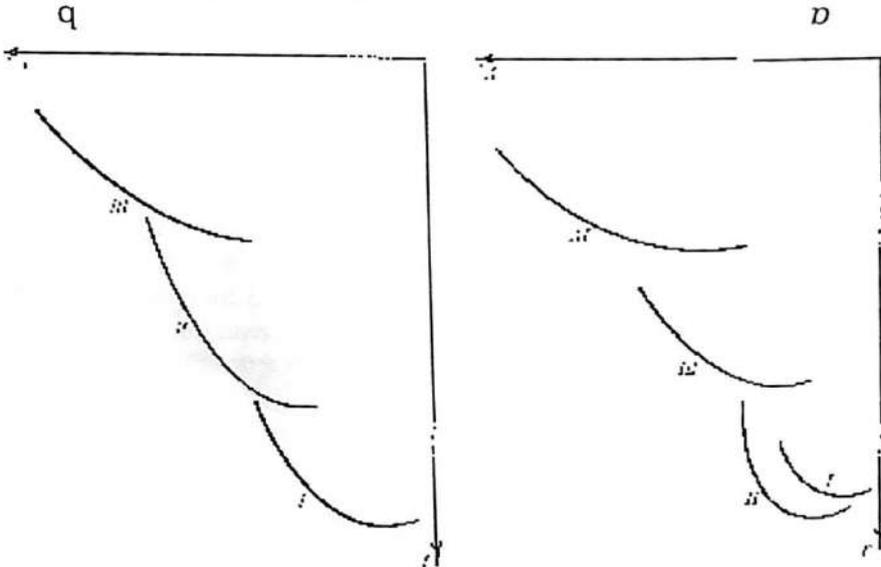
$$f^a = \frac{dv}{dt}; \quad v^a = \frac{dS}{dt}. \quad (179)$$

Umuman, shig'ov vaqti va yo'llini aniqlash oson masalalar qatoriga ahamiyatiga ega. Birinchi usulda shig'ov vaqti bilan yo'llini aniqlashda tezlanish va grafo-analitik usul; 3) chizma usul.

Umuman, shig'ov vaqti va yo'llini aniqlash oson masalalar qatoriga kirmaydi. Bu parametrlarni topishning uch usuli bor: 1) analitik usul; 2)

har bir avtomobil uchun shig'ov vaqti bilan yo'llini aniqlash katta bo'lsa, avtomobilning dinamik sifati shunchalik yaxshi bo'ladi. Shu bois bilan harakatlanish jarayonida shig'ov vaqti bilan yo'lli ganchalik qisqa tashqari shig'ov bilan harakatlanish vaqti bilan yo'lli ham kiradi. Shig'ov harakatlanish jarayonining sifati baholovchi parametrlarga tezlanishdan sifati va karbutatorning sozlanishi kabi masalalar ham shig'ov bilan G'ildirak bilan harakat yuzasining ilashishi, dvigatel yonilg'isining

41-chizma. Yuk (a) va yengil (b) avtomobillarning tezlanish chiziqdari.



harakatlanishning birinchi davri qisqa vaqt davom etishi mumkin. Shu chizmaning o'zida yengil avtomobillarning tezlanish chizig'i ham keltirilgan.

$$m_v = \frac{m/s}{mm}$$

Quyida shig'ov bilan harakatlanish vaqti hamda uning yo'lini aniqlash chizma usuli bilan tanishamiz. Agar chizmalarni chizishda aniqlikka rioya qilinsa, bu usul ham aniqligi jihatidan yuqoridagi usullardan farq qilmaydi. Buning uchun avtomobilning dinamik tasnifi ma'lum bo'lishi kerak. Bitta uzatma uchun qurilgan shunday dinamik tasnif 42-chizmada ko'rsatilgan. Shig'ov vaqtini aniqlash uchun shu chizmaning pastiga ψ masofada ikkinchi koordinata sistemasini chizamiz. Ordinata o'qiga m_1 masshtabda vaqtni sekundlarda qo'yamiz. Demak, $m_1 = c/mm$. Tezliklar o'qining masshtabi

Bu tenglamalarda $f_a = f(v_a)$ funksional bog'lanish bo'lmagani uchun tenglamalarni yechish qiyinlashadi. Shuning uchun ko'pchilik hollarda grafoanalitik va chizma usullari qo'llaniladi.

Grafoanalitik usul bir qancha qo'shimcha chizmalarni qurishni va hisoblar bajarishni talab etadi (bu usulni professor G.V.Zimelev mukammal ishlab chiqqan).

$$\int_s^0 ds = S^{shig'} = \int_{shig'}^0 v_a^a dt. \quad (180)$$

$$\int_{shig'}^0 dt = t^{shig'} = \int_{v_a^a}^{f_a}$$

Lekin shuni e'tiborga olish kerakki, yuqoridagi usullar bilan aniqlangan t^{shig} hamda S^{shig} haqiqiy shig'ov bilan harakatlanish vaqti va yo'lidan farq qiladi. Chunki bu parametrlar nazariy yoki grafik usulda aniqlanayotganda haydovchining mahorati, uzatmalar qutisining xususiyatlari va shig'ov vaqtidagi dvigatel quvvatining o'sib borishi hisobga olinmaydi. Lekin amaliy hisoblarda bu natijalarni ishlatish mumkin.

$$S^{shig} = S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_n \quad (182)$$

bo'laklarida bosib o'tilgan masofalarning yig'indisiga teng, ya'ni:
 Shig'ov vaqtda bosib o'tilgan umumiy masofa tezlikning ayrim qanchalik ko'p bo'laklarga bo'linsa, $s = f(v^a)$ funksiya shunchalik aniq bo'ladi. aniqlasak, $s = f(v^a)$ ni ifodalovchi sinq chiziqqa ega bo'lamiz Dinamik tasnif dan iborat. Shu usul bilan tezlikning har bir bo'lagi uchun masofalarni o'tkazamiz va uni S nuqtagacha davom ettiramiz. Ixtiyoriy olingan masofa Δs_2 o'zgarandagi masofani aniqlash uchun b nuqtadan 20 ga perpendikular etadi. Ixtiyoriy olingan masofa Δs_1 dan iborat bo'ladi. Tezlik v_2 dan v_3 gacha perpendikular o'tkazamiz. Perpendikularning davomi b nuqtagacha davom o'zgartirish vaqtida bosib o'tgan masofasini aniqlash uchun a nuqtadan 10 ga koordinata boshi bilan tutashitiramiz. Avtomobil tezligini v_1 dan v_2 gacha Har bir bo'lakning o'rtacha dinamik omili bo'lgan 1, 2, 3, 4, 5 nuqtalarni

$$m_s = \frac{m^2}{g} \cdot \frac{\delta^{av}}{m^D}$$

qo'yilgan. Bu o'qdag shig'ov yo'lning masshabi quyidagicha (m/mm):
 Pastdagi ψ masofa qurilgan koordinatalar sistemasining ordinatasiga s masofa bo'laklarga bo'lingan dinamik omil tasnifidan foydalaniladi (43-chizma).
 Shig'ov bilan harakatlanish yo'lini aniqlashda ham masofalari teng bo'linsa, funksiya $t = f(v^a)$ shunchalik aniq bo'ladi.
 Chizmadan aniqlangan sinq chiziqlar istalgan vaqtidagi $t = f(v^a)$ funksiya hisoblanadi. Dinamik omil chizmasi qanchalik ko'p bo'laklarga

$$t^{shig} = t_1 + t_2 + t_3 + \dots + t_n \quad (181)$$

Umumiy shig'ov vaqti esa quyidagicha aniqlanadi:
 proyeksiyasi 2 ni qutb P bilan tutashitirib, unga 2' nuqtadan perpendikular usul bilan har bir tezliklar bo'lagi uchun sarlangan vaqtni aniqlash mumkin o'tkazamiz. O'tkazilgan perpendikular 3' nuqtagacha davom etadi. Shunday

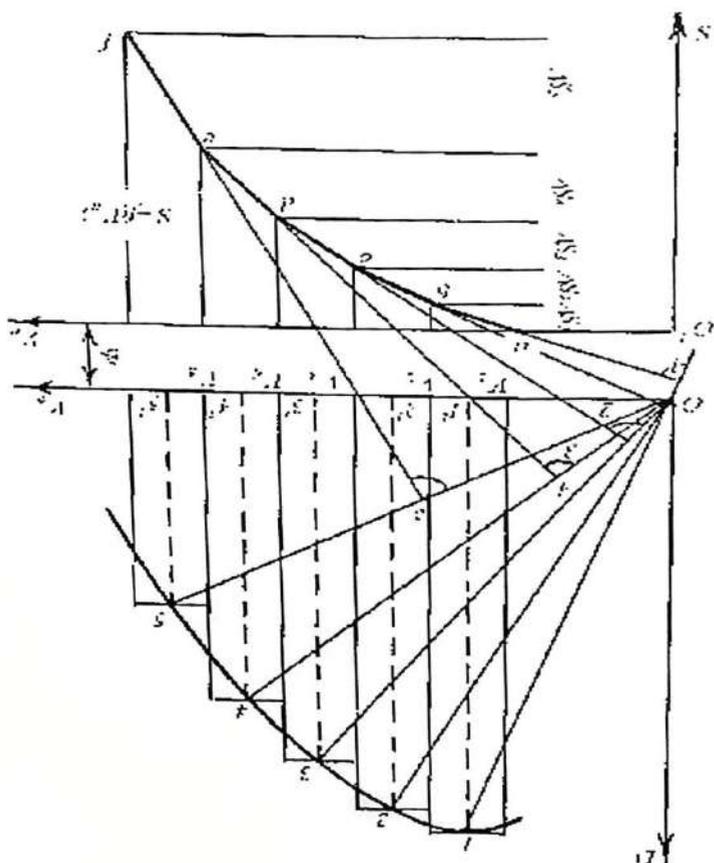
Qishloq va suv xo'jaligida avtomobildan foydalanish kun sayin kengayib

29-§. AVTOMOBILNI TORTISH KUCHI BO'YICHA HISOBBLASH

1. Avtomobilning shig'ov harakati traktornikidan qaysi xususiyati bilan farqlanadi?
2. Shig'ov harakat paytidagi tezlanishning ifodasini tahlil qilib bering.
3. Shig'ov harakatda aylanib ishlovchi detallar massalarini hisobga oluvchi koeffitsiyentning ahamiyatini ayting.
4. Yuk avtomobili bilan yengil avtomobilni shig'ov harakat chiziqclarini o'zgarishini tahlil qilib bering.
5. Shig'ov harakat vaqtini tarkibiy bo'laklariga tushuncha bering.

Nazorat uchun savollar

43-chizma. Shig'ov bilan harakatlanish yo'lini aniqlashning chizma usuli.



$$N^e = \frac{1000n_{tr}}{\bar{Q} \cdot \psi v_{max} + P^x \cdot v_{max}} \quad (184)$$

Agar (183) ifodada $f \cos \alpha \pm \sin \alpha = \psi$ ekanligi hisobga olsak,

$$n^p = \frac{P^p}{I \cdot v_{max}}$$

orasidagi bog'lanish quyidagicha:

Avtomobilning tezligi bilan dvigatel valining aylanishlar chastotasi

$$N^e = \frac{1000n_{tr}}{\bar{Q} \cdot (f \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot v_{max} + P^x \cdot v_{max}} \quad (183)$$

quyidagini yozish mumkin:

sharoiti uchun maksimal tezlik v_{max} ni ta'minlashi shart. Shu shartga asosan

Dvigatelning quvati avtomobil nominal yuklanganda berilgan yo'l Bular asosan qishloq yo'llarining sharoitiga qarab belgilanadi.

uzatmadagi ko'tarilish qiyligi α_{max} yoki i_{max} kabi parametrlar aniq bo'ladi.

qo'tarilish qiyligi α_{max} yoki i_{max} maksimal tezlik v_{max} hamda birinchi

berilgan bo'ladi. Bular dan tashqari, hisobni bajarish uchun avtomobilning

Demak, avtomobilni hisoblash uchun f va ψ koeffitsiyentlar taxminan

$=0,04$ deb qabul qilinadi.

koeffitsiyentlari $f=0,02...0,025$; yo'lning kelitirilgan qarshilik koeffitsiyenti esa, ψ

Asosan, yo'l siz sharoitlar uchun o'z-o'zini yurgazishga bo'lgan qarshilik

uzatmasining uzatmalar soni.

og'irliigi; 3) birinchi uzatmadagi maksimal dinamik omil; 4) avtomobil kuch

quyidagi parametrlar aniqlanadi: 1) dvigatel quvati; 2) avtomobilning to'la

Shuning uchun avtomobilning tortish xususiyatlari bo'yicha hisoblashda

va shu sharoitdagi maksimal tezliklarni yaxshilash kabilar hisobga olinadi.

yuklanish, yo'l siz sharoitlarda uning manovorchanligi (moslashishi)ni oshirish

avtomobilni loyihalash davrida qishloq xo'jaligiga mos bo'lgan maksimal

bo'lgan sinfdagi avtomobillar qishloq va suv xo'jaligi uchun mo'ljallangan. Bu

Ushbu tizimga asosan foydali yuk ko'tarish qobiliyati 30...100 kN ga teng

Umuman, avtomobillar yagona tizim asosida ishlab chiqariladi.

avtomobillar uchun alohida talablar qo'yiladi.

ishlatilmoqda. Shu sababli qishloq va suv xo'jaligi uchun mo'ljallangan

golmay, ular hech qanday goplamaga ega bo'lmagan yo'llarda ham keng

borimoqda. Avtomobildan hozirda fapat asfalt yo'llarida foydalanibgina

$$D_{\max I} = \lambda^2 \cdot \phi.$$

Orqa g'ildiraklari yetakchi bo'lgan avtomobil uchun,

$$D_{\max I} = \frac{\bar{Q}}{P_{\phi}} \quad (187)$$

Lekin birinchi uzatmada P_y ning qiymatini tuproq bilan g'ildirakning ilashishi cheklab qo'yadi. Shuning uchun yuqoridagi ifodaga $P_{y\max}$ o'rniga P_{ϕ} ni qo'ysak va birinchi uzatmada harakat qilayotgan avtomobil uchun havo qarshiligi kamligini hisobga olsak quyidagiga ega bo'lamiz:

$$D_{\max I} = \frac{\bar{Q}}{P_{\phi\max} - P_x}.$$

ya'ni:

Ma'lumki, yo'lining keltirilgan qarshiligi ψ ning qiymati maksimal bo'lganda avtomobil birinchi uzatmada harakat qiladi, chunki maksimal qarshilikni yengish uchun dinamik omili maksimal qiymatga ega bo'lishi kerak, avtomobillar uchun esa 0,2...0,4 atrofida bo'ladi.

Yuk avtomobillari uchun bu koeffitsiyent 0,6...1 gacha; yengil

$$\eta = \frac{\bar{Q}_a}{\bar{Q}_f} \quad (186)$$

Avtomobilning foydali \bar{Q}_f yuki uning bajaradigan ishiga va yukning turiga qarab beriladi. Avtomobilning o'z og'irligi uning yuk ko'tarish qobiliyatiga qarab aniqlanadi. Avtomobilning yuk ko'tarish qobiliyati η avtomobilning o'z og'irligini foydali yukka bo'lgan nisbati bilan belgilanadi:

$$\bar{Q} = \bar{Q}_f + \bar{Q}_a \quad (185)$$

ning yig'indisiga teng:

Avtomobilning to'la og'irligi foydali yuk \bar{Q}_f bilan o'zining og'irligi \bar{Q}_a

bo'lgan dvigatelning quvvatini aniqlaymiz.

maksimal bo'lgandagi minimal tezlikni va shu qarshilikni yengish uchun kerak tezlikning bir qator qiymatlari bilan maksimal v_{\max} ni qo'ysak qarshilik bo'lgandagi dvigatelning quvvatini aniqlagan bo'lamiz. Agar (184) tenglamaga (183) ifodaga ψ va v_{\max} ning berilgan qiymatlarini qo'ysak tezlik v_{\max}

(183) hamda (184) ifodalardan ikkita kattalikni aniqlash mumkin. Agar

$$(189) \quad I_{o'q} = \frac{M^{dv} \cdot i_s \cdot \eta_{tr}}{D_{\max} \cdot \bar{Q} \cdot r_d} = \frac{M^{dv} \cdot i_s \cdot \eta_{tr}}{\psi_{\max} \cdot \bar{Q} \cdot r_d} \cdot \eta_{tr}$$

Bu yerdan

$$D_{\max} I = \frac{\bar{Q}}{M^{dv} \cdot \eta_{tr} \cdot i_s \cdot r_d}$$

Past uzatmalarda $P_x \rightarrow 0$ bo'lganligi uchun,

$$D_{\max} I = \frac{\bar{Q}}{P_{y_1} - P_x}$$

o'rinni:

Uzatishlar qutisining birinchi uzatmasi uchun (ψ_{\max} uchun) quyidagi ifoda

$$(188) \quad i_s = \frac{v_{\max}}{M^{dv} \cdot r_d}$$

Transmissiyaning uzatishlar sonini aniqlashda bosh uzatmaning uzatish sonini aniqlashdan boshlanadi.
 Dvigatelnig quvvati tanlangandan so'ng uning tezliklar tasnifi quriladi (prof. I.M.Lenin yoki Leyderman metodi). Tezliklar tasnifida dvigatel valining aylanishlar chashtasi avtomobilning tezligi bilan bog'langan. Shunga asosan bosh uzatmaning uzatishlar soni quyidagicha aniqlanadi:

1. Shig'ov bilan harakatlanish har bir uzatmada dvigatel valining bir xil aylantishlar chastotasi n_1 da boshlanib, ikkinchi aylantishlar chastotasi n_2 da tugashi kerak.
 Bu esa quyidagi shartlarning bajarilishini talab etadi:

$$l^{o,bz-1} = l^{o,b1} \cdot q^{-z-2}$$

$$l^{o,b11} = l^{o,b} \cdot q;$$

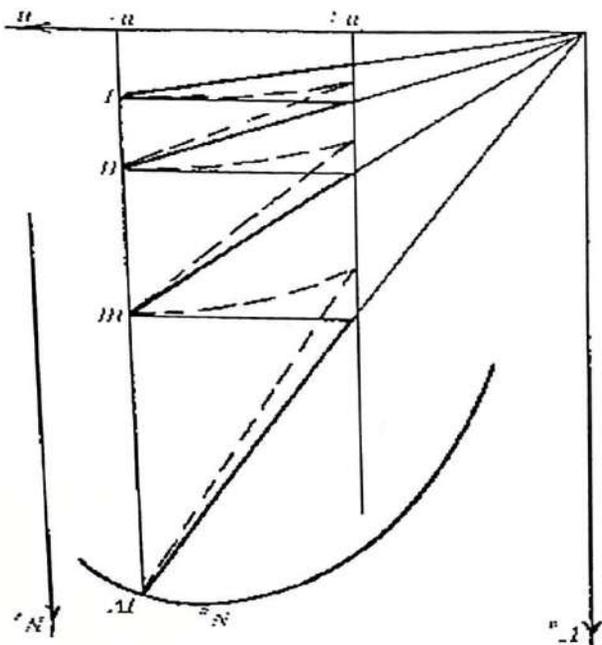
$$l^{o,b} = 1;$$

Qolgan uzatmalar uchun uzatishlar soni quyidagicha:

$$b = \sqrt[1-z]{\frac{l^{zb,o}}{l^{o,b1}}}$$

Uzatmalar soni qishloq xo'jaligida ishlatiladigan avtomobillar uchun to'rtta yoki beshita bo'ladi. Uzatmalar qatorining tuzilmasi geometrik progressiya tamoyili asosida belgilanadi, ya'ni:

44-chizma. Geometrik progressiya prinsipi qo'llanilgan avtomobilning shig'ov bilan harakatlanish jarayoni.



1. Avtomobilni tortish kuchi bo'yicha hisoblashning amaliy foydasi nimada?
2. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashda qanday parametrlar aniqlanadi?
3. Tortish kuchi bo'yicha hisoblashlar uchun qaysi kattaliklar berilgan bo'ladi?
4. Dvigatelning quvvatini aniqlashdagi shartlarni sanang.
5. Avtomobilning necha xil og'irligi mavjud?
6. Dinamik omil va uzatmalar qutisining uzatishlar sonini aniqlash uslubini tushuntiring.

Nazorat uchun savollar

haqiqatda esa, uzatmalar almashtirilayotgan paytda avtomobil tezligining pasayishi ro'y beradi, bu hol chizmada punktir chiziq bilan ko'rsatilgan. Shuning uchun amalda, uzatmalar sonining nisbatlarini uzatmalar yuqorilashib borishi bilan kamaytirib boriladi.

$$\frac{l_{y'xz}}{l_{y'xz-1}} = \text{const.}$$

Agar birinchi shartni hisobga olsak, u holda, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{l_{o'qz}}{n_2} = \frac{l_{o'qz-1}}{n_1}$$

Bu tenglamalar tizimini umumiy holda yozsak:

$$\frac{l_{\delta} \cdot l_{o'q} \cdot l_{\delta} \cdot l_{o'qIII}}{n_1 \cdot r_d} = \frac{l_{\delta} \cdot l_{o'qII} \cdot l_{\delta} \cdot l_{o'qI}}{n_2 \cdot r_d}$$

2. Uzatmalarni birdan ikkinchisiga almashtirish vaqtida aylanishlar chastotasining pasayishi ro'y bermaydi.
Yuqoridagi talablarga javob beruvchi va shuningdek, geometrik progressiya tamoyili asosida qurilgan avtomobilning shig'ov harakatlanish jarayoni 44-chizmada keltirilgan. Bunga asosan quyidagini yozish mumkin:

Tormozlanishning sifati tormoz tizimi, ilashish koefitsiyenti ϕ va haydovchining mahoratiga ko'p jihatdan bog'liq. g'ildiraklar maksimal

$$P_{r \max} \leq \phi \cdot \bar{Q}. \quad (190)$$

bajarilishi kerak:

Tormozlanish paytida g'ildiraklar sirpanmasligi uchun ushbu shart

$$P^T = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot S^T}.$$

uchun reaksiya kuchi quyidagicha bo'lishi kerak:

U vaqtda ma'lum tezlikda ketayotgan avtomobilni butunlay to'xtatish

$N: S^T$ – tormozlanish yo'li, m.

bu yerda: P^T – tormozlanish paytida g'ildirak bilan tuproq orasida hosil bo'lgan reaksiya kuchi.

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = P^T \cdot S^T,$$

Tormozlanish paytida kinetik energiya U^k tormoz kolodkasi bilan tormoz barabanining ishqalanishi natijasida issiqlik energiyasiga aylanib, tashqi muhitga tarqaladi. Ikkinchi tomondan, tormozlanish vaqtda ma'lum ish bajariladi. Bajarylган ish miqdor jihatdan kinetik energiyaga teng, ya'ni:

$$U^k = \frac{m^a \cdot v^a}{2}.$$

quyidagicha:

Avtomobil tezligini belgilangan miqdorgacha kamaytirish yoki uni butunlay to'xtatish uchun hamda uning qiyalikda tinch turlishini ta'minlash maqsadida barcha avtomobillar tormoz tizimi bilan jihozlangan. O'z tezligini qisqa muddat ichida pasaytirish yoki birdaniga to'xtash avtomobilni asosiy dinamik sifatlarga kiradi. Bu sifatlarning yaxshi bo'lishi zamonaviy avtomobillarning o'rtacha tezligini o'rtitirishga imkon beradi, uning iqtisodiy samaradorligini oshiradi. Tormozlanish vaqtda tormoz kolodkalarini bilan tormoz barabani orasida ishqalanish sodir bo'ladi. Natijada g'ildirakning aylanishiga qarshilik qiluvchi ishqalanish momenti hosil bo'ladi. Avtomobilning to'xtashiga, asosan, unda yig'ilgan kinetik energiya qarshilik qiladi. Ma'lum tezlikda ketayotgan avtomobil uchun kinetik energiya

30-§. Tormozlanish JARAYONI

7 BOB. TORMOZLANISH DINAMIKASI

(191) yoki (192) tenglamalar tormozlanish vaqtidagi harakat tenglamasidir. Gorizontal yuzada $f_t = 7 \dots 8 \text{ m/s}^2$. Lekin maksimal seklinlanishdan tashqari avtomobilning tormozlanish sifatini belgilovchi quyidagi kattaliklar qabul qilingan: a) tormozlanish vaqti; b) tormozlanish yo'li. Tormozlanish vaqti va yo'li ko'pchilik bog'liq. haydovchining mahorati, tormoz uzatmasining xili va holati, yo'l qoplamasining turli shular jumlasidandir. Bu omillarining eng

$$(192) \quad f_t = \frac{\delta^{ayl}}{\delta} \left(\frac{\bar{\sigma}}{P} + \psi + \frac{\bar{\sigma}}{x} \right)$$

aniqlashda ΔR o'rniga $(\bar{\sigma} \cdot \psi + P_x)$ ifodani qo'yamiz: Tormozlash kuchining maksimal qiymati ilashish koeffitsiyenti ϕ bilan belgilanadi. Gorizontal harakat yuzasi uchun maksimal seklinlanishni qaramaqarshidir.

Tormozlanish paytida P_t ning yo'nalishi P_n ning yo'nalishiga

$$(191) \quad f_t = \frac{\delta^{ayl}}{\delta} \cdot (P_t + \sum P).$$

Yugorida kuchlar balansiga binoan harakatning differensial tenglamasini kelitirib chiqargan edik. Bu tenglamada qarshiliklar yig'indisi ΔR ni urinma kuch P_n ga bo'lgan munosabati harakatning xususiyatini belgilab berar edi, ya'ni $R_n = \Delta R$ bo'lsa, harakat tekis hisoblanadi; $R_n > \Delta R$ bo'lsa, harakat tezlanuvchan; $R_n < \Delta R$ bo'lsa, harakat seklinlanuvchan xususiyatga ega bo'ladi. $R_n > \Delta R$ tengsizlikni hisobga olgan holda harakatning differensial tenglamasidagi urinma kuch o'rniga tormozlovchi kuch P_t ni qo'yajak, seklinlanuvchan yoki tormozlanish paytidagi avtomobilning harakat tenglamasiga ega bo'lamiz. Bu tenglama quyidagi ko'rinishga ega:

31-§. TORMOZLANISH PAYTIDAGI AVTOMOBILNING HARAKAT TENGLAMASI VA TORMOZLANISH SIFATINI BELGILOVCHI KATTALIKLAR

1. Tormaz tizimining vazifasini aytib.
2. Tormazlanish jarayoniga ta'sir etuvchi omillarini sanang.
3. Ilashish koeffitsiyentini oshirish tormozlanishni yaxshilaydimi yoki aksincha?

Nazorat uchun savollar

tormozlanib, lekin ular sirpanishga o'tmagan holda, ya'ni g'ildiraklar aylanish bilan sirpanishning chekli holatida tormozlansa, u yaxshi o'tishi mumkin. Bu vaqtda tormoz yo'li qisqa bo'ladi va shina kam yeyiladi, yo'l qoplamasida esa, shina naqshlarining bir oz izi qoladi.

$$S = v^a \cdot (t_1 + t_2 + t_3) \quad (193)$$

aniqlanadi:
bermaydi deb qaralishi mumkin. U vaqtda bosib o'tilgan yo'l quyidagicha ham ta'minlaydi. Vaqtlarning t_1, t_2, t_3 oralig'larida tezlikning kamayishi ro'y avtomobilning dinamik sifatini belgilabgina qolmay, balki harakat xavfsizligini yo'llarning yig'indisiga teng. Umumiy tormozlanish yo'lini bilish faqatgina Tormozlanish yo'li S alohida olingan vaqlar ichida bosib o'tilgan ko'rsatilgan.

Yuqoridagi vaqlar ifodalangan tormozlanish holati 45-chizmada

$$t = t_1 + t_2 + t_3 + t_4$$

Umumiy tormoz vaqti quyidagicha aniqlanadi:

tormozlarda bu vaqt ko'p bo'ladi.
5. *Sekinlanishning pasayish vaqti* $t_5 = 0,2 \dots 1,8$ s bo'lib, havo qo'llanilgan

$$t_4 = \frac{g}{a}$$

ko'effitsiyenti ϕ ga bog'liq bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:
etadi. Bu vaqt asosan, avtomobilning boshlang'ich tezligi v_0 ga va ilashish boshlanib, avtomobilning tezligi kerakli miqdorga kamaytirilguncha davom etadi. *To'la tormozlanish vaqti* t_4 maksimal sekylanishga erishilgandan 0,15...0,2 s; havo bo'lsa, ≈ 1 s atrofida bo'ladi.

3. *Sekinlanishning maksimal o'sish vaqti* t_3 tormozlarning ishga tushishidan boshlanib, talab qilingan maksimal sekylanishga erishilguncha davom etadi. Tormoz uzatmasidagi ishchi agent suyuqlik bo'lsa, bu vaqt bo'lsa, $t_2 = 0,2 \dots 0,4$ s.

2. *Tormoz uzatmasining ishlash vaqti* t_2 uchun ketgan vaqtda asosan tormoz pedalining salti yo'li tanlanadi va ishchi agent (suyuqlik, havo) ish silindrlariga yetib borib tormozlarni ishga tushiradi. Bu vaqtning miqdori ishchi agentning turiga bog'liq. Agar agent suyuqlik bo'lsa, $t_2 = 0,03 \dots 0,05$ s; havo agentning turiga bog'liq bo'lib, 0,6...1,0 s ga teng.

1. *Haydovchining reaksiyasi* t_1 uchun ketgan vaqtda haydovchi tormozlash to'g'risida ishora oladi, bu ishorani fikran tahil qiladi va tormozlash uchun tayyorgarlik ko'radi. Bu vaqt asosan, haydovchining psixologik holatiga va mahoratiga bog'liq bo'lib, 0,6...1,0 s ga teng.

1. haydovchining reaksiyasi.
2. Tormoz uzatmasining ishlash vaqti.
3. Sekinlanishning maksimal o'sish vaqti.
4. To'la tormozlanish vaqti.
5. Sekinlanishning pasayish davri.

asosiyari va tormozlanish vaqtiga ko'p ta'sir etuvchilari quyidagilar:

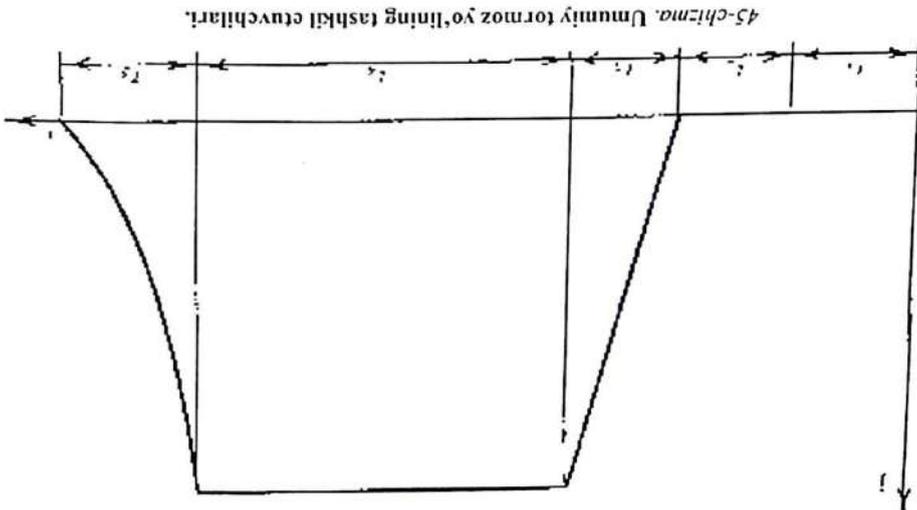
Tormozlanish yo'li avtomobilning tezligi va ilishish ko'rsatkichlariga ko'p jihatdan bog'liq. Avtomobilning harakat xavfsizligini ta'minlash uchun talab qilinmagan joylarda va ilashish ko'rsatkichlarini past bo'lgan yo'llarda tezlikni oshirish maqsadga muvofiq emas. Lekin t_1 , t_2 , va t_3 vaqtlarining tormozlanish yo'liga bo'lgan ta'sirini ham e'tiborga olish zarur.

$$S_1 = v_a \cdot (t_1 + t_2 + t_3) + \frac{v_a^2}{2k} \quad (195)$$

Bu masofaning qiymati amalda ancha ko'p bo'ladi. Shuning uchun professor D.P. Velikanov (194) ifodani ko'rsatkich k ga ko'paytirishni taklif etdi. Bu ko'rsatkichning qiymati (4) ifodada aniqlangan ($k = 1,4$). Umumiy bosib o'tilgan yo'l:

$$S_4 = \frac{v_a^2}{2} \cdot \phi \quad (194)$$

Yuqorida aytib o'tilganidek, maksimal tormozlanish kuchi ilashish ko'rsatkichini bilan cheklanadi, ya'ni $Rt \leq \phi \cdot Q$. Avtomobil massasini Q/g orqali ifodalab tezlikni m/s da hisobga oladigan bo'lsa, k masofa S_4 quyidagiga teng bo'ladi:



$$P_1 \cdot S_1' = \frac{m_a \cdot v_a^2}{2}$$

Sekinlanishning maksimal o'sishi vaqtida bosib o'tilgan yo'l tezlikning kvadrati bo'yicha o'zgaradi. Agar maksimal tormozlanish vaqtidagi kinetik energiyani shu vaqt ichida bajarilgan ishga tengligini hisobga olsak:

Dvigatel bilan tormozlash vaqtida tishlashish muftasi uzilmagan yoki uzatmalar qutisi neytral holatga keltirilmagan bo'ladi. Bu vaqtda yetakchi g'ildaraklar transmisiya mexanizmlari orqali dvigatelning tirsakli vali bilan bog'langan. Tirsakli valning aylanishi vaqtida hosil bo'layotgan ishqalanish kuchlarining qarshilik momenti M_1 avtomobil harakatiga qarshilik ko'rsatadi. Natijada avtomobil tormozlanadi.

Avtomobil tormozlanish vaqtida dvigatel detallarining inersion

32-§. DVIKATEL BILAN VA DVIKATELSIZ TORMOZLANISH

1. Tormozlanishning shartlarini aytib.
2. Tormozlanishning ifodasini tahlil qilib bering.
3. Tormozlanishning sifatini belgilovchi kattaliklarni sanang.
4. Tormozlanishning chizmasini tushintirib.

Nazorat uchun savollar

Ba'zan tormozlanish samaradorligini oshirish uchun va qiylalikkandan pastga tushish vaqtida tezlikni nisbatan bir xil ushlab turish maqsadida dvigatel bilan tormozlanishdan foydalaniladi. Lekin avtomobilning gandanay tezliklarida bu usuldan foydalanish mumkin va qachon dvigatelsiz tormozlash kerakligini bilish katta ahamiyatga ega.

№	Avtomobil turlari	Maksimal tormozlanish yo'lli, m
1.	Yengil avtomobillar	7.2
2.	4,5 t. Yuk kuaritish qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillar va uzunligi 7,5 m gacha bo'lgan avtobuslar.	9.2
3.	4,5 t dan ortiq yuk ko'tarish qobiliyatiga ega bo'lgan avtomobillar va uzunligi 7,5 m dan ko'p bo'lgan avtobuslar.	11,0

1-jadval

Ba'zan bu ta'sir shu gadar kuchli bo'lib, u kritik momentlarda hal qiluvchi omilga aylanib qolishi mumkin. Masalan, ta'vaqt 0,4 s dan 1 s gacha o'zgararganda, tezlik 11,1 m/s (40 km/soat) bo'lganda tormozlanish yo'lli 18 m dan 25 m gacha ortishi, tezlik 16,6 m/s (60 km/soat) bo'lganda esa, tormozlanish yo'lli 35 m dan 45 m gacha ortishi mumkin. Demak, tormozlanish yo'llini kamaytirishda har bir ta'sir etuvchi parametrlarga alohida e'tibor berish zarur.

Quyidagi jadvalda amaldagi me'yoriy hujjatga asosan 8,33 m/s (30 km/soat) tezlik bilan harakat qilayotgan avtomobilning tormozlanish yo'lli keltirilgan.

(200)

$$f_i = -\phi \cdot \mathcal{E}.$$

bu yerda: $\mathcal{E}^{av} = 1,03 \dots 1,05$; shuning uchun,

$$f_i^T = -\frac{\mathcal{E}^{av}}{\mathcal{E}} \cdot \phi,$$

quyidagini yozish mumkin:

ortmasligini hisobga olsak, unchalik katta xatoga yo'l qo'ymagan bo'lamiz va nisbatan ψ ning kichikligi ($\psi = 0,015 \dots 0,05$) va Rx/Q ning miqdori 0,1 dan dvigateliz tormozlanadi. Agar (192) tenglamada ilashish koeffitsiyenti ϕ ga Ko'pincha avtomobil tishlashish muftasi uzilgan hollarda, ya'ni muvofiq ekan.

Ko'rinish turibdiki, dvigatel bilan tormozlash yuqori tezliklarda maqsadga

$$f_i^{check} = \frac{M_i \cdot r_i}{t_n \cdot I_{dv}}. \quad (199)$$

quyidagicha topiladi:

Agar (196) tengsizlikni hisobga olsak sekinlanishning chekli miqdori

$$f_i^{check} > f_i. \quad (198)$$

sekinlanishdan ko'p bo'lishi kerak, ya'ni:

$f_i^{check} > f_i$ ni aniqlash zarur. Bu qiymat avtomobilni tormozlash paytidagi Dvigatel bilan tormozlash uchun sekinlanishning chekli qiymati

$$f_i^T = \frac{M_j \cdot r_d}{t_n \cdot I_{dv}}. \quad (197)$$

quyidagiga teng bo'ladi:

Agar $\mathcal{E}_{dv} = f_i^T$ ekanligini hisobga olib, sekinlanishni aniqlasak, u

$$M_j = \mathcal{E}_{dv} \cdot I_{dv}.$$

inersion momenti quyidagicha:

Bu ikki buroqchi moment o'rtasidagi farq gancha ko'p bo'lsa, dvigatel bilan tormozlashning samarasi shuncha yaxshi bo'ladi. Dvigatel massasining

$$M_j > M_j^T. \quad (196)$$

giladi. Dvigatel bilan tormozlashning samarali bo'lish sharti quyidagicha:

momenti M_j hosil bo'lib, bu moment harakatni saqlab qolishga harakat

1. Avtopoyezdni tormozlashni o'ziga xos tomonlarini ayting. tormozlaydi?
2. Nima uchun avtopoyezdni oxirgi tirkama mashinadan boshlab

Nazorat uchun savollar

Qiyalikdan tushib kelayotgan poyezdni tormozlashda alohida ehtiyotkorlik talab qilinadi. Chunki pritseplar orasidagi tirkash moslamalariga kuch tushib, poyezd trayektoriyasini o'zgartirib yuborishi mumkin.

harakat xavfsizligi bajarilishi uchun (201) ifoda bajarilishi shart va bunga qo'shimcha ravishda shatakchi avtomobilning maksimal seklinanishini yana ham pasaytirish mumkin. Aravachalarining soni va og'irligi qanchalik yuqori bo'lsa, qiyalik shunchalik oz bo'lishi kerak.

Shu holda aravachalar orasida bir oz bo'lsa ham taranglik mavjud bo'ladi.

$$f^n > f^{n-1} > \dots > f^1 > f^{\text{shar}} \quad (201)$$

Avtopoyezdni tormozlash avtomobilni tormozlashning qonuniyatlariga bo'ysunadi. Lekin avtopoyezdni tormozlashning o'ziga xos tomonlari ham bor. Bu shundan iboratki, tormozlash paytida orga aravachalar oldindagisiga, oldingi aravacha shatakchi avtomobilga kelib urilmasisi kerak. Shunday hol ro'y bermasligi uchun tormozlanish orga aravachadan boshlanib, so'ngra shatakchi avtomobilni to'xtatishi kerak. Boshqacha qilib aytganda, seklinanishning intensivligi orga aravachada eng yuqori bo'lib, shatakchi avtomobilga tomon pasayib borishi kerak, ya'ni:

33-§. AVTOPOVEZDLARNING TORMOZLANISHI

1. Tormozlanishning xillarini ayting.
2. Dvigatel yordamida tormozlash deganda nimani tushunasiz?
3. Dvigatelsiz tormozlash deganda nimani tushunasiz?

Nazorat uchun savollar

Demak, dvigatelsiz tormozlashda seklinanish o'zgarmas bo'lib, tormozlanish sifati faqat ilashish koefitsiyentiga bog'liq. Dvigatel bilan tormozlanganda esa, tormozlanish yo'li va vaqtini aniqlashning keragi yo'q. Chunki dvigatel bilan tormozlash asosiy tormozlashga yordam beradi xolos. Lekin dvigatelsiz tormozlashda tormozlanish yo'lini aniqlash muhim ahamiyatga ega va u (195) ifoda orqali topiladi.

$$W_{sm} = q_n \cdot \gamma_n \cdot v^{ish} \cdot K \cdot \tau_{sm} \cdot T_{sm}$$

Transport traktorining ish unumi:

bu yerda: B^{ish} –agregatning ishchi kengligi, m; v^{ish} –agregatning ish tezligi, km/soat.

$$G = \frac{v^{ish} \cdot B^{ish}}{10} \cdot (G^{ish} + \frac{G_e \cdot T_e}{G_o \cdot T_o} + \frac{T^{ish}}{G_o \cdot T_o}), \quad (203)$$

aniqlanadi:

bo'lsa, birtirik ishlov berilgan yuza uchun sarf bo'lgan yonilg'i quyidagicha

$$W_{cm} = 0, IB^{ish} \cdot v^{ish} \cdot T^{ish}$$

Agar agregatning bir smenadagi ish unumi:

bir joyda turib ishlashi uchun sarflangan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat).

G_s, T_s – sari ishlash uchun ketgan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat); G_o, T_o –

bu yerda: G^{ish}, T^{ish} – foydali ish bajarish uchun ketgan yonilg'i miqdori (kg) va vaqt (soat);

$$G_{cm} = (G^{ish} \cdot T^{ish} + G_s \cdot T_s + G_o \cdot T_o), \quad (202)$$

Smenada yonilg'i sarfi quyidagicha aniqlanadi:

o'rniida turib ham ishlashi mumkin. Bularning barchasiga yonilg'i sarflanadi.

Ma'lumki, traktor bir smenada sari ish bajarishdan tashqari sari yurishi va

bo'lib turishiga sabab bo'ladi.

o'zgaruvchanligi, traktorning mahorati kabi omillar yonilg'i sarfini har xil

mashinalarini to'g'ri tanlash, uzatmani aniq belgilash, tuproq zichligining

tashqari bajarilgan turli hamda uni tashkil etish, qishloq xo'jalik

turlichadir. Dvigatel detallarining texnikaviy holati va uning ishlash rejimidan

Traktorlarda yonilg'i sarfi doim o'zgarib turadi. Unga ta'sir etuvchi omillar

tashuvchi bo'lsa, tashilgan yukning miqdori va masofasi bilan belgilanadi.

Traktorlarda yonilg'i sarfi ishlov berilgan yerning yuzasi yoki traktor yuk

TA'SIR ETUVCHI OMILLAR

34-§. TRAKTORNING YONILG'I TEJAMKORLIGI VA UNGA

TEJAMKORLIGI

8 BOB. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING YONILG'I

Yuqoridagi ifodadan ko'rinib turibdiki, har bir gektar uchun sarflamayotgan yonilg'i dvigateling ishlov rejimi, tuproqning sharoti va transmisssiyaning FIKga bog'liq. Dvigateling texnikaviy holati yomon bo'lsa yoki uning yuklanishi 70..80% dan oz bo'lsa yonilg'i sarfi ko'payadi. Tuproqning zichligi ko'p bo'lsa yoki yer yuzasining relyefi yomon bo'lsa ham yonilg'i sarfi ortadi.

Bulardan tashqari, yonilg'i nasosi, forsunka, dvigateling boshqa tizimlarini hamda traktorning texnikaviy holatini o'z vaqtida tekshirib turish zarur, aks holda, bu detallarning yomon ishlashi ham yonilg'i sarflaning

$$G = g_{II} \frac{K}{360} = g_e \frac{360 \eta_n}{K} \quad (207)$$

Agar agregat I gektar yerga ishlov berish vaqtida hech qanday salt va bir yerda turib ishlamagan bo'lsa,

bu yerda: K^m – qishloq xo'jaligi mashinasining solishtirma qarshiligi, N/m.

$$G = g_{II} \frac{K^m}{360} \left(1 + \frac{G_s \cdot T_s}{G_n \cdot T_n} + \frac{G_{ish} \cdot T_{ish}}{G_n \cdot T_n} \right),$$

(205) ifodani (203) ga qo'ysak, bir gektar yerga ishlov berishdagi yonilg'i sarfini topgan bo'lamiz:

$$g_{II} = \frac{N_{II}}{G_{ish}}; \quad g_e = \frac{N_e}{\eta_n} \quad (205)$$

$$B_{ish} \cdot v_{ish} = 3600 \frac{K}{N_{II}};$$

Yonilg'i sarfini ilgakdagi quvvat bilan ifodalaymiz. Buning uchun,

$$T^{sm} - \text{smena vaqti, soat.}$$

foydalanish koeffitsiyenti: $K \cdot T^{sm}$ – masofa va vaqtdan foydalanish koeffitsiyentlari;

bu yerda: q_n – agregatning nominal yuk kutarish qobiliyati, t; γ_n – yuk ko'tarish qobiliyatidan

$$G = \frac{q_n \cdot \gamma_n \cdot v_{ish} \cdot K \cdot \tau^{sm} \cdot T^{sm}}{G_{ish} \cdot T_{ish} + G_s \cdot T_s + G_o \cdot T_o}, \quad (204)$$

Bu vaqtda transport ishlari uchun sarf bo'lgan yonilg'i miqdori:

ortishiga ta'sir etishi mumkin.

o'zgarishini ko'rsatuvchi chizmalardan iborat (46-chizma).
 yonilg'i iqtisodiy ko'rsatkichlarining avtomobil tezligiga nisbatan
 iqtisodiy tasnifi chiziladi. Bu tasnif qarshiligi turlicha bo'lgan yo'lda
 harakatlantayotganda yonilg'i sarfi kam bo'lishini aniqlash uchun uning
 Berilgan yo'l sharoitida avtomobil gandydir tezlik bilan
 muhtaga bog'liq ekan.

dvigatekning ishlash rejimi, avtomobilning tezligi va ishlayotgan tashqi
 Ko'rinib turibdiki, avtomobilning yonilg'i tejamkorligi

$$g_s = \frac{10^4 \cdot \eta_{tr} \cdot \gamma^{yo}}{g_e (P_{\psi} + P_{sh})}, \quad l/100 \text{ km} \cdot \quad (210)$$

kuch balansini orgali ifodalasak:

Bu tenglamani gorizontal yuzada tekis harakat qilayotgan avtomobilning

$$g_s = \frac{g_e \cdot N^e}{10 \cdot v^a \cdot \gamma^{yo}}, \quad l/100 \text{ km} \cdot \quad (209)$$

Bir soatlik yonilg'i sarfi $G_1 = 0,001 \cdot g_e \cdot N^e$ ekanligini hisobga olsak:

bu yerda: γ^{yo} – yonilg'ining solishtirma og'irligi, kg/l.

$$G_1 = 100 \frac{v^a}{G_1 \cdot \gamma^{yo}}, \quad (208)$$

Avtomobilning yonilg'i tejamkorligi birinchi navbada dvigatekning
 texnikaviy holati va ishlash rejimiga bog'liq. Agar dvigatek bir soatda G_1
 kg yonilg'i sarf qilib shu vaqtda v^a km masofani bosib o'tsa, 100 km
 masofaga quyidagi miqdorda yonilg'i sarflanadi:
 km.
 Avtomobilning yonilg'i tejamkorligi bilan belgilanadi. O'lovchov birligi l/100 km yoki l/tonna
 sarflangan yonilg'i yoki l t. yunkni 1 km masofaga tashishda sarflangan
 Avtomobillarda yonilg'i tejamkorligi 100 km masofani bosib o'tishda

35-§. AVTOMOBILNING YONILG'I TEJAMKORLIGI VA UNGA TA'SIR ETUVCHI OMILLAR

Yonilg'i sarfiga avtomobilning no'ckis harakati ham ta'sir ko'rsatadi. Birmuncha o'zgarishiga sabab bo'ladi.

Karburatori dvigatelarda ekonomayzerning bo'lishi iqtisodiy tashnifning bo'lishi avtomobilning maksimal tezligini kamaytiradi.

nuglatarga to'g'ri keluvchi tezliklar hisoblanadi. Demak, yo'l sharoitining og'ir har bir yo'l sharoiti uchun avtomobilning maksimal tezligi a, b, \dots, d

qarshiligining ortishi hisobiga yonilg'i sarfi ortadi.

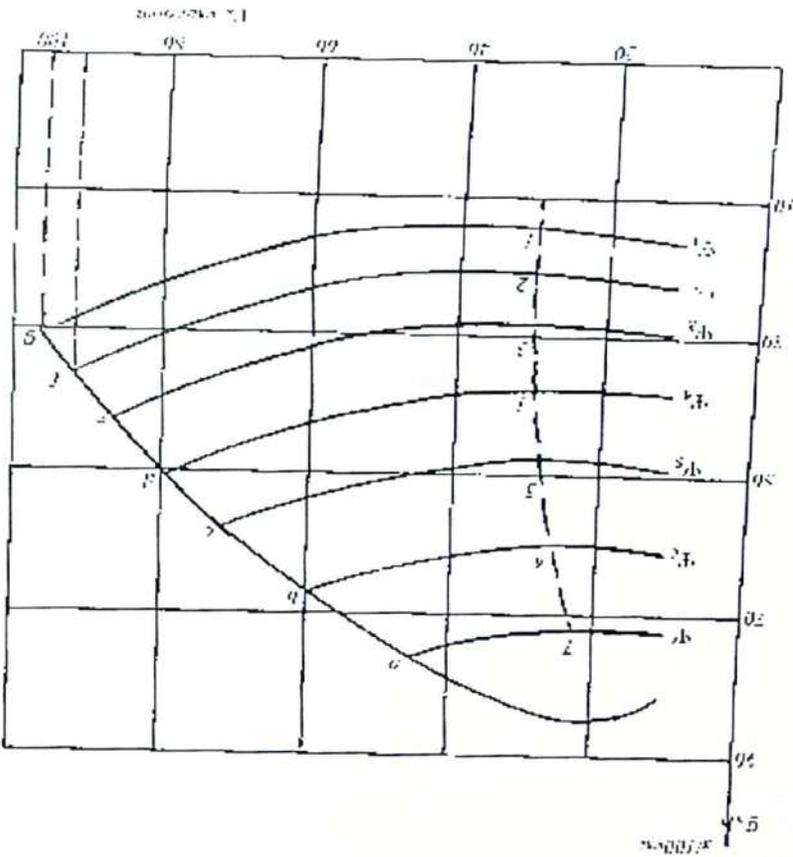
Chap tomonda dvigatelning quvvatidan to'la foydalanmaslik natijasida yonilg'i sarfi ortsa, o'ng tomonda tashqi qarshilikning, ya'ni shamol yonilg'i miqdori ko'p.

organi ifodalangan. Shu nuqtalarning chap tomonida ham, o'ng tomonida ham Minimal yonilg'i miqdorini ko'rsatuvchi bu nuqtalar 46-chizmada 1,2,3,4...7

shunday nuqta mavjudki, u nuqtada yonilg'i sarfi minimal miqdorga ega. bilan ifodalangan. Chizmadan ko'rinib turibdiki, har bir yo'l sharoiti uchun

sharoitiga tegishlidir. har bir yo'l sharoiti keltirilgan qarshilik koeffitsiyentini μ Tasnif bir necha chizmadan iborat bo'lib, har bir chiziq aniq bir yo'l

46-chizma. Avtomobilning iqtisodiy tasnifi.



1. Traktorning yonilg'i tejamkorligini o'lov birligini ayting.
2. Traktorning yonilg'i tejamkorligiga ta'sir etuvchi omillar.
3. Avtomobilning yonilg'i tejamkorligini o'lov birligini ayting.
4. Avtomobilning yonilg'i tejamkorligiga ta'sir etuvchi omillarni sanang.
5. Avtomobilning iqtisodiy tasnifini tushuntiring.
6. Yonilg'ining tejamkorlik omili nima?

Nazorat uchun savollar

Demak, bu avtomobil 1 l benzin bilan 4 km masofani bosib o'tadi. Yonilg'i sarfini tajriba usulida ham aniqlash mumkin, lekin tajriba o'tkazish uslubini va kerakli asbob-uskunalar maxsus qo'llanmalarda bayon qilingan.

$$g = \frac{25}{100} = 4 \text{ km/l.}$$

25 l benzin sarf qilsa, uning iqtisodiy omili:

Masalan, ZIL-130 avtomobili ekspluatatsion sharoitda 100 km masofaga

uning o'lov birligi *km/l* dir.

avtomobilning tejamkorlik omili hisobga olinib, u g , harfi bilan belgilanadi va yonilg'ining gancha masofaga yetishini bilish kerak bo'ladi. Buni Ko'pincha 1 l yonilg'ining yoki hajmi aniq bo'lgan yonilg'i bakiidagi go'shimcha yonilg'i sarflashga to'g'ri keladi.

Yonilg'i sarfiga haydovchining mahorati katta ta'sir ko'rsatadi. Ma'lum yo'l sharoitida kerakli uzatma va tezlikni noto'g'ri tanlash yonilg'i sarfining ortishiga sabab bo'ladi. Bundan tashqari, tez-tez to'xtashlar va tormozlanishlar ham yonilg'i sarfiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Chunki bu vaqtda yig'ilgan kinetik energiya foydasiz sarf bo'ladi va avtomobil tezligini qaytadan tiklash uchun go'shimcha yonilg'i sarflashga to'g'ri keladi.

Yonilg'i sarfiga ta'sir etuvchi asosiy omillar dvigatelning yuklanishi (yugorida aytib o'tildi), harakat tezligi, avtomobilning og'irligi, yo'l sharoiti va haydovchining mahoratidir. Tekshirishlar shuni ko'rsatdiki, avtomobilning og'irligi ortib borishi bilan yonilg'i sarfi bosib o'tilgan birlik yo'lga nisbatan ortadi. Lekin yonilg'i sarfi tashilgan yukning birlik massasiga nisbatan kamayadi.

Chunki ekspluatatsion sharoitda avtomobil shig'ov bilan harakatlanishi, avtomobil yonilg'ining bir qismini tashqi qarshiliklarni yengishga sarf qilsa, ikkinchi qismini tezlikni oshirish uchun sarflaydi.

9 BOB. AVTOMOBIL VA G'ILDIRAKLI TRAKTORLARNING BOSHQARILUVCHANLIGI

36-§. G'ILDIRAKLI TRAKTOR HAMDA AVTOMOBILLARNING BURILISH KINEMATIKASI VA DINAMIKASI

G'ildirakli traktor va avtomobillarning burilish qonuniyatlari bir xildir. Ularida burilish jarayonini uch yo'l bilan amalga oshirish mumkin:

- oldingi g'ildiraklarning yo'nalishini o'zgartirish orqali;
- burilish markaziga nisbatan ichkarida joylashgan g'ildiraklardagi yatakchi momentni o'zgartirish bilan;
- bir vaqtning o'zida oldingi g'ildiraklar yo'nalishi hamda orqa g'ildiraklardagi momentlarni o'zgartirish orqali.

Birinchisi usul barcha avtomobil va traktorlarda keng tarqalgan. Ikkinchisi usul og'ir yuk ko'tarishga mo'ljallangan avtomobillarda qo'llaniladi. Momentlar farqini hosil qilish uchun har bir g'ildirakka elektrodvigatel o'rnatilishi yoki zanjirli traktorlardagidek burish mexanizmlaridan foydalanish mumkin.

Uchinchi usul asosan, g'ildirakli traktorlarda keng tarqalgan, chunki burilish radiusini kamaytirish maqsadida oldingi g'ildiraklarning yo'nalishi o'zgartiriladi hamda o'ng yoki chap g'ildirakni tormozlash yordamida momentlar farqi hosil qilinadi. Shatakchi K-701, T-150 K traktorlar ikki yarim ramalardan iborat. Burilish vaqtida ikkala yarim rama bir xil burchakka og'ishi natijasida traktor buriladi.

Avtomobil yoki g'ildirakli traktorning belgilangan yo'nalishdagi harakatini saqlay olish qobiliyati yo'nalish turig' unligi deyiladi.

Biror ta'sir ostida harakat yo'nalishini o'zgartirva olish qobiliyatiga esa, traktor va avtomobilning buriluvchanligi deyiladi.

Burilish jarayonini 47-chizma, a da ko'rib o'tamiz. Bu chizmada bazasi L va kengligi V ga teng bo'lgan uch g'ildirakli traktor tasvirlangan. Ishni soddalashtirish maqsadida burilish jarayoni o'zgarimas radius R bilan bajartilmoqda va bunda shinning elastikligi yo'q deb qaraladi. Bu vaqtda U_1 va U_2 tezliklar vektoriga o'tkazilgan perpendikular O nuqtada kesishadi, bu nuqta orqa ko'priki geometrik o'qining davomida yotadi. Perpendikular kesishgan O nuqta *burilish markazi* hisoblanadi. Burilish markazida mashinaning bo'yama bo'yigacha bo'lgan masofa *burilish radiusi* bo'ladi. Shu holat uchun:

$$R = l \sin \theta \cdot L \quad (211)$$

Avtomobillarning burilish kinematikasiga doir shakl 47-chizma, b da keltirilgan. Chizmada ko'rinib turibdiki, burilish paytida g'ildiraklarning bo'yama o'qlariga o'tkazilgan perpendikularlarning kesishgan O nuqtasi orqa

Bu o'zaro farqni to'g'ri belgilash maqsadida barcha mashinalar ruli trapetsiyalari bilan jihatlangan. Rul trapetsiyasi detallarining uzunligi oldindan

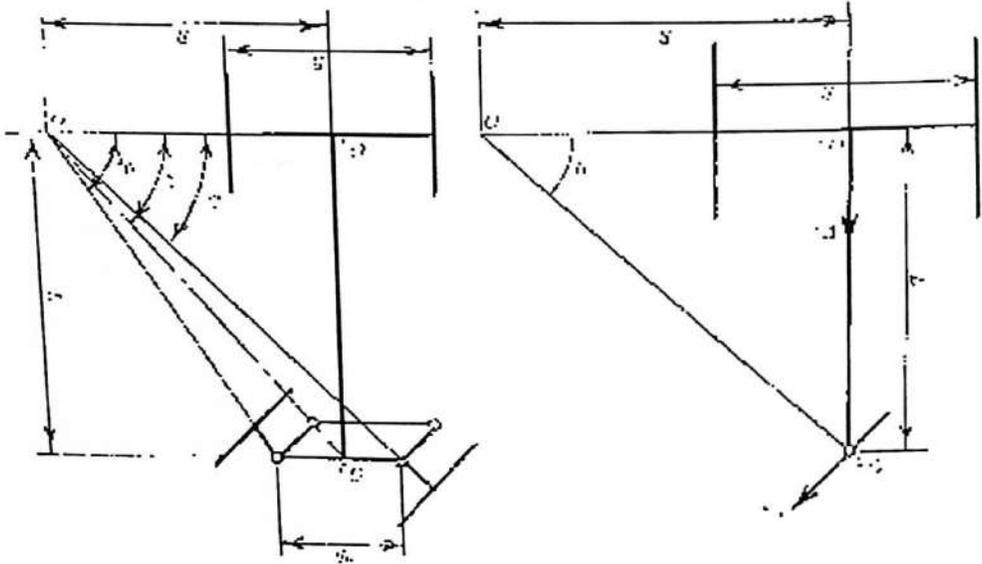
$$(214) \quad \text{ctg} \theta'_1 - \text{ctg} \theta'_1 = 2 \frac{L}{b}$$

Burilish jarayoni to'g'ri bajarilishi uchun ikkala burchak ko'nganlarining o'zaro ayirmasi o'zgarmas miqdor bo'lishi shart:

$$(213) \quad \varepsilon^p = \frac{B}{R}$$

Mashinalarning buriluvchanlik qobiliyatini bir-biriga solishtirish uchun burilishning nisbiy radiusi degan kattalik kiritiladi. Bu kattalik burilish radiusini mashinaning kengligiga (koleyasiga) bo'lgan nisbati bilan belgilanadi, ya'ni:

47-chizma. G'ildirakli mashinalarning burilish kinematikasiga doir shakl.



bu yerda: θ'_1 - tashqaridagi g'ildirakning og'ish burchagi; θ'_2 - ichki g'ildirakning og'ish burchagi;

$$(212) \quad \begin{cases} \text{ctg} \theta'_1 = \frac{L}{R - b} \\ \text{ctg} \theta'_2 = \frac{L}{R + b} \end{cases}$$

o'ng yo'naltiruvchi g'ildiraklar har xil (θ'_1, θ'_2) burchakka og'ishlari shart:

bu yerda: M_1 – tormozlanish momenti.

$$P^n = \frac{2I^p}{M^{etak}}; \quad P''^n = \frac{r_p}{0,5M^{etak} - M_1} \quad (215)$$

vaqtda urinma kuchlarining miqdori teng bo'ladi.

Ma'lumki, differensial yetakchi g'ildirak oz bo'lsa ham tormozlanisa, u miqdorini aniqlashdir. Buning uchun ba'zi bir aniqliklar kiritamiz.

paytida ko'ndalang va urinma kuchning hamda yetakchi momentlarning barchasi shu chizmada ko'rsatilgan. Bu ishdan ko'zlangan maqsad burlish mumkin (48-chizma). Burlish paytida avtomobilga ta'sir etuvchi kuchlarning Yuqoridagilarni hisobga olgan holda, burlish dinamikasini o'rganish deb olinadi.

asosan, past tezliklarda amalga oshirilgani uchun $z_o^e + z_{he} = z_o$ va $z_o^o + z_{ho} = z_o$ asosan markazdan gochma kuch ta'sirida vujudga keladi. Lekin burlish, ko'ndalang z''^o , z''^u , z''^o va z''^o reaksiya kuchlari paydo bo'ladi. Bu kuchlar

$$P^{fo} = P'^{fo} - P''^{fo}; \quad P^{fe} = P'^{fe} - P''^{fe}.$$

o'rganish paytida ularning orasidagi farq yo'q deb qaraladi, ya'ni: 3. Burlish paytida chap va o'ng g'ildiraklarning dumalashiga qarshilik qiluvchi kuchlar hosil bo'lib, ularning miqdori har xil bo'ladi. Asosiy masalani bo'lmaganligi uchun u hisobga olinmaydi.

2. Burlish vaqtda burlishga qarshilik qiluvchi moment (bu moment g'ildirak bilan tuproq o'rtasida) hosil bo'ladi. Momentning miqdori katta mustasno).

shu ta'sirni yo'q deb hisoblaymiz (yengil avtomobil shinalari bundan surlish «burchagi» hosil bo'ladi. Bu esa, burlish dinamikasiga ta'sir etadi. Biz 1. Yon tomondan ta'sir etayotgan kuch asosida g'ildiraklarning yonaki soddalashtirishlarga yo'l qo'yiladi:

Burlish jarayonining dinamikasini o'rganish uchun quyidagi sekinlik bilan bajariladigan bo'lsa, burlish radiusi katta bo'ladi.

radiusining miqdori ko'p bo'ladi. Tarakat tezligi yuqori bo'lib, burlish jarayoni va haydovchining mahoratiga bog'liq. Mashinaning bazasi katta bo'lsa, burlish

Burlish radiusi mashina bazasi, rul trapetsiyasining konstruksiyasi, tezligi belgilanadi.

$$P_1 = P_{mk} \cdot \cos \theta_m; \quad P_2 = P_{mk} \cdot \sin \theta_m. \quad (217)$$

Markazdan gochma kuchning teng ta'sir etuvchilari quyidagicha:

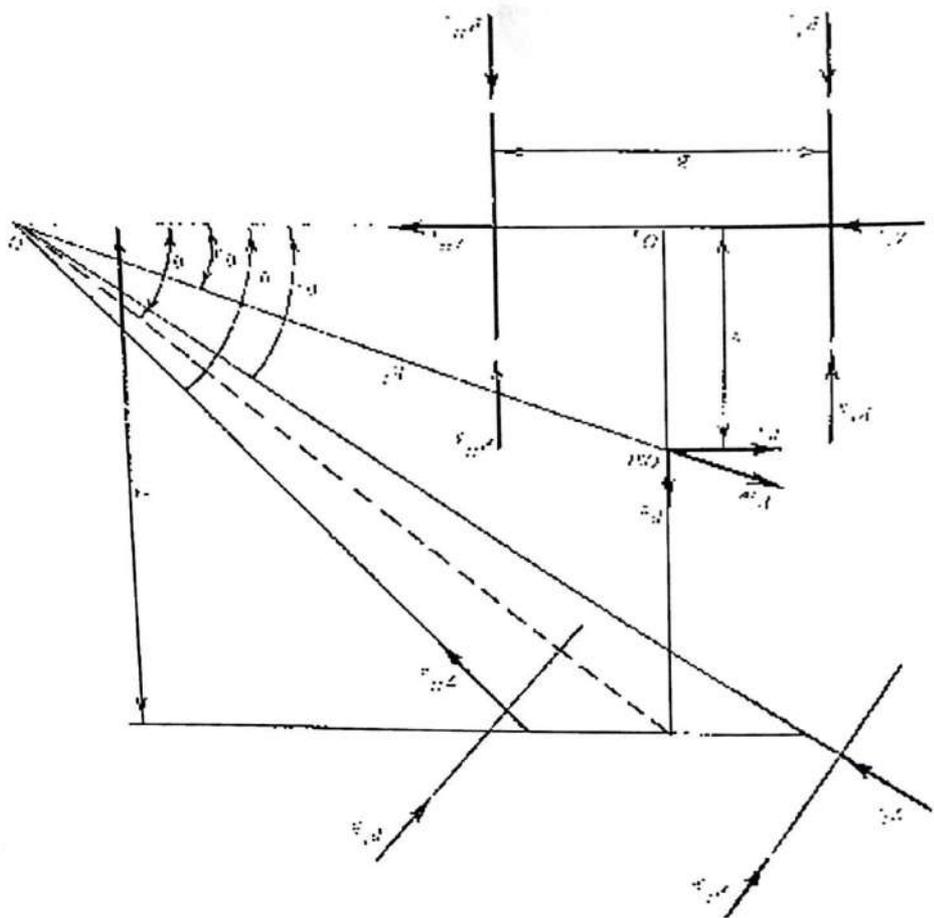
P_{mk} ta'sir etayotgan nuqtagacha bo'lgan masofa.

bu yerda: ω - avtomobilning O nuqta atrofidagi burchak tezligi; R - burlish markazidan

$$j_m = \omega^2 \cdot R' \text{ bo'lsa, } P_{mk} = \frac{g}{\omega^2} \cdot R, \quad (216)$$

Avtomobilga burlish vaqtida markazdan gochma kuch ta'sir etadi. Bu kuch markazga intiluvchi tezlanish j_m natijasida hosil bo'ladi. Agar tezlanish

48-chizma. Burlish dinamikasiga doir shakl.



munimkin:

Agar (215) ifodani va $\bar{O} = \frac{\cos \theta}{\bar{O} + \bar{O}_0}$ ekanini hamda 48-chizmadan $tg \theta = \frac{R}{L}$ ni hisobga olsak, (219) ifodadan z_0 , z^e , P^j , va M^{max} ning qiymatlarini aniqlash mumkin:

$$(219) \quad \left\{ \begin{array}{l} P^j a + P^j_0 \cdot L \sin \theta = z_0 L \cos \theta + 0,5(P^j_n - P^j_n) \\ z_0 \cos \theta + Z^e = P^j_0 \cdot \sin \theta + P^j_1 \\ P^j_n = P^j_e + P^j_0 \cos \theta + z_0 \sin \theta - P^j_2 \end{array} \right.$$

Yuqoridagi uchinchi va to'rtinchi soddalashtirishlarni hisobga olsak, muvozanat tenglamalari quyidagi soddako'rinishga keladi:

$$\left\{ \begin{array}{l} P^j a + P^j_0 L \sin \theta + P^j_1 L \sin \theta = z_0 L \cos \theta + z^e L \cos \theta + 0,5(P^j_n - P^j_n) B \\ z_0 \cos \theta + z^e \cos \theta + z^e z^e = P^j_0 \sin \theta + P^j_1 \sin \theta + P^j_2 \\ P^j_n + P^j_n = P^j_e + P^j_0 \cos \theta + P^j_1 \cos \theta + z_0 \sin \theta + z^e \sin \theta - P^j_2 \end{array} \right.$$

uchta muvozanatlik tenglamasini tuzamiz:

Yuqorida aytilgan fikrga qaytamiz, ya'ni oldingi g'ildirakka ta'sir etayotgan ko'ndalang kuch z_0 ni (bu kuchni buruvchi kuch deb ataymiz) orqa g'ildirakka ta'sir etayotgan z^e , P^j_n kuchlar va momentni aniqlaymiz. Buning uchun kuchlarni proyeksiyalash va O nuqtaga nisbatan moment olish bilan ucha muvozanatlik tenglamasini tuzamiz:

$$(218) \quad \left\{ \begin{array}{l} P^j_2 = \frac{R}{\bar{O}} \cdot P^{mk} \\ P^j_2 = \frac{g}{\bar{O}} \cdot \frac{R}{v^2} \end{array} \right.$$

ko'rinishga keladi:

Agar (216) ifodada $\omega = \frac{R}{v}$ ekanligini hisobga olsak, (217) ifoda quyidagi

1. Me'yoriy burlivchanlik, uning ko'rsatkichlari $-\delta_j = \delta_j'$; $R_j' = R_j$.
 2. Oritqcha darajada burlivchanlik, uning ko'rsatkichlari $-\delta_j' > \delta_j$; $R_j' < R_j$.

Biz burtish jarayonida shinaning yonaki surtilishini hisobga olmagani edi. Lekin bu yonaki surtilishning harakat ravoelligiga ta'siri sezilarli bo'lishligi to'g'risida yuqorida aytilgan (11-bob, 7-§ ga qarang).
 Avtomobil harakatlanaoigan vaqtda shinalarning yonaki surtilishi ko'ndalang qiyalik, shamol, yo'lining noekisligi, ilashish koefitsiyentlari farqi kabi sabablar ta'sirida paydo bo'lishi mumkin. Chunki bu vaqtda avtomobilga ta'sir etuvchi kuch *P_{yon}* hosil bo'ladi. Shu kuch ta'sirida avtomobil orqa g'ildiraklarining yo'nalishi δ_j' burchakka, yo'naliruvchi g'ildiraklar esa, δ_j burchakka yonga suriladi. Bu burchaklarning bir-biriga farqiga qarab burtish radusining qiymati ham o'zgaradi. Shunga asosan burtilishning quyidagi turlari mavjud:

37-§. SHINA QAVSHISHOQLIGINING BOSHQARILUVCHANLIKKA TA'SIRI

Agar (220) ifoda orqali ϕ_δ aniqlanadigan bo'lsa, ichki g'ildirak tormozlangan holda ϕ_δ ning qiymati tormozlanmagan holga nisbatan doim kichik bo'ladi. Bu esa, shuni ko'rsatadiki, doim oldingi g'ildirak keraklicha yuklanmagan sharoitda tormozlab burtish umumiy burtish jarayonini ancha osonlashtiradi.

$$(221) \quad \phi_\delta \geq \frac{\bar{O}_0}{z_0}$$

Yuqoridagi tenglamalar majmuidan fagat burtish paytida ichki g'ildirak tormozlanganda foydalanish mumkin. Aytilganlardan ko'rinib turibdiki, ichki g'ildirakni tormozlash bilan burtish paytida burtuvchi kuch kam talab qilinadi. Agar ichki g'ildirak tormozlansa, (220) tenglamalar majmuidagi M_r g'atnashgan a'zolar tushirib qoldiriladi. Burtish paytida oldingi va orqa g'ildiraklarning tuproq bilan ilashish sharti quyidagicha:

$$(220) \quad \left\{ \begin{aligned} z_0 &= \frac{P_1 \cdot a}{B \cdot M_1} \cos \theta + P_{j_0} \cdot l g \theta - \frac{2Lr^p \cos \theta}{B \cdot M_1} \\ z_r &= P_1 \left(1 - \frac{L}{a} \right) + \frac{L}{2L \cdot r^p} \\ P_n &= P_f - \frac{B \cdot M_1}{2R \cdot r^p} \\ M_{elak} &= P_n \cdot r^p + M_1 \left(1 - \frac{2R}{B} \right) \end{aligned} \right.$$

Agar tezlik kritik tezlikdan yuqori bo'lsa, boshlang'ich burilish o'z-o'zidan ortib boraveradi. Uchinchi holatda ham shinning yonaki surilishini yondan ta'sir etayotgan kuch hosil etadi. Bu vaqtda oldingi shinalarning yonaki surilish burchagi δ_2 katta bo'lgani uchun avtomobilning oldingi qismi 49-chizma, b-da ko'rsatilgan tomonga suriladi. Mashinalarning og'irlik markazi uning oldingi qismiga yaqin bo'lgani uchun markazdan qochma kuch R_{mg} yondan ta'sir etayotgan kuchga nisbatan qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi. Bu hol shinalarning yonaki surilishini kamaytirishga olib keladi. Demak, og'irlik markazini avtomobilning oldingi qismiga yaqin joylashtirish katta ahamiyatga ega.

u yerda: k_1, k_2 —o'zga va oldingi ko'prikl shinalarning yonaki surilishiga bo'lgan qarshilik koeffitsiyentlari.

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{L \frac{k_1}{\delta_0} - k_2}{k_2}}$$

(prof. Ya.M. Pevzner formulasi):
kritik tezlikdan yuqori bo'lmasiligi shart. Kritik tezlik quyidagicha aniqlanadi:
O'rtiqcha buriluvchanlik xususiyatiga ega bo'lgan avtomobilning tezligi

oldingi g'ildirakni orqa shinalar yonaki surilishi tomon yo'naltirishi zarur.
avtomobilning yonga ketishi ro'y beradi. Buning uchun haydovchi tezlik bilan xavf tug'diradi. Agar bunga qarshi chora zudlik bilan ko'rilmasa, yonaki surilish burchagini kattalashtiradi va uning to'xtovsiz ortib borishiga yo'nalishi bilan bir xil (49-chizma, a). Bu markazdan qochma kuch shinning qochma kuchning yo'nalishi (shu holat uchun) yonaki ta'sir etayotgan kuchning aylanib, markazdan qochma kuch hosil bo'ladi. 70sil bo'lgan markazdan yonga surilishi ortadi. Natijada to'g'ri chiziqli harakat egri chiziqli harakata ga chunki orqa g'ildiraklarning yonaki surilishi ko'p bo'lib, orqa ko'priklarning surilish burchaklari hosil bo'lib, avtomobilning harakat yo'nalishi o'zgaradi. Ikkinchi holda, yonaki kuch ta'sirida oldingi va orqa shinalarning yonaki

Lekin bu holda burilish markazining holati o'zgarishi mumkin.
Birinchi holda, burilish radiusi shinning yonaki surilishiga bog'liq emas.

3. Qonigarsiz buriluvchanlik, uning ko'rsatkichlari — $\delta_1 < \delta_2$; $R_1 > R_2$.

B'azan harakat vaqtda yo'naltiruvchi g'ildiraklarning tebranishi ro'y beradi. Buni asosan haydovchi rui chambaragiga berilayotgan turtkidan sezadi. Tebranishning asosiy sababi yo'lining notekisligi, rui tortiqdari o'chamlarining noto'g'ri belgilanmani va g'ildiraklardagi disbalansning paydo bo'lishidir.

Yo'naltiruvchi g'ildiraklarning tebranishi

Yuz berishi mumkin.

harakatning buzilishi va haydovchining tez charchash kabi ko'ngilsiz vogalar ko'rsatkichlarning qiymati o'zgarsa, shinning tez yeyilishi, turg'un belgilanadi va ishlatish vaqtda qar'iy nazorat ostida bo'ladi. Agar Yuqorida ko'rib o'tilgan ko'rsatkichlar har bir mashina uchun alohida neytral holati buzilmaydi.

g'ildirakdagi moment qarama-qarshi bo'lgani uchun bunda g'ildiraklarning harakat vaqtda g'ildiraklarning yonaki surilishi paydo bo'ladi. Natijada paydo bo'lgan M moment A masofani kattalashtirishga harakat qiladi. Ikkala Harakat vaqtda g'ildiraklarning yonaki surilishi paydo bo'ladi. Natijada roslanadi.

farq 6...8 mm atrofida bo'lib yuk va yengil avtomobillarda bu ko'rsatkich bu yaqinlashuv g'ildiraklar orasidagi masofalar farqi $V - A$ bilan aniqlanadi. Bu Oldingi g'ildiraklarning yaqinlashuvi γ 52-chizmada ko'rsatilgan. Lekin ko'pincha bo'lmaydi. Bu burchak asosan 0...20 atrofida o'rnatiladi.

burchak shunchalik oz bo'ladi. Shuning uchun yengil avtomobillarda bu burchak momentni yuzaga kelтиради. Shinning elastikligi qancha ko'p bo'lsa, bu Yelkaning paydo bo'lishi g'ildirak neytral holatidan og'ganda turg'unlovchi joylashadi. Natijada g'ildirak markaziga nisbatan a yelka hosil bo'ladi. bilan kesishgan nuqasi g'ildirakning geometrik vertikal o'qidan oldinda belgilanadi. Bu qiyalik musbat bo'lganda shkvoren o'qining harakat yuzasi Shkvorennning bo'ylanma qiyaligi 51-chizmada ko'rsatilgan, u β_2 bilan Bu burchak 4...60 atrofida bo'lib, u roslanmaydi.

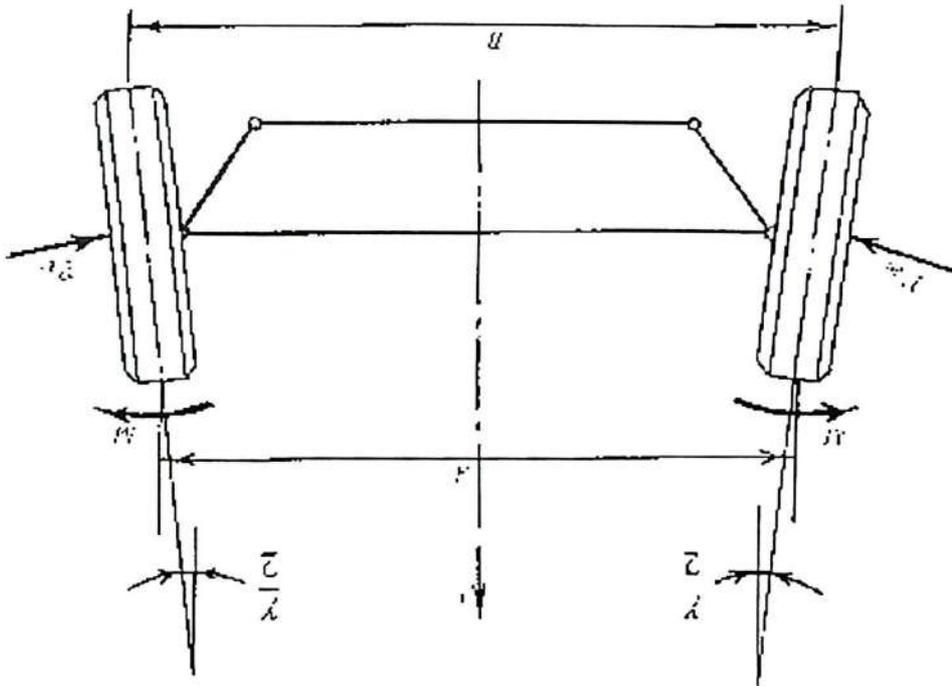
natijasida tushayotgan og'irlik g'ildirak turg'unligini saqlashga harakat qiladi. holatidan og'ir shu g'ildirak o'qining ko'tarilishiga sabab bo'ladi. Ko'tarilish so'ng avvalgi neytral holatiga qaytishini ta'minlaydi. Chunki g'ildirakni neytral bilan o'rnatiladi (50-chizma). Bu burchak asosan, g'ildirakning burilishidan Shkvorennning ko'ndalang qiyaligi uni β_1 burchakka ichkariga og'dirish

esa, roslanadi. Avtomobillarda $\alpha = 0...1,5^\circ$; traktorlarda $\alpha = 3^\circ$.

1. Boshqariluvchi g'ildirakni o'rnatish ko'rsatkichlari.
2. G'ildirakni og'maligini tushuntiring.
3. Shiftening ko'ndalang va bo'ylama qiyaligini tushuntiring.
4. Oldingi g'ildiraklarni yaqinlashuvini tushuntiring.
5. Barcha ko'rsatkichlarni rostanishi to'g'risida aytib bering.
6. G'ildirakning tebranishi nima va unga ta'sir etuvchi omillar?

Nazorat uchun savollar

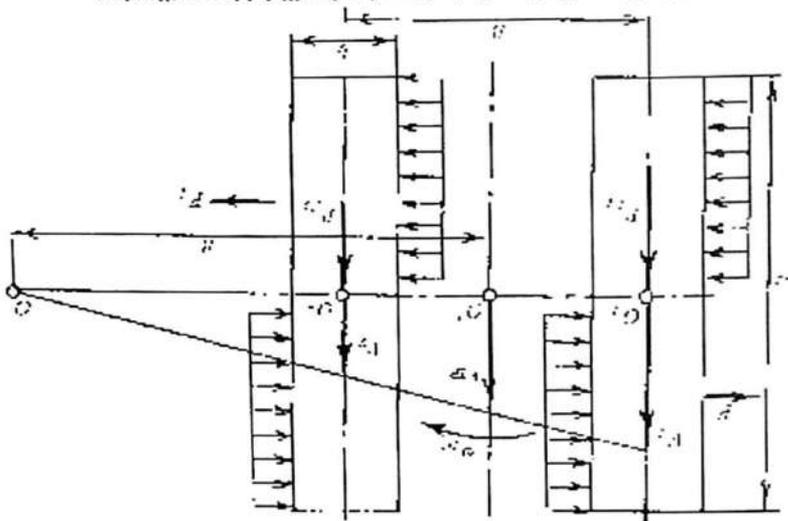
52-chizma. G'ildiraklarning yaqinlashuvi.



Zanjirli traktorlarning burilishi g'ildirakli traktorlarning burilishidan farq qiladi. Shuning uchun bu traktorlarning burilish kinematikasi bilan mukammal tanishamiz. Ishni osonlashtirish maqsadida quyidagi shartlarni qabul qilamiz:

1. Burilish paytida traktorlarning tezligi nisbatan kam bo'lganligi uchun inversion kuchlarining miqdori kichik, shuning uchun ular hisobga olinmaydi.
2. Zanjirning tayanch yuzasi bo'ylab hosil bo'layotgan bosim epyurasi bir xil.

Pritsepsiz hamda tezligi yuqori bo'lmagan zanjirli traktorning burilishi biror o'q atrofiga aylanishdan iborat. Bu o'q zanjirning o'rtasidan o'tkazilgan tekislikda yotadi (53-chizma). Bu nuqta burilish o'qining harakat tekisligidagi proyeksiyasi. Bu nuqtani shartli ravishda burilish markazi deb ataymiz. Burilish markazidan traktorning bo'yлама simmetrik o'qigacha bo'lgan masofa *burilish radiusi* deb ataladi va *R* harfi bilan belgilanadi.



53-chizma. Pritsepsiz traktorning burilish kinematikasi va dinamikasiga oid shakl.

Burilish vaqtida traktorning ichki va tashqi yetakchi yulduzchalarini ikki xil tezlikda aylantiradi, ya'ni ichki zanjir sekinroq, tashqi zanjir esa tezroq harakat

ishlatiladi. Bu mexanizmlarning ayrim xususiyatlarini ko'rib o'tamiz. Bulardan zanjirli traktorlarda planctar mexanizm va burish muftasi

1. *Differensial mexanizm.*
2. *Planctar mexanizm.*
3. *Burish muftasi.*

o'rnatiluvchi burish mexanizmlari ta'minlaydi. Bular quyidagilar:

$$P = \frac{B}{R} = \frac{2(n_1 - n_2)}{n_1 + n_2}.$$

Agar burilishning nisbiy radiusini hisobga olsak,

$$R = B \frac{2(n_1 - n_2)}{n_1 + n_2}.$$

yoki

$$\frac{v_1}{n_1} = \frac{v_2}{n_2} = \frac{\omega_{tr}(R + 0,5B)}{\omega_n(R - 0,5B)}$$

Zanjirli traktorlarning burish mexanizmlarini tanlashda asosan burilish radiusi bilan yetakchi yarim o'qlarning aylanishlar chastotasi orasidagi bog'lanishni bilish zarur. Bu bog'lanish shataksirash bo'lmagan sharoit uchun quyidagicha:

bu yerda: B – traktor koljasi;

$$v_1 = \omega_n(R + 0,5B); \quad v_2 = \omega_n(R - 0,5B),$$

Shataksirash va sirpanish yo'q bo'lganda har bir zanjirning ilgariilanna tezligi Burilish vaqtida har bir zanjir uchun ilgariilanna tezlik mavjud bo'ladi.

$$\omega_n = \frac{v_{tr}}{R}.$$

Quyidagicha aniqlanadi:

Traktorning burilish vaqtida tezligi ma'lum bo'lsa, uning burchak tezligi qo'yiladi.

harakatlanayotgan zanjir esa susi zanjir deb ataladi. Ilgariilannuvchi zanjir parametrlari indeksiga 1, susi zanjir parametrlari indeksiga esa, 2 raqami qiladi. Shuning uchun tez harakatlanayotgan zanjir ilgariilannuvchan, sekin

Burilish paytida quyosh shesternasining tormozi bo'shatib yuboriladi, yarim o'qlardagi tormozlar esa tortiladi. Burilish radiusining kattaligi shu tormozlarning bo'shatilish va tortilish darajasiga bog'liq.

Planetar mexanizm boshqa burilish mexanizmlari singari tez-tez rostlanishni talab qilmaydi va burilish vaqtida dvigatelga eng kam zo'rliqish tushiradi.

Traktorni burilish vaqtida burilish muftasidan foydalanish ham keng tarqalgan. Burilish vaqtida traktorning tezligi kamayadi, lekin ilgari yanuvchi

soni.

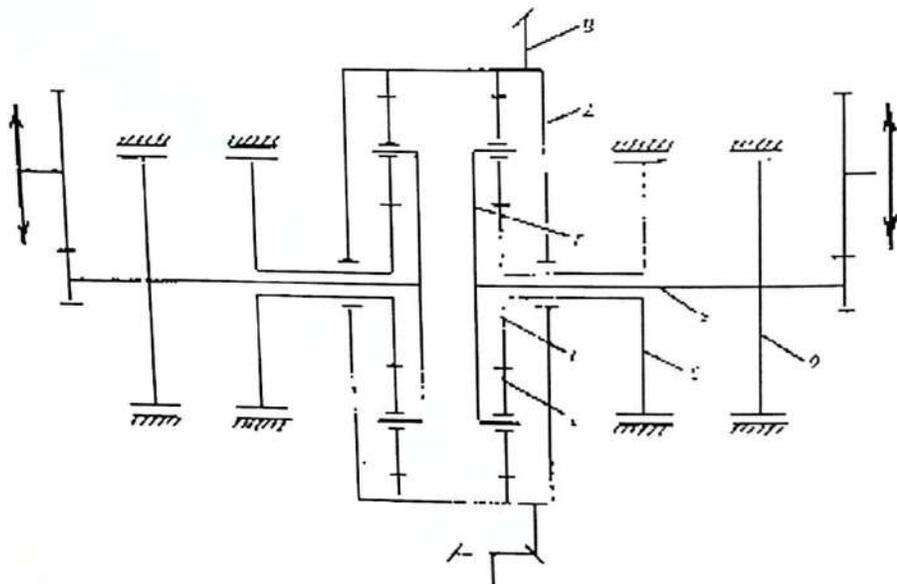
Bu yerda: Z_1 - tojimon shesternaning tishlar soni; Z_k - quyoshimon shesternaning tishlar

$$i_{II} = \frac{Z_1}{Z_1 + Z_k}$$

uzatishlar soni quyidagiga teng:

Traktorning to'g'ri chiziqli harakatida tormozlar (6) qo'yib yuborilgan, tormozlar (3) esa, tortilgan holda turadi. Bu vaqtda planetar mexanizmining

54-чузма. Планетар бурлиш механизми тракторнинг опра кўприги.



osonlashtirish uchun yarim o'qlarga ham lentali tormozlar (6) o'rnatilgan. Satelitlar bir tomondan quyoshimon shesternaya bilan tishlashsa, ikkinchi tomondan planetar mexanizm (7)ning qutisi ichidagi tojimon shesternaya bilan tishlashgan. Quti tashqarisida esa, markaziy uzatmaning yetaklanuvchi konussimon shesternyasi (8) o'rnatilgan.

Burilish vaqtida quyidagi omillar qarshilik kuchini hosil qiladi: a) zanjir bilan tuproq orasidagi ishqalanish; b) tuproq qatlamining ezilishi; v) tuproq elementlarining uzilishga bo'lgan qarshiligi.

$$Q_1 = b \cdot n$$

quyidagiga teng:

Bo'ylab bir xil deb qaraladi (98-ifoda). Bu vaqtda burilishga qarshilik kuchi Burilish jarayonini o'rganish vaqtida solishtirma bosim tayanch yuzasi imkon yaratadi.

Inersion kuchlarni hisobga olmaslikka va masalani ancha soddalashtirishga burilish paytida tezlik o'zgarimas deb qaraymiz. Bu esa, yonaki ta'sir etayotgan paytida o'z tezligini o'zgartiradi. Biz bu tezlikning o'zgarishini hisobga olmay, sifatli bajaradi, deb qabul qilamiz. Bundan tashqari, zanjirli traktorlar burilish ikkala burilish mexanizmi traktorning to'g'ri chiziqli harakati va burilishini Zanjirli traktorlarning buriluvchanligini o'rganishda ham ko'rib o'tilgan harakati va sifatli burilishini yaxshi ta'minlaydi.

Ko'rib o'tilgan ikkala burilish mexanizmi traktorning to'g'ri chiziqli o'rtiradi.

Burilish paytida sust zanjirning sirg'inishi va ilgari lanuvchi zanjirning shatakstirashi yuqori bo'ladi. Bu esa, dvigatelga tushayotgan zo'riqishni

bu yerda: η_{ou} – oxirgi uzatmaning foydali ish ko'effitsiyenti.

$$M_1 = \frac{P_{n_2} \cdot r_d \cdot \eta_{ou}}{i_{ou}}$$

quyidagicha aniqlanadi:

Sust zanjirni tormozlash uchun talab qilingan tormoz momenti

$$N_1 = \frac{1000}{P_{n_1} \cdot v_1}$$

Agar sust zanjirni burilish muftasi yordamida butunlay uzib qo'yilisa va go'shimcha ravishda tormozlansa, dvigateldan kelayotgan buruvchi momentning hammasi ilgari lanuvchi zanjirga berilib, undagi urtima tortish kuchi to'g'ri chiziqli harakatdagiga nisbatan ikki marta oshadi. Burilish paytida ilgari lanuvchi zanjirning tezligi o'zgarimaydi, traktorning tezligi esa kamayadi. Ilgari lanuvchi zanjirdagi quvvat quyidagiga teng:

$$v_u = v_1 \frac{R + 0,5B}{R}$$

vaqtidagi v_{tp} tezlik quyidagicha topiladi:

zanjirning tezligi traktorning avvalgi tezligiga teng holda qoladi. Burilish

Bu ifodaning tarkibiga μ kirmagani tufayli M_{bk} ni aniqlash oson, topilgan

$$M_{bk} = \frac{2 \cdot r_p}{B} \cdot (M^1 n_{gus}^1 + M^2 n_{gus}^2) + M^1 n_{gus}^1 + M^2 n_{gus}^2 \cdot$$

bu yerdan,

$$P^{n_1} = \frac{r_p}{M^1 \cdot n_{gus}^1}; \quad P^{n_2} = \frac{r_p}{M^2 \cdot n_{gus}^2},$$

quyidagini yozish mumkin:

Har bir yetakchi yulduzchadagi buruvchi momentni bilgan holda,

$$M_{bk} = 0,5B \left(P^{n_1} + P^{n_2} \right).$$

hosil qilayotgan momentlarining qiymatiga teng, ya'ni:

Bu buruvchi momentlar miqdor jihatdan har bir zanjirdagi P^{n_1} va P^{n_2} kuchlar o'qida M^1 va M^2 buruvchi momentlari tenzodatchiklar yordamida aniqlanadi. Buning uchun traktorning (burilish paytida) har bir yarim bilan aniqlashning analitik usuli yo'q. U ko'pincha tajriba yo'li bo'lgan qarshiligi shuncha yuqori bo'ladi. Burilishga bo'lgan qarshilik og'irliqi gancha ko'p va bazasi uzun bo'lsa, bunday traktorning burilishga traktorning og'irliqi va uning bazasiga to'g'ri proporsional. Traktorning ifodadan ko'rinish turibdiki, burilishga qarshilik qiluvchi moment

$$M_{bk} = 0,5L \cdot F = 0,25\mu \cdot Q \cdot L. \quad (223)$$

hosil qiladi:

Bu kuchlar $0,5L$ yelkada burilishga qarshilik qiluvchi moment M_{bk} ni

$$F = F_1 = q\mu bL = \frac{\mu \cdot Q}{2}.$$

chizmada F va F_1 orgali ifodalangan. Bu kuchlarning miqdori teng. qarshilik qiluvchi shunday kuchdan bittadan hosil bo'ladi. Bu kuchlar 53- etuvchisi bilan almashirsak, zanjirning har bir yarim bo'lagida burilishga Traktor burilishi vaqtida teng taqsimlangan kuchlarni ularning teng ta'sir

$$\mu q = \frac{2bL}{L}. \quad (222)$$

Yuqoridagi omillarining barchasini burilishga bo'lgan qarshilik koefitsiyenti μ hisobga oladi. Bu holda, elementar yuzadagi burilishga bo'lgan qarshilik $\mu q dF$ bo'lib, burilish yo'nalishiga qarama-qarshi yo'nalgan. Tayanch yuzasi bo'ylab teng taqsimlangan qarshilik kuchining miqdori (98) ifodaga asosan quyidagicha aniqlanadi:

(224)

$$F = F_1 + P'' \cdot \sin \gamma''.$$

Burilish qutblarining yangi Xb koordinatasini topish uchun kuchlarni gorizontal tekislikka proyeksionalaymiz:

bo'ladi, ya'ni $P'' \cdot \sin \gamma''$.

2. Traktorning burilishiga qarshilik qiluvchi qo'shimcha kuch paydo nazar, markazi o'q chiziqdan Xb masofaga orqaga siljiydi.

1. Traktorning bosim markazi burilish qaysi tomonga bo'lishidan qat'iy qarshilikning bo'lishi quyidagi o'zgarishlarga sabab bo'ladi:

Burilish radiusi qancha kichik bo'lsa, γ'' shuncha katta bo'ladi. Ilgakkdagi joylashgan. Traktorning burilishi bilan ilgakkdagi kuch γ'' burchakka og'gan. yerdagi ilgakkdagi kuch traktorning markaziy o'q chizig'idan l masofada Pritsepli traktorning burilishiga oid shakl 55-chizmada ko'rsatilgan. Bu

40-§. PRITSEPLI TRAKTORNING BURILISHI

bu yerda: l_{\max} - burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsiyentining maksimal qiymati. Tuproqning turi va holatiga qarab $l = 0,3 \dots 1$ bo'ladi. Tuproqning zichligi orqan sari orib boradi.

$$\mu = \frac{0,925 + 0,15 p}{l_{\max}}$$

qiymatni (223) ifodaga qo'yib μ ni topish mumkin.

Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, burilishga bo'lgan qarshilik koeffitsiyentini μ tuproq turi, traktor konstruksiyasi va traktorning tuproqqa bo'lgan bosimiga, shuningdek, burilish radiusiga bog'liq. Bu koeffitsiyentni topish uchun quyidagi ifoda o'rinni (prof. A.O. Nikitin formulasi):

Ilgkdagi garshilik kuchi gorizontal tashkil etuvchisining maksimal qiymati $F'' \cdot \sin \gamma'' \leq \mu Q$ ga teng. Agar bu kuch μQ dan ortib ketsa, traktorning sirg'anishi ro'yi beradi. Ilgarka kuch gancha ko'p qo'yilsa va traktorning og'irliqi ganchalik kam bo'lsa, X_b shuncha yuqori bo'ladi. Lekin uning maksimal qiymati $X_b = 0,5L$. Agar ilgkdagi kuch $R'' = 0$ bo'lsa, u vaqtda $X_b = 0$. Yangi koordinatani bilgan holda burilishga qarshilik qiluvchi momentni aniqlash mumkin.

$$X_b = L \frac{F'' \sin \gamma''}{2\mu Q}$$

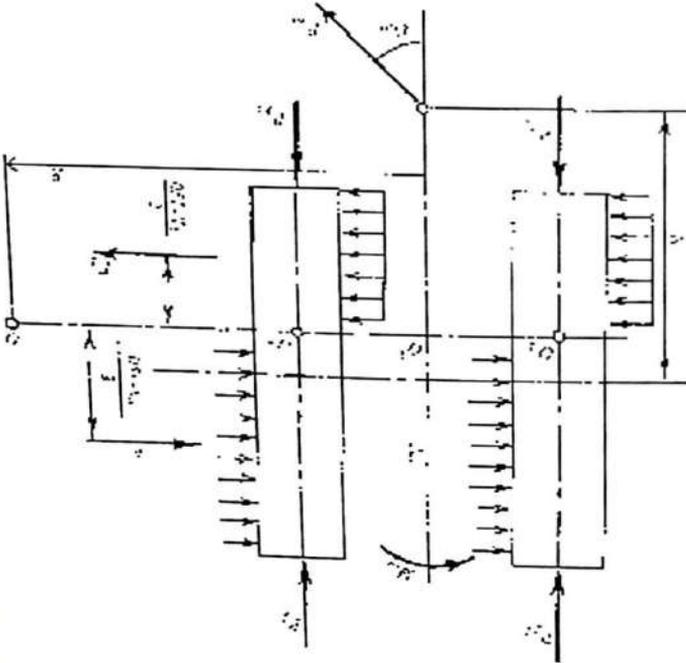
aniqlaymiz:

(98) ifodani hisobga olgan holda (225) ifodani (224)ga qo'yib X_b ni

$$(225) \quad \left. \begin{aligned} F &= 2\mu qb(0,5L + X_b) \\ F_1 &= 2\mu qb(0,5L - X_b) \end{aligned} \right\}$$

Traktor bazasining yuzasi bo'ylab bir xil tarqalgan kuchlarning teng ta'sir etuvchilari quyidagicha aniqlanadi:

55-chizma. Pritsepli traktorning burilish kinematikasi va dinamikasi.



Lekin, P_{y1} va P_{y2} kattaliklar burtish vaqtidagi umumiy P_y kuchning qancha qismini tashkil etishi noma'lum. Uni aniqlash uchun ta'sir etayotgan kuchlarni bo'ylama tekislikka proyeksiyalaymiz:

$$M^b = M^{pb}$$

Demak, printsepti traktorlarda burtish amalga oshishi uchun

$$M^b = 0,5B(P_{y1} - P_{y2})$$

ko'rsatilgan. Shunga asosan burrovchi moment quyidagiga teng:
 bo'lib, burtish paytida bu tenglik buziladi, chunki shu kuchlarning farqi burtish ta'sir qiladi. To'g'ri chiziqli harakat vaqtida P_{y1} va P_{y2} kuchlar bir-biriga teng hamda har bir zanjirida hosil bo'layotgan urinma tortish kuchlari P_{y1} va P_{y2} traktorga yurishga qarshilik qiluvchi kuchlar P_{y1} va P_{y2} ilgakdagi R_{y1} va R_{y2} tasmasidagi urinma P_{y1} va P_{y2} kuchlar ko'rsatilgan. Demak, burtish paytida Bu shaklda yugorida ko'rib o'tilgan kuchlardan tashqari har bir zanjir Burrovchi momentni aniqlash uchun 55-chizma shaklidan foydalanamiz. Uning miqdori burtishga qarshilik qiluvchi momentni aniqlash va uni qanday kattaliklarga bog'liq ekanligini bilish muhim.
 o'rganidik. Ma'lumki, burtish jarayonini amalga oshirish uchun burrovchi moment bo'lishi kerak. Uning miqdori burtishga qarshilik qiluvchi moment M_{bg} dan kam bo'lmashi zarur. Shuning uchun burrovchi momentni aniqlash va Yugorida faqat burtishga qarshilik qiluvchi kuch va momentlarni

41-§. BURROVCHI MOMENT

bu yerda: M^{pb} – traktorning printsept bilan burtishga qarshilik qiluvchi moment.

$$M^{pb} = 0,25\mu \cdot Q \cdot L \left[1 - \left(\frac{2X^b}{b} \right)^2 \right] + P_{y2} \cdot \sin \gamma_{y2} \cdot (l_1 - X^b)$$

Yugoridagi F , F_1 va q ning qiymatlarini hisobga olsak:

$$M^{pb} = 0,5F \cdot (0,5L + X^b) + 0,5F_1 \cdot (0,5L - X^b) + P_{y2} \sin \gamma_{y2} (l_1 - X^b)$$

Burtish $O1$ va $O2$ qutblarga nisbatan sodir bo'ladi:

1. Zanjirli traktorning burlish jarayonini o'ziga xos tomonlari.
2. Burlish markazi va radusini aniqlab bering.
3. Burlish mexanizmlarini sanang va biridan fargini ayting.
4. Planclar mexanizmini shakldan tushuntiring.
5. Burlish jarayoniga ta'sir etuvchi omillar.
6. Burlish jarayoniga tirkalma pritsiplarining ta'sirini ayting.
7. Burlish jarayoniga bosim markazini joylanishini ta'sirini tushuntiring.
8. Buruvchi momentga ta'sir bering.

Nazorat uchun savollar

zanjirdagi P^{n_2} kuch esa ham musbat, ham manfiy bo'lishi mumkin.
Burlish vaqtida tashqi ilgarilama zanjirdagi P^{n_1} kuch musbat, ichki sust olingan.

Bu yerda, $P^{f_1} + P^{f_2} = R_f$; $R_f + R^{n_1} \cdot \cos \gamma^{n_1} = R^{n_2}$ ekanligi hisobga

$$P^{n_1} + 0,5P^{n_2} + \frac{M_{bk}}{B}; P^{n_2} = 0,5P^{n_1} - \frac{M_{bk}}{B}.$$

aniqlaymiz:

Agar oxirgi uch ifodani birgalikda yechsak, P^{n_1} va P^{n_2} ning qiymatlarini

$$P^{n_2} = P^{n_1} + P^{n_2} = P^{f_1} + P^{f_2} + P^{n_1} \cdot \cos \gamma^{n_1}.$$

Avtomobil yomon yo'lda yoki yo'lsiz sharoitda harakatlanganda, g'ildiraklarining dumalashiga bo'lgan qarshiligi ortib ketadi. Bundan tashqari, avtomobil shinasining tuproq bilan ilashishi ham yomonlashadi. Bu esa, avtomobilning harakati uchun sarti bo'lavoyigan quvvatning ortishiga, ish unumini pasayishiga olib keladi. Shuning uchun bunday avtomobillarning dinamik xususiyatlari yuqori bo'lishi yoki yuqori tortish kuchiga va dinamik omilga ega bo'lishi talab qilinadi. Avtomobilning dinamik omili yo'lning kelirtilgan qarshilik koeffitsiyentidan yuqori

TASNIFNING TA'SIRI

43-§. O'TUVCHANLIKKA TORTISH XUSUSIYATI VA TAYANCH-ILASHISH

Avtomobillarning o'tuvchanligi asosan, konstruktiv xususiyatlariga: tortish xususiyati, tayanch-ilashish tasnifi va geometrik parametrlarga bog'liq. Bundan tashqari, o'tuvchanlik avtomobilning manevrchanlikka moslanganligi, turg'unligi va haydovchining mahoratiga ham bog'liq. Chunki mahorati turlicha bo'lgan haydovchilar avtomobilni yo'lsiz sharoitda turlicha boshqaradilar.

Avtomobilni zanjirli va yetakchi ko'prigi uchta va undan ko'p bo'lgan avtomobillar ishlatiladi yoki umuman ishlatilmaydi. Bunday avtomobillarga yarim o'ta yuqori o'tuvchan avtomobillar qishloq xo'jaligida kam kiradi. Qishloq xo'jaligida asosan shu avtomobillar ishlatiladi. Yuqori o'tuvchan avtomobillar notekis yo'llarda yoki yo'lsiz joylarda ishlatiladi, ular qatoriga 4x4, 6x4 yoki 6x6 shakli avtomobillar kiradi. Bular 4x2 shakli avtomobillardir.

Me'yoriy o'tuvchan avtomobillar odatda tekis yo'llarda ishlatiladi.

1. Me'yoriy o'tuvchan avtomobillar.
2. Yuqori o'tuvchan avtomobillar.
3. O'ta yuqori o'tuvchan avtomobillar.

Avtomobilning tekis va notekis yo'llardan yura olish qobiliyati uning o'tuvchanligi deyiladi. Avtomobillar o'z o'tuvchanligi bo'yicha uch guruhga bo'linadi:

Avtomobillarni ishlatish jarayonida u turli sharoitlarda, ya'ni tekis qattiq qoplamali yo'llar, toshloq, botqoqlik, qumloq, adir, qorli yoki muzlagan yo'llarda harakatlantirish mumkin.

42-§. AVTOMOBILLARNING O'TUVCHANLIGI

II BOB. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING YO'L TO'SIQLARIDAN O'TUVCHANLIGI

Bu bosim avtomobil turiga va shinning vazifasiga qarab turlicha bo'ladi. Yengil avtomobillar yetakchi g'ildiragining bosim 0,22...0,33 MPa, Yetaklanuvchi g'ildiragidagi bosim esa, 0,200...0,280 MPa bo'lishi kerak. Yuk avtomobillarining yetakchi g'ildiragidagi bosim 0,35...0,8 MPa, yetaklanuvchi g'ildiraklardagi bosim esa, 0,300...0,600 MPa.

$$P = \frac{F_x}{O_e}$$

Yengil 4x2 shakli avtomobillarda bu ko'rsatkich 0,5; 4x2 shakli avtomobillarda 0,6...0,8; hamma g'ildiraklari yetakchi bo'lgan yuk avtomobillarda bu ko'rsatkich 1 ga teng.

Bundan tashqari, yetakchi g'ildirakning tuproq bilan ilashishida shinning naqshlari va bosimi ham muhim rol o'ynaydi. Shina bosimi yuqori bo'lsa, uning deformatsiyalanishi kam, demak, tuproq yoki yo'l bilan ta'sir yuzasi kam bo'ladi. Bu esa shinning ilashish xususiyatlarini yomonlashtiradi. Agar bosim kichik bo'lsa, shinning deformatsiyasi ortadi, natijada ta'sir yuzasi ko'payadi. Bunday hollarda dumalashga bo'lgan qarshiligi ortib ketadi. Shuning uchun shinning bosimi va tuproq bilan ta'sir yuzasi orasida ma'lum darajada munosabat bo'lishi shart.

Shinning harakat yuzasiga ko'rsatayotgan bosimi shu shingaga tushayotgan traktorning og'irligini ta'sir yuzaga bo'lgan nisbati bilan belgilanadi:

$$\lambda_\phi = \frac{O_\phi}{O_H}$$

foydalanish ko'rsatkichi deyiladi:

avtomobilning umumiy og'irligiga nisbati ilashish og'irligidan avtomobilning og'irligi ilashish og'irligi deyiladi. Ilashish og'irligi O_ϕ ni avtomobilning og'irlikning fagat shu qismigina ishtirok etadigan g'ildiraklarning tuproq bilan ilashishda ishtirok etayotgan (yo'l)ning ilashishda og'irlikning fagat shu qismigina ishtirok etadi.

g'ildiraklar to'g'ri keladi. Demak, yetakchi g'ildirak bilan tuproq o'qi 4x2 shakli avtomobillar umumiy og'irligining 75...80 foiz yetakchi g'ildiragiga tushayotgan og'irligining qiymatiga bog'liq. Ma'lumki, ikki yetakchi g'ildiraklar bilan tuproqning ilashishi avtomobilning shataksiraydi va avtomobillarining o'tuvchanligi pasayadi.

kuchidan to'liq foydalanib bo'lmaydi, natijada yetakchi g'ildiraklar yomon bo'lsa, yetakchi g'ildirakda hosil bo'layotgan urtima tortish yetakchi g'ildirak bilan tuproqning ilashishi cheklab qo'yadi. Ilashish o'tuvchanlikni ko'pincha kerakki, o'tuvchanlikni ko'pincha

Chunki yumshoq tuproqda shinning bosimini nisbatan orttirish kerak. Bu qiymatda ushlab turish uchun shinning bosimini o'zgartirib turish lozim. Ishlaydi. Bu avtomobillarda ilashish xususiyatlarini doimo talab qilingan Qilsoq xo'jaligida ishlatiluvchi avtomobillar har xil yo'l sharoitida

Avtomobil yo'lsiz sharoitlarda harakatlanganda o'tuvchanlikning geometrik parametrlari muhim ahamiyatga ega. O'tuvchanlikning geometrik parametrlari quyidagilar (56-chizma):

1. O'tuvchanlikning oldingi burchagi $-\beta_1$.
2. O'tuvchanlikning orqa burchagi $-\beta_2$.
3. O'tuvchanlikning bo'y lama radiusi $-p_1$.
4. O'tuvchanlikning ko'ndalang radiusi $-p_2$.
5. O'tuvchanlik oraligi h .

O'tuvchanlikning oldingi burchagi avtomobil oldinga harakatlangan vaqtda oldingi eng chekka nuqtasining qiyalikka tegmay chiqib keta olishini ta'minlaydi. Bu burchakning kattaligi avtomobilning eng oldingi nuqtasidan oldingi g'ildirakka urinma o'tkazish bilan aniqlanadi.

44-§. O'TUVCHANLIKNING GEOMETRIK PARAMETRLARI

1. O'tuvchanlik tushunchasi nima?
2. O'tuvchanlik ko'rsatkichi bo'yicha avtomobillar qanday guruhlarga bo'linadi?
3. O'tuvchanlikni belgilovchi shakllarni tushuntiring.
4. O'tuvchanlikni belgilovchi konstruktiv xususiyatlarni aytib bering.
5. Ilashish og'irligi deb nimaga aytiladi? Uni orttirishning qanday uslublari mavjud?

Nazorat uchun savollar

esa, shinalarning bosimini avtomatik boshqarib turuvchi moslamaning bo'lishini talab qiladi.

Sirg'anchiq yo'llarda avtomobillarining o'tuvchanligini orttirish uchun ko'pincha shinalarga zanjirlar bog'lanadi. Yumshoq yerda ishlaydigan avtomobillarining o'tuvchanligini orttirish uchun esa, odatda, keng profilli shinalar ishlatiladi.

Bundan tashqari, avtomobil yurish qismining konstruksiyasi ham uning o'tuvchanligini oshiradi. Mustaqil osmalarning qo'llanilishi, oldingi va orqa g'ildiraklar izlarining bir-biriga mos kelishi aytilganlarga misol bo'la oladi.

Avtomobilning eng pastki nuqtasidan harakat yuzasigacha bo'lgan masofa *o'tuvchanlik oraliq'i* deyiladi. Bu masofa avtomobil o'ta olishi kerak bo'lgan to'siqning balandligini belgilaydi. Oddiy o'tuvchan 4x2 shaklli avtomobillarda $h=150...220$ mm, o'rtaacha o'tuvchan 4x4 shaklli avtomobillarda $h=180...270$

O'tuvchanlikning oraliq'i h ham uning asosiy parametrlaridan biridir. O'tuvchanlikning oraliq'i h ham uning asosiy parametrlaridan biridir. radiusi orqali aniqlanadi.

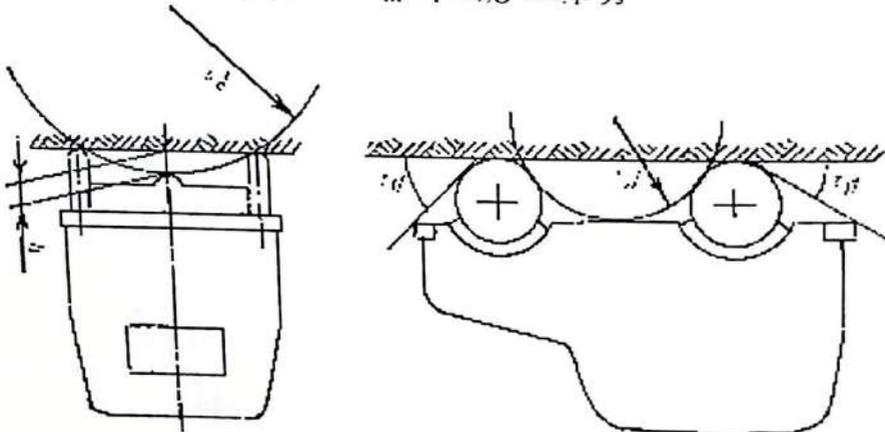
O'tuvchanlikning ko'ndalang radiusi avtomobil o'ta olishi mumkin bo'lgan to'siqning shaklini belgilaydi. Radius kattaligi avtomobilning eng pastki nuqtasi bilan ikkala g'ildirakka urtima qilib o'tkazilgan aylananing radiusi orqali aniqlanadi.

Avtomobillar	R_1 , gradus	R_2 , gradus
Oddiy o'tuvchan yengil avtomobillar	20...30	15...20
Oddiy o'tuvchan yuk avtomobillar	40...50	20...40
Yuqori o'tuvchan avtomobillar	45...50	35...40

2-jadval

O'tuvchanlikning orqa burchagi avtomobil orqaga harakatlangan vaqtda chekka nuqtasining qiyalikka tegmay ko'tarila olishini ta'minlaydi. Bu burchakning qiymati orqa eng chekka nuqtadan orqa g'ildirakka urtima o'tkazish bilan aniqlanadi. Zamonaviy avtomobillarining o'tuvchanlik burchaklari quyidagi jadvalda keltirilgan:

56-chizma. O'tuvchanlik parametrlari.



1. O'tuvchanlikning geometrik parametrlarini tushuntiring.
2. O'tuvchanlik oraliq'i deb nimaga aytiladi?
3. O'tuvchanlikni belgilovchi sifatlarga nimalar kiradi? har birining ahamiyatiga to'xtalimg.

Nazorat uchun savollar

Oldingi va orqa g'ildiraklar izlarining bir-biriga mos kelishi avtomobilning harakatiga qarshilik qiluvchi kuchlarni kamaytiradi. Chunki yumshoq yerda harakat qilayotgan g'ildirakka qarshilik tuproqning deformatsiyasi natijasida hosil bo'ladi. Agar oldingi g'ildirak hosil qilgan izdan orqa g'ildirak yursa, shu qarshilik nisbatan kamayadi va o'tuvchanlik ortadi. Shuning uchun g'ildirak shaklasi 4×4 bo'lgan o'tuvchan avtomobillarda oldingi va orqa g'ildirak izlari bir-biriga mos keladi.

Avtomobilning yomon yo'l sharoitida tekis harakat qila olishi ham foydalanishga imkon beradi, natijada g'ildiraklarning shataksirashi kamayadi. zarur. Bu esa g'ildirakka ta'sir etayotgan vertikal kuchdan samarali amortizator har qanday sharoitda g'ildirakning vertikal holatini ta'minlashi mostlanganligi ham o'tuvchanlik sifatini yaxshilaydi. Chunki osma yoki Osma va amortizatorlar konstruksiyasi, ya'ni ularni yo'l sharoitiga ko'p bo'lgan differensial mexanizmlari ishlatiladi.

Avtomobil nam tuproqda va shunga o'xshash yerlarda harakatlananda yoki biror yetakchi g'ildirak to'siqqa tiqilib qolganda, differensial mexanizmi o'tuvchanlikka salbiy ta'sir etadi. Chunki bu mexanizm shataksirayotgan g'ildirakka buruvchi momentni o'tkazmaydi. Natijada loy yoki yumshoq yerda g'ildirak shataksiraydi; avtomobilning harakati suslashadi va o'tuvchanlik pasayadi. Bu holni yo'qotish uchun avtomobillarda ishqalanishi

1. Differensial burtish mexanizmi.
2. Osma va amortizatorlar.
3. Transmissiya konstruksiyasi.
4. Oldingi va orqa g'ildiraklar koleyasi.

Avtomobilning quyidagi mexanizmlari o'tuvchanlikning sifatini belgilaydi:

45-§. AVTOMOBIL KONSTRUKSIYASINING O'TUVCHANLIKKA TA'SIRI

mm, yuqori o'tuvchan avtomobillarda $h=400 \dots 500$ mm.

holda: $B = m \cdot n$.

Agar ichki va tashqi himoya zonasining kengligi o'zaro teng bo'lsa, u

bu yerda: B — g'ildiraklar koleyasi, b — g'ildiraklar kengligi, m — qator oraliqi, n — g'ildiraklar orasidagi o'simliklar qatorining soni.

$$C^T = \frac{m(n+1) - (B+b)}{2}; \quad C^n = \frac{(B-b) - m(n-1)}{2},$$

quyidagicha aniqlanadi:

tashqarisidagi himoya zonasining kengligi C_1 , ichkarisidagi kengligi C_2 , o'simlikka ishlov berishda himoya zonasi qoldiriladi. g'ildirakning konstruksiyasi agrotexnika talablar asosida hisoblanadi.

Qator oralarida ishlash, baland bo'yi o'simliklarga ishlov berish ham o'tuvchanlikning ko'rsatkichlaridan biridir. Shuning uchun traktorlar ishlatiladigan traktorlar o'ta yugori o'tuvchan traktorlar hisoblanadi.

kiradi. O'ta og'ir sharoitlarda oz yuk ko'taradigan va bo'liqlarda Bo'liqlikda ishlaydigan traktorlar yugori o'tuvchan traktorlar qatoriga gatoriga kiradi. Ularning yo'l oraliqi $h=250...350$ mm.

Umumiy ishlatilgan traktorlar oddiy o'tuvchan traktorlar

3. O'ta yugori o'tuvchan traktorlar.

2. Yugori o'tuvchan traktorlar.

1. Oddiy o'tuvchan traktorlar.

Zanjirli traktorlar uch xil o'tuvchanlikka ega:

traktorlar shakli esa, 4×4 bo'ladi.

Oddiy o'tuvchan traktorlarning g'ildirak shakli 4×2 ; yugori o'tuvchan

2. Yugori o'tuvchan traktorlar.

1. Oddiy o'tuvchan traktorlar.

ega:

navbatida, o'tuvchanlikni o'rtiradi. g'ildirakli traktorlar ikki xil o'tuvchanlikka traktorlarning torish-ilashish xususiyatlarini oshirish zarur. Bu esa, o'z yomonlashishi tufayli ham kamayadi. Bunday sharoitlarda ishlayotgan pasaytiradi. Bundan tashqari, bu ko'effitsiyent traktor o'tuvchanligining sharoitlar ta'sir etadi. Bu esa traktorning torish foydali ish ko'effitsiyentini davom etadi. Shuning uchun tuproqning mexanik xususiyatlariga meteorologik sharoitlar ta'sir etadi. Bu esa traktorning torish foydali ish ko'effitsiyentini davom etadi. Shuning uchun traktorlarni ishlatish erta bahordan kech kuzgacha

Qishloq xo'jaligida traktorlarni ishlatish holati bilan bog'liq.

Chunki ularning o'tuvchanligi tuproqning o'tuvchanligi yugori bo'lishi zarur. sharoitlarda ishlatilgan traktorlar nisbatan yomon yo'l

Yengil avtomobillarda $\mu^m = 6,5 \dots 7,5$ yuk avtomobillarda $\mu^m = 4 \dots 5$.

Ressorlangan massa ko'paytiriladi, natijada koeffitsiyent μ^m ortadi. Shuncha yaxshi bo'ladi. Ressorlangan massani kamaytirish hisobiga Bu μ^m koeffitsiyent qancha yuqori bo'lsa, mashinaning ravon yurishi

parametr.

bu yerda: m_1, m_2 - oldingi va orqa g'ildiraklarning ressorlangan massalarini hisobga oluvchi

$$\mu^m = \frac{m'}{m}; \quad m' = m_1 + m_2,$$

aniqlanadi:

bilan belgilasak, mashinaning ressorlanganlik koeffitsiyenti μ^m quyidagicha kam bo'ladi. Agar avtomobilning massasini m , ressorlangan massasini m' ishlatilmagani uchun ularda tebranish yuk avtomobillardagiga nisbatan doim Yengil avtomobillarda erkin osmalar qo'llanilib, qattiq amortizatorlar bo'lgan chegaradan ortmasligi kerak.

avtomobillarning tebranishi odamning organizmi qabul qila olishi mumkin 350...450 marta yetsa, kishi tez toliqadi. Shuning uchun barcha zamonaviy ko'nikishi mumkin. Bundan ortig'i esa odamni charhatadi. Agar tebranish Odam organizmi shu tebranish chastotasiga moslashgan bo'lib, unga osongina vaqtda minutiga 70...120 marta tebranadi. Bu uning yurish tezligiga bog'liq. Tebranishga asosan, yo'lning notekisligi sabab bo'ladi. Odam yurish ekspluatsion talablardir.

darajada yaxshilash zamonaviy traktor va avtomobillariga qo'yilayotgan asosiy Shuning uchun tebranishni kamaytirish, yurish ravonligini maksimal toliqiradi.

Traktor va avtomobillarning tebranmay ravon harakat qilishi ularning ish unumi va o'rta tezligini ortiradi, xizmat muddatini ko'paytiradi, yonilg'i sarfini kamaytiradi va eng muhimi, haydovchi va yo'lovchilarni kamroq

47-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLARNING TEBRANISHI VA BU TEBRANISHNI SO'NDIRISH

1. Traktorlar o'tuvchanligining o'ziga xos tomonlarini aytib.
2. g'ildirakli traktorlar o'tuvchanlik ko'rsatkichi bo'yicha qanday guruhlarga bo'linadi?
3. Zanjirli traktorlarning o'tuvchanlik guruhlari aytib. har birini tushuntirib.

Nazorat uchun savollar

$$C = \frac{Z}{O} = \frac{C^p + C^{sh}}{C^p \cdot C^{sh}}$$

U vaqtda osmalarning umumiy qattiqligi

$$z = z^{sh} + z_0 = \frac{C^p}{O} + \frac{C^{sh}}{O}$$

osmalarning ezilishini z_0 desak, umumiy ezilish:

Agar avtomobilning og'irligi z fayli shinning ezilishini z^{sh} , K_1 , K_2 -oldingi va orqa amortizatorlarning qarshilik koeffitsiyentlari.

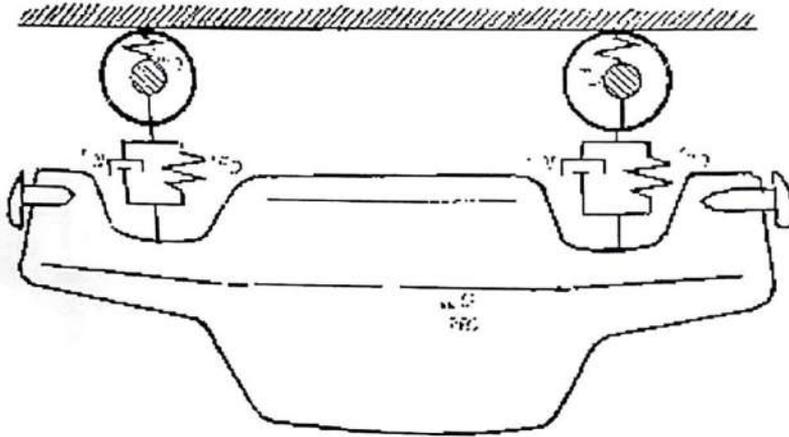
koeffitsiyentlari; C^{sh1} , C^{sh2} -oldingi va orqa shinalarning biktirik koeffitsiyenti;

chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda, C^{p1} , C^{p2} oldingi va orqa osmalarning biktirik

Bo'yama va burchak tebranishlarni so'ndiruvchi moslamalar tizimi 57-so'ndirishga mo'ljallangan.

so'ndiruvchi moslamalar (amortizatorlar) asosan shu tebranishlarni burchak tebranishlaridir. Shuning uchun avtomobillarga qo'yilgan tebranishni tebranishlarning eng asosiy avtomobilning harakat o'qi bo'yab bo'yama va bir koordinata o'qi bo'yab bo'yama va burchak tebranishlaridir. Bu Umumiy mashina fazoda tebranishning oltita erkinlik darajasiga ega. Bular har eishi mumkin (egatlarga qo'ndalang harakatlanib ishlov berish vaqtida). kam bo'ladi. Ularning tebranishiga egatlarning balandligi va kengligi ta'sir Traktorlar ko'pincha yumshoq yerda ishlagan uchun uning tebranishi

57-чуз. Юриш раванлигини ўраниш.



Yuk avtomobillarining ravon yurishini o'rtirish uchun ularni doim nominal yuklash kerak. Bu holda, m parametrik yukning hisobiga ortadi va natijada μ^m ham ortadi.

Tebranishlar asosan amortizatorlar yordamida so'ndiriladi. Amortizatorlar avtomobillarda g'ildirak bilan ramaning o'rtasiga o'rnatiladi. Amortizatorlar bilan jihatlanmoqda.

Traktorlarda osmalar vazifasini shinalar o'taydi. Faqat transport traktorlarining oldingi ko'priği osma bilan jihatlanishi mumkin. Yurish ravonligini asosan, bosimi kamaytirilgan shinalar ta'minlaydi. haydovchi toliqmasligi uchun hozirgi traktorlarda haydovchining kursisi prujinali osma

Demak, osma gancha yumshoq bo'lsa, tebranish chastotasi shuncha kam bo'ladi. Shuning uchun yengil avtomobillarda tebranish kam bo'lishi uchun yumshoq osmalar qo'llaniladi.

$$U \text{ holda, } \omega^2 = \frac{g}{z^n}$$

umumiy ezilishi.

bu yerda: C^p - oldingi va orqa osmalarning umumiy qat'iqiligi; z^p - oldingi va orqa osmalarning

$$C^u = \frac{z^u}{g}; \quad m = \frac{g}{g}$$

Lekin

$$\omega = \sqrt{\frac{m}{C^{p_1} + C^{p_2}}}; \quad C^{u_1} + C^{u_2} = C^u$$

Agar oxirgi ifodani garmonik tebranuvchi jarayon qonuni bilan solishtirsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

bu yerda: t - tebranish boshlangandan so'ng o'tgan vaqt.

$$F = A \cdot k \sin \sqrt{\frac{m}{C^{p_1} + C^{p_2}}} \cdot t$$

yo'zish mumkin:

Tebranish so'nuvchi bo'lgani uchun yuqoridagi ifodani quyidagicha

bu yerda: F - og'irlik markazining berilgan vaqtda neytral holidan siljishi.

$$\frac{d^2 F}{dt^2} + (C^{p_1} + C^{p_2}) \phi = 0,$$

Tebranish faqat bo'ylama bo'lganligi uchun u quyidagi qonunga bo'ysunadi:

bu yerda: T - tebranish davri; ω - siklik jarayonning burchak tezligi.

$$n = \frac{T}{60}; \quad T = \frac{2\pi}{\omega}$$

Agar avtomobil erkin tebransa, uning chastotasi quyidagicha aniqlanadi:

1. Traktor va avtomobillarning tebranishini kamaytirishning foydali tomonlarini aytib bering.
2. Tebranishni so'ndiruvchi moslamalarni sanang.
3. Shinaning ressorlangan koeffitsiyentiga ta'rif bering. Tebranish dekkremeni nima?
4. Traktorlarda tebranish qayerda so'ndiriladi, avtomobillarda-chi?

Nazorat uchun savollar

bu yerda: A_1, A_2 - tebranishning dastlabki va oxirgi davridagi amplitudalari.

$$D_t = \frac{A_1}{A_2}$$

aniqlanadi:

tebranishlar dekkremeni degan kattalik orqali belgilanadi va u quyidagicha Amortizatorlar tebranishning turli ketma-ket davrida tebranish amplitudasini samarali ravishda so'ndirib boradi. So'ndirishning intensivligi boshqalar.

har xil bo'lishi mumkin: prujinali, ressorali, gidravlik, qaytishqoq rezina va

Dinamik koeffitsiyent $K_p = 4 \dots 5$ ga teng.

Traktor yoki avtomobil biror to'siqdan o'shib o'tish paytida ham dinamik zo'rqi'sh hosil bo'ladi. Bu zo'rqi'shning miqdori mashina tezligi, to'siq balandligi va shakli, shinning biktligi va transmissiya elementlarining konstruksiyasiga bog'liq.

Eng katta dinamik zo'rqi'sh mashinning tezlanish bilan o'rindan siljish paytida hosil bo'ladi. Zo'sil bo'layotgan inersion zo'rqi'sh

$$K_p = \frac{M_{st}}{M_{dm}}$$

dinamik koeffitsiyent K_p ko'rsatadi:

ta'siri ostida hosil bo'lgan zo'rqi'shdan bir nechta mara katta ekanligini ko'rsatadi. Statik zo'rqi'shning dinamik zo'rqi'shdan kichikligini moment M_{st} yoki yurish qismining ilashishi bo'yicha moment M_{ϕ} tadqiqotlar chekli dinamik zo'rqi'sh qiymati dvigatekning burovchi maksimal zo'rqi'sh *chekli dinamik zo'rqi'sh* deyiladi. O'tkazilgan ilmiy kuilimlarda garshilik paydo bo'lganda hosil bo'lishi mumkin. Bunday avtomobilni o'rindan tezda siljiti'ganda, shig'ov harakat paytida yoki zo'rqi'sh ostida ham hisoblanadi. Bunday yuqori zo'rqi'sh traktor yoki davrida ko'ngilsiz vogalar yuz bermasligi uchun) ular eng yuqori Detallarining mustahkamligi yecarli bo'lishi uchun (ekspluatatsiya davrida yuqoridagi usul bo'yicha hisoblash bilan cheklanilmaydi. hisoblashda taxminiy gabul qilinadi. Lekin mashinalarni loyihalash Bu koeffitsiyentning qiymati statik kuchlanishlar bo'yicha bu yerda: σ^{ch} - chekli kuchlanish.

$$K = \frac{[\sigma]}{\sigma^{ch}}$$

koeffitsiyentni quyidagicha bo'ladi:

moment M_{ϕ} dir. Bu vaqtda detallarni kuchlanish bo'yicha ehtiyot traktor yoki avtomobil yurish qismining tuproq bilan ilashish bo'yicha olinadi. Birinchisi, dvigatekning burovchi moment M_{ϕ} , ikkinchisi, hisoblashda shu detalga qo'yilayotgan faqat ikki xil moment hisobga statik kuchlanishlari hisobga olinar edi. Statik kuchlanishlar bo'yicha Transmissiya detallarini mustahkamlikka hisoblashda ularning

48-§. TRANSMISSIYA MEXANIZMLARINING ISHLASH REJIMI

12 BOB. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR SHASSINING HISOB

Tishlashish muftasi 58-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda, 1-maxovik, 2-qarab bir diskli va ko'p diskli bo'lishi mumkin. Ikki diskli friksion Tishlashish muftalari uzatayotgan burovchi momentning kattaligiga avtomobillarda friksion diskli tishlashish muftalari qo'llaniladi.

Tishlashish muftasining asosiy o'zhamilari. Zamonaviy traktor va hisoblaganda bajarilishi mumkin.

tanlanganda, ishqalanishga va issiqlikka chidamilligi to'g'ri Yuqoridagi talablar tishlashish muftasining o'zhamilari to'g'ri issiqlikka chidamli bo'lishi kerak.

5. Tishlashish muftasining ishqalanuvchi qismlari kam yeyilishi va detallarining inersiyasi minimal qiymatga ega bo'lishi lozim.

4. Tishlashish muftasi ajralgandan so'ng mufta va uzatmalar qutisi transmissyaya birlamchi valining ajratish vaqti minimal bo'lishi kerak.

3. Tishlashish muftasini ajratish vaqtida dvigatel vali bilan borishi shart.

2. Tishlashish muftasini qo'shish paytida moment bir tekis ortib zarur.

validan uzatmalar qutisining birlamchi valiga to'laligicha uzatilishi

1. Tishlashish muftasi qo'shilgan paytda, traktor yoki avtomobilning ishlash sharoitidan qat'i nazar, burovchi moment dvigatel quyidagi talablar qo'yiladi:

Traktor va avtomobillarda ishlatilayotgan tishlashish muftasiga

49-§. TISHLASHISH MUFTASINING HISOB

mukammal to'xtalamiz.

Quyida transmissyaya mexanizm va detallarining hisobiga

4. *Mexanizmlarni boshqarishning qulayligi va boshqalar.*

3. *Mexanizmlarning foydali ish ko'rsatishini yuqoriligi.*

2. *Mexanizmlarga qarov o'tkazish va rosilashning qulayligi.*

1. *Kam yeyilgan holda uzog vaqt va ishonchli ishlashi.*

qo'yiladi:

hisobga olgan holda, transmissyaya mexanizmlariga quyidagi talablar

gidrotransformatlar esa, butunlay kamaytirishi mumkin. Bu faktorlarni

15..20 foizga kamaytirishi, gidrodinamik mufta yoki

kamaytiriladi. Elastik birlakiruvchi elementlar dinamik zo'rliqshni

gidrodinamik mufta yoxud gidrotransformatlar ishlatish bilan

transmisyadagi elastik birlakiruvchi elementlar qo'llash yoki

transmisyada hosil bo'layotgan dinamik zo'rliqshlar

tishlashish muftasini hisoblash momentidan taxminan ikki marta katta.

$$\beta = \frac{M_{his}^n}{M_{his}}$$

Hisobiy momentning dvigatel nominal momentidan bir necha marta ko'p bo'lishi maqsadga muvofiqdir. Bu hol esa traktor yoki avtomobil shig'ov bilan harakatlanayotgan vaqtda tishlashish muftasining disklarini shatakstrashidan saqlaydi. hisobiy momentning dvigatel nominal momentidan ortiqlik darajasi β tishlashish muftasining ehtiyot koeffitsiyenti deb ataladi.

bu yerda: m – yetakchi disklar soni; n – yetaklovchi disklar soni.

$$I = m + n - 1,$$

Yuqoridagi tenglamada i quyidagicha aniqlanadi:

$$\bar{Q}_p \text{ – prujinalar kuchi, N.}$$

bu yerda: i – ishqalanuvchi yuzalar jufti; R_{or} – diskning o'rtacha radiusi, m;

$$M_{his} = \mu \cdot \bar{Q}_p \cdot R_{or} \cdot i,$$

Tishlashish muftasi uzatishi mumkin bo'lgan moment hisobiy moment deb ataladi. Bu moment ishqalanish kuchi, yetaklovchi diskning o'rtacha radiusi va disklar soniga to'g'ri proporsional bog'langan. Shunga asosan quyidagini yozish mumkin:

bu yerda: μ – ishqalanish koeffitsiyenti.

$$P_{ish} = \mu \cdot \bar{Q}_p,$$

kuchi \bar{Q}_p bilan quyidagicha bog'langan:

orasidagi ishqalanish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi P_{ish} prujinalar prujina 4 yordamida bir-biriga qisilishi natijasida hosil bo'ladi. Disklar biriga ishqalanishi natijasida uzatiladi. Ishqalanish esa ikkala diskning Burovchi moment yetakchi hamda yetaklanuvchi disklarining bir-

qutisining birlamchi vali.

yetaklanuvchi disk, 3-yetakchi disk, 4-qisuvchi prujinalar, 5-uzatmalar

Hozirgi vaqtda metallokeramik friksion materiallar tishlashish muftalarida keng ishlatilmoqda. Uning tarkibi temir va mis kukunidan iborat bo'lib, ularga metallimas materiallar ham qo'shilgan. Bunda metallokeramik materiallarning fizik-mexanik xususiyatlari ortadi va friksion xususiyatlari yaxshilanadi. Doin qo'shilgan tishlashish muftalarida ishqlanish kuchlari qisib turuvchi prujinalar yordamida hosil qilinadi. Bu prujinalar bevosita ishqlanuvchi yuzalar qarshisida bo'lib, diskning radiusi R_{or} bo'ylab joylashtiriladi. Ularning soni ishqlanish momentning kattaligi va diskning o'lchamiga qarab 6 dan 12 gacha bo'ladi. Pujinalar kuchi Q_p tishlashish muftasining hisobiy momenti M_{ms} ishqlanuvchi yuzalar jufti t va disklar o'lchami aniqlangandan so'ng prujinaning kattaliklari topiladi. Pujina kattaliklariga quyidagilar kiradi:

Ishqlanuvchi materiallar		μ	q_p
Po'tat bilan cho'yan	0,15...0,18	2...2,5	
Po'tat bilan po'tat	0,15...0,20	2...2,5	
Po'tat bilan raybest	0,25...0,30	1...2,5	
Cho'yan bilan raybest	0,20...0,30	—	
Po'tat bilan metallokeramika	0,40...0,50	0,09...0,12	
Po'tat bilan asbokauchuk	0,40...0,50	~3	
Po'tat bilan plasmassa	0,30...0,40	~5	

3-jadval

Ishqlanish koeffitsiyenti μ va solishtirma bosim q_p har xil materiallar uchun keng chegarada o'zgaradi. Chunki ularning qiymatiga ishqlanish vaqtidagi diskarning tezligi, ularning harorati va yuzasining holati ta'sir qiladi. Quyidagi 3-jadvalda har xil materiallar uchun μ va q_p ning qiymatlari keltirilgan.

$$q_p = \frac{F}{Q_p} \quad (b)$$

Pujinalar kuchining ishqlanish yuzasiga nisbati ishqlana-nish yuzasiga bo'lgan solishtirma bosim q_p ni beradi:

$$t = \frac{M_{his} \cdot F}{2\mu \cdot \pi \cdot Q_p \cdot b \cdot R_{or}^2}$$

aniqlanadi:

Agar prujinalar kuchi va hisobiy momentni tishlashish muftasining ehtiyot koeffitsiyenti orqali aniqlasak, ishqlanuvchi yuzalar juftining soni quyidagicha

$$R_p = (0,50 \dots 0,70) \cdot R_r$$

Ichki radius esa, tashqi radiusning 50...70% ni tashkil etadi, ya'ni:

$$\lambda_e = 1,9 \dots 2,1; \text{ yuqori o'tuvchan zanjirli traktorlar uchun } \lambda_e = 1,9 \dots 2,1.$$

O'ldirakli traktorlar uchun $\lambda_e = 3,2 \dots 3,5$; zanjirli traktorlar uchun

$$\tau_e = \frac{M_n \cdot \beta}{0.2 \cdot d^3}$$

Tishlashish muftasining o'qi buralishga hisoblanadi:

bu yerda: $\delta_1 = 0.5 \dots 1.5$ - tishlashish muftasi ajratilgan holda to'lar orasidagi oralig.

$$L = (n + 2)d + \delta_1(n + 1) + f,$$

Prujining umumiy uzunligi quyidagiga teng:

$$K = \frac{\bar{Q}_0 - \bar{Q}_p}{f_p - f_p} - \text{prujining bikiriklik koeffitsiyenti.}$$

paytidagi elastiklik moduli;

bu yerda: $n = \frac{D^4 \cdot G}{8 \kappa D^n}$ - prujina ishchi halqalari soni; G - prujina buralish

$$f_p = \frac{8 \bar{Q}_0 \cdot D^3 \cdot n}{8 \bar{Q}_0 \cdot D^3 \cdot n},$$

Tishlashish muftasi qo'shilgan paytda xam prujina qisilgan holda bo'lib, uning deformatsiyasi f_p quyidagicha aniqlanadi:

$$f_p = \frac{8 \bar{Q}_0 \cdot D^3 \cdot n}{8 \bar{Q}_0 \cdot D^3 \cdot n}.$$

Tishlashish muftasini ajratish paytida prujining f_p deformatsiyasi quyidagiga teng bo'ladi:

Bu yerda: \bar{Q}' - prujinalar qisilgandagi kuch, N.

Bu kuch $\bar{Q}'_0 = \bar{Q}' / z$; $\bar{Q}' = 1,2 \cdot \bar{Q}_p$

bu yerda: \bar{Q}'_0 - bitta prujina qisilgandagi kuch, N.

$$d = \sqrt[3]{\frac{\bar{Q}'_0}{0,4 \tau} \cdot e},$$

U holda prujina tolasining diametri quyidagicha aniqlanadi:

$$e = \frac{d}{5} = 5 \dots 8.$$

nisbati qabul qilinadi. Bu nisbat:

Odatda, prujining o'racha diametri sifatida uning tolasini diametriga

bu yerda: z - prujinalar soni.

$$\bar{Q}_0 = \frac{\bar{Q}_p}{z},$$

har bir prujining kuchi \bar{Q}_0 quyidagicha aniqlanadi:

3. Prujining o'racha diametri - D_p

2. Prujina uzunligi - L .

1. Prujina tolasining diametri - d .

Lekin $M^m(\omega - \omega^k)$ ko'paytma quvvatni beradi. Demak, shataksirash ganchalik uzoz davom etsa, shunchalik ko'p quvvat bekorga sarf bo'ladi. Shig'ov bilan harakatlanish paytida shig'ovning birinchi davrini qisqartirish katta ahamiyatga ega ekanligi ham shundadir. Agar traktor pritsepl bilan ishlayotgan bo'lsa, uning o'rnidan siljish paytida tishlashish muftasidagi

$$A^{sh} = \int_{t_{sh}}^0 M^m \cdot (\omega - \omega^k) dt.$$

bajarilgan ish quyidagicha aniqlanadi:

$dA^{sh} = M^m(\omega - \omega^k) dt$ ish bajariladi. Shataksirash vaqti t_{sh} bo'lsa, to'la yetaklanuvchi disk esa, $\omega^k dt$ burchakka og'adi. Demak, dt vaqt ichida ketadi, ya'ni elementar vaqt dt ichida yetakchi disk $\omega \cdot dt$ burchakka, Shataksirash vaqtida yetakchi disk yetaklanuvchi diska nisbatan ilgari lab burchak.

diskning ikkinchi (yetaklanuvchi) diska nisbatan shataksirashdagi elementar Bu momentning o'zgarishi 37-chizmada ko'rsatilgan. $d\phi$ - bir yetakchi bu yerda: M^m - disklar orasidagi ishqalanish momenti.

$$dA^{sh} = M^m \cdot d\phi,$$

muftasining shataksirash vaqtda bajarilgan ishni uchun foydalansak: M ning bajarilgan ishi $dA^{sh} = M^m \cdot d\phi$ bo'ladi. Bu formuladan tishlashish

Lekin $\bar{Q}_p \cdot r = M$. Demak, burchakning $d\phi$ ga o'zgarish paytida moment

bu yerda: r - radius; $d\phi$ - burchak, radianda.

$$ds = r \cdot d\phi,$$

Shu goidani aylanma harakatga ta'biq etsak,

harakat yo'nalishi bilan mos bo'lganda) quyidagiga teng bo'ladi: $dA = \bar{Q}_p \cdot ds$. harakat paytida biror \bar{Q}_p kuchning ds masofada bajarilgan ishi (kuch yo'nalishi chizma), shataksirash vaqtida bajarilgan ishini topish mumkin. To'g'ri chiziqli mashina shig'ov bilan haraklangan vaqtda uning chizmasi chizilsa (37- Muftaning shataksirashi vaqtida ma'lum qiymatda ish bajariladi. Agar

50-§. MUFTANING SHATAKSIRASH VAQTIDAGI ISHI

$$[\tau^2] = 80 \dots 120 \text{ MN/m}^2.$$

Olingan qiymat shu material uchun ruxsat berilgan qiymatga teng, ya'ni:

muftasi uchun $a=0,5$; S – detal materialning issiqlik sig'imi; \bar{Q}^d – detalning og'irligi;

bu yerdan: Δ – qiziyotgan detalgacha berilayotgan issiqlikning bir qismi. Bir va ikki diskli tishlashish

$$a \cdot A^{sh} = S \cdot \bar{Q}^d \cdot \Delta t,$$

foydalaniladi. Bu tenglama quyidagi ko'rinishga ega:

Detallar haroratini aniqlashda issiqlik balans tenglamasidan o'rindagi qisuvchi disk qabul qiladi.

Tishlashish muftasi ikki diskli bo'lsa, issiqlikning taxminan yarmini ajralayotgan issiqlik to'liq maxovikka uzatiladi.

Agar qisuvchi disk yetaklanuvchi diskka mahkamlangan bo'lsa, qabul qilyotgan issiqlik bilan qisuvchi diskka teng

muftasi bir diskli bo'lib, qisuvchi disk yetaklanuvchi diskka mahkamlangan qilyotgan issiqlik bilan qisuvchi diskka teng

qilyotgan issiqlik bilan qisuvchi disk kiradi. Agar tishlashish muftasi bir qismi tishlashish muftasining detaliga beriladi. Issiqlik qabul

Shakslaridagi bajarilgan ish issiqlik energiyasiga aylanadi. Bu

ajralib chiqayotgan issiqlik faqat metall qismlariga beriladi.

2. *Qisirma materialning issiqlik o'tkazuvchanligi kichik bo'lmagan uchun*

1. *Tishlashish muftasini qo'shish va ajralish juda qisqa vaqt ichida*

haroratning o'rtishini bilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz:

Tishlashish muftasi ishlagan vaqtda u ishgalanishdan qiziydi. Qizishning

qiyamati va uni nimalarga bog'liq holda o'rtishini bilish katta ahamiyatga ega.

haroratning o'rtishini bilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz:

1. *Tishlashish muftasini qo'shish va ajralish juda qisqa vaqt ichida*

haroratning o'rtishini bilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz:

Tishlashish muftasi ishlagan vaqtda u ishgalanishdan qiziydi. Qizishning

qiyamati va uni nimalarga bog'liq holda o'rtishini bilish katta ahamiyatga ega.

haroratning o'rtishini bilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz:

2. *Qisirma materialning issiqlik o'tkazuvchanligi kichik bo'lmagan uchun*

1. *Tishlashish muftasini qo'shish va ajralish juda qisqa vaqt ichida*

51-§. TISHLASHISH MUFTASINI QIZISH VA YEYLISHGA HISOBLASH

tezlanishi, $m \cdot s^2$; $N \cdot m^2$ – divigatel valining aylanishlar chastasi, s^{-1} .

oluvchi koefitsiyent; v – shig'ov bilan harakalanish oxiridagi tezlik, m/s ; δ – erkin tushish

bu yerdan: \bar{Q}^d , \bar{Q}^{pr} – faktor va pritsipning og'irligi; H ; δ^{am} – aylanayotgan massalarni hisobga

$$I^k = 7,08 \frac{\delta \cdot n^2}{(1 + \delta^{(m)}) \cdot \bar{Q}^d + \bar{Q}^{pr}} \cdot v^2, N \cdot m \cdot s^2,$$

koefitsiyent; ω^{dv} – divigatel valining burchak tezligi.

divigatelning aylanuvchi massalarning inersion momenti; K – divigatel yuklanish

bu yerdan: I^k – divigatel tirsakli valiga keltirilgan faktor agregatining inersion momenti; I^{dv} –

$$A^{sh} = \frac{I^k}{0,55 \omega^{dv}} \left(1 - \frac{I^k}{K} \right) + \frac{I^{dv}}{K} \left(1 - \frac{I^k}{K} \right).$$

shakslaridagi ishni quyidagicha teng bo'ladi:

Berilgan. Dvigatelning quvvati $N_e = 55,14$ kBT (75 o.k.); $h = 1700$ ayl/min; kitobdan olindi).

Misol. SMD-14 dvigateli tishlashish muftasining hisobi (bu misol yeyilishdan saqlovchi tadbirlarni ishlab chiqishni taqozo etadi).

muftasini aftrab qo'shish chasiosi ortib bormoqda. Bu esa, ularni qizish va uzatmalari ko'payib, manevrchanlik imkoniyatlari kengayishi bilan tishlashish avtomobillarni shahar sharoitida ekspluatatsiya qilish, traktorlarning esa, aftrab qo'shishning tez-tez takrorlanishi ham ta'sir qiladi. Chunki Shuni aytib o'tish kerakki, tishlashish muftasining xizmat muddatiga uni

shuncha ko'p bo'ladi, chunki qolgan parametrlar o'zgarmasdir. Demak, shatakirash davrida ish gancha ko'p bajarilsa, yeyilish ham

$$\Delta h = \frac{h}{k} \cdot \frac{t \cdot F}{sh} \cdot A$$

bajarilgan ish A_{sh} ga teng. U vaqtda:

Tenglik (226)ga asosan integral ostidagi kattalik shatakirash davridagi

$$\Delta h = \int_{t_{sh}}^0 d(\Delta h) = \int_{t_{sh}}^0 \frac{h}{k} \frac{t \cdot F}{I} dt = M_{hs} \cdot d\varphi$$

To'la shatakirash davrida yeyilishning qiymati:

$$d(\Delta h) = k \frac{F}{Q} R_{or} \cdot d\varphi = \frac{h}{k} \frac{t \cdot F}{M_{hs} \cdot d\varphi}$$

olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

Agar $ds = R_{or} \cdot d\varphi$ va $M_{hs} = \mu \cdot Q R_{or} \cdot t$ ekanligini hisobga

bu yerda: k – proporsionallik koeffitsiyenti.

$$d(\Delta h) = k \frac{F}{Q} ds$$

ya'ni:

Tishlashish muftasi yeyilishga hisoblanganda faqat qisqirmalar g'alimgining kamayishi Δl e'tiborga olinadi. Bu parametrlarning kattaligi ishqalanish yuzasiga bo'lgan solishtirma bosimga va ishqalanish masofasiga to'g'ri proporsional. Ishqalanish paytida solishtirma bosim q bo'lib, ishqalanish elementlar ds masofada to'y bersa, qisqirmalar $d(\Delta l)$ qiymatga yeyiladi,

$$\Delta l = \frac{a Q_1}{\sigma_{sh}}$$

Bu yerda, Δl ni topamiz:

Δl – harorating ortishi.

Solishtirma shataksirash ishi:

$$M^{sh} = \frac{1}{0,55 \cdot (178)^2} \left(\frac{1}{0,85} + \frac{1}{1,15} \right) + \frac{1}{1,15} = 20,6 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

ishini aniqlaymiz:

Dvigatelning yuklanish koeffitsiyentini $\kappa = 0,85$ deb, shataksirash

$$t_k = 7,08 \frac{9,81}{1,1 \cdot 6000 + 6000} \cdot \frac{(8)^2}{2} = 1,15 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2.$$

U vaqtda:

qilamiz.

3. Traktorni plug bilan o'rnidan siljish vaqtidagi mufta shataksirashning ishini aniqlaymiz. Tezlik 8 km/soat, inversion moment $M^i = 3,5 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^2$ deb qabul

$$\bar{Q}^p = \frac{\pi(R_2^4 - R_1^4)}{2} = 118 \text{ N/m}^2.$$

Solishtirma bosim:

$$\bar{Q} = \frac{\mu \cdot R_{or} \cdot t}{\beta \cdot M^n} = \frac{0,3 \cdot 0,141}{0,3 \cdot 317} = 7400 \text{N}$$

2. Prujinaning kuchi quyidagicha topiladi. Buning uchun $\mu = 0,3$ va $\beta = 3$ deb qabul qilamiz. U holda:

Ishqalanuvchi yuzalar soni $i = 4$.

$$\text{O'racha radius } R_{or} = \frac{176 + 105}{2} = 141 \text{ mm}.$$

qilinadi. Ichki radius bu vaqtda quyidagicha teng bo'ladi: $R_1 = 0,6 \cdot 176 = 105 \text{ mm}$.

Tashqi radius standart radiusga yaqin bo'lgani uchun $R_2 = 176 \text{ mm}$ deb qabul

$$\text{Tashqi radius } R_2 = 0,5 \sqrt{\frac{M_{d'v \max}}{100 \gamma}} = 18,4 \text{ sm}.$$

Yechish. 1. Ishqalanish yuzasining o'lchamlarini aniqlaymiz:

taqsimlanishi $\alpha = 0,5$.

Tishlashish muftasi doim qo'shilgan. Disklar soni ikkita. Issiqlikning $M_{d'v} = 317 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($31,7 \text{ kGm}$); $M_{d'v \max} = 364 \text{ N} \cdot \text{m}$ ($36,4 \text{ kGm}$).

1. Uzatishlar soni berilgan holda uzatmalar qutisining kinematik shakli o'lgan holda uzatmalar qutisi quyidagi ketma-ketlikda hisoblanadi:
 2. Traktor yoki avtomobilni uning tortish kuchi bo'yicha hisoblanganda uzatmalar qutisining kinematik shakli o'lgan holda uzatmalar qutisi quyidagi ketma-ketlikda hisoblanadi.
 3. Transmissiya umumiy uzatishlar sonining transmissiya asosiy mexanizmlari orasida taqsimlanishi topiladi.
 4. Uzatmalar qutisining uzatishlar soni aniqlanadi.
 5. Shesternyalarning parametrlari aniqlanadi.
 6. Uzatmalar qutisining kompanovka shakli chiziladi.
 7. Vallar bixvritikka hisoblanadi.
- Uzatmalar qutisi uzatmalar sonini o'zgartirish asosida dvigatelidan yurish qismlariga o'tayotgan aylanishlar chastotasini o'zgartiradi. Natijada mashinaning tezligi, yurish qismidagi buruvchi moment va tortish kuchi ham o'zgartirish mumkin. Uzatmalar qutisi traktor yoki avtomobillarning ish sharoitiga mos ravishda uzatishlar soniga ega bo'lishi va shu bilan birga gabarit o'lchamlari kichik, og'irliigi imkoniyat boricha kichik bo'lishi kerak.
- Uzatmalar qutisi asosan, o'q'lari, shesternyalar va podshipniklardan iborat. Ularni tanlash, mustahkamlikka hisoblash uslubini «Mashina detallari» kursida bayon qilingan. Lekin uzatmalar qutisining konstruksiyasi, ishlash sharoiti va uning bazi texnologik jarayonlari ushbu kursda hisoblanadi. Shularni e'tiborga

52-§. UZATMALAR QUTISINING HISOB

$$F_o = 2\pi b(R_1 + R_2) \cdot 1,1 = 0,028m^2.$$

bu yerda:

$$f_{on} = \frac{\delta_{av} \cdot F_j}{\Delta r \cdot z_1 \cdot c \cdot Q_d} = \frac{0,5 \cdot 0,028}{2,2 \cdot 50 \cdot 0,115 \cdot 95} = 215^\circ S,$$

bu yerda: δ_{av} - avtomobilning o'rtacha harorat quyidagicha aniqlanadi:

Bir soat mobaynida tishlashish muhtasini qo'shish soni $z_1=50$ ta, yetaklanuvchi diskning issiqlik berish koeffitsiyenti $\alpha=20$ kkal/(m²·grad)

$$\Delta r = \frac{427 \cdot 0,115 \cdot 95}{0,5 \cdot 20600} = 2,2^\circ C.$$

issiqlik sig'imi $s=0,115$ kkal/(kg·grad):

4. Oraliq diskni qizishga hisoblaymiz. Oraliq disk og'irliгинi $Q^q=9,5$ N, qisuvchi disk og'irliгинi esa $Q^q=85$ N deb qabul qilamiz, detal materialining

$$a_{sh} = \frac{630}{20,6} = 33N \cdot m/m^2.$$

sonini haddan ziyod kamaytirilib yuborilsa, tishlashishda bo'lgan tishga moduli va markazlar orasidagi masofalar teng bo'lishi kerak. Lekin tishlar va tanlangan shakildan foydalaniladi. Avval, har bir shesteriya uchun tishlar *Shesteriya tishlar sonini* tanlashda uzatmalar qutisining uzatishlar soni

Avtomobililar uchun i_0 va i_{0q} lar 6-bobda aniqlangan.

bu yerda: $i_I \cdot i_{II}$ – transmissiyaning birinchi va ikkinchi uzatmasidagi uzatishlar soni.

$$i_{II}^{xk} = \frac{i_{\omega} \cdot i_{\omega'}}{i_{II}} - \text{ ikkinchi uzatma uchun,}$$

$$i_I^{xk} = \frac{i_{\omega} \cdot i_{\omega'}}{i_I} - \text{ birinchi uzatma uchun,}$$

qutisining uzatishlar soni aniqlanadi:

hisoblanayotgan traktor uchun $i_{\omega'}$ va i_{ω} tanlangandan so'ng uzatmalar

traktorlarda $i_{\omega'} = 2 \dots 6$; $i_{\omega} = 4 \dots 7$ atrofida bo'ladi.

kamroq yuklanadi hamda uning o'lchamlari kichik bo'ladi. Zamonaviy momentning miqdori kam bo'ladi. Natijada asosiy uzatma va burish muftasi $i_{\omega'}$ uzatmaga taqsimlanadi. Bu vaqtda asosiy uzatmadan o'tayotgan taqsimlanishi katta ahamiyatga ega. Ko'pincha i_0 ning ko'proq qismi oxirgi taqsimlanishlar soni i_0 ning asosiy va oxirgi uzatmalar o'rtasida to'g'ri

$$i_{tr} \cdot i_{ou} = i_0 = i_{tr}$$

qoladi, ya'ni:

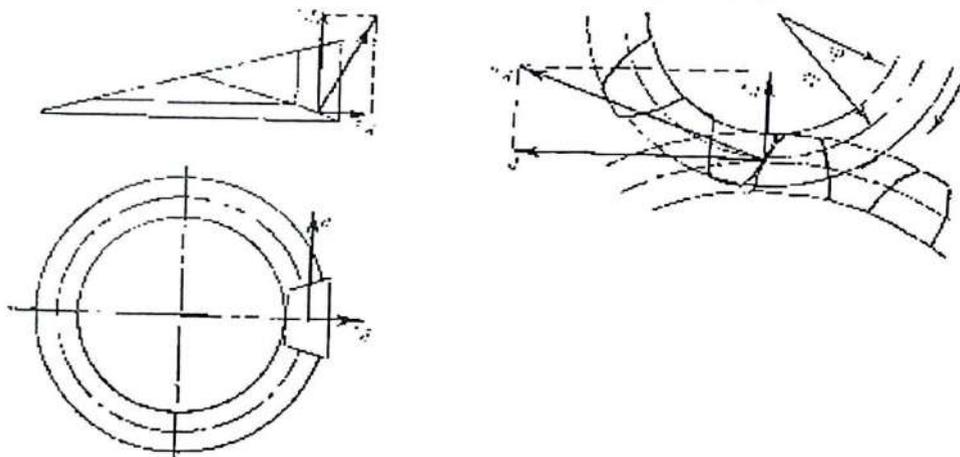
uzatmalarining uzatishlar soni transmissiyaning uzatishlar soniga teng bo'lib belgilab olinadi. Bu uzatishlar soni boshqa uzatmalarda bir xil bo'lib qoladi. Agar uzatmalar qutisi to'g'ri uzatmaga ega bo'lsa, oxirgi va asosiy taqsimlashdan avval, asosiy i_{ou} va oxirgi i_{tr} uzatmalarining uzatishlar soni Transmissiyaning uzatishlar soni i_u ni mexanizmlar o'rtasida

$$i_{tr} = i_{o'q} \cdot i_{ou} \cdot i_{ou}$$

soni hisoblash vaqtida 1 ga teng deb olinadi. U holda: mexanizmlar o'rtasida taqsimlangan. Ma'lumki, oraliq uzatmaning uzatishlar transmissiya uchun umumiy holda aniqlangan. Umumiy uzatishlar soni tortish kuchi bo'yicha hisoblashda har bir uzatmadagi uzatishlar soni hisoblashda (5 va 6-boblar) bajariladi. Shuni eslatib o'tish kerakki, traktorni Birinchi to'rtta punkt traktor va avtomobilni uning tortish kuchi bo'yicha

8. *Dumlash podshipniklari tanlanadi.*

59-chizma. Shesternya tishlariga ta'sir etuvchi kuchlar.



bu yerda: M – shesternya uzatayotgan moment, N/m.

$$P = \frac{2M}{d}; \quad P_r = P \cdot \cos \alpha; \quad P_o = \frac{2M}{d \cdot \cos \alpha}$$

aniqlanadi:

To'g'ri tishli silindrsimon shesternyalarda bu kuchlar quyidagicha aniqlanadi:
 N ; d_g – boshlang'ich aylana diametri, m; α – tishlashish burchagi.
 P_r – radial kuch, N; P_o – normal kuch, N; P_t – tangential kuch, N.
 59-chizmada ko'rsatilgan. Bu yerda P – aylana bo'ylab ta'sir etuvchi kuch, N; N – tishlariga ta'sir etuvchi kuchlarni o'rganamiz. Ta'sir etuvchi kuchlar shesternyalarni hisoblash uchun tishlashish vaqtida hosil bo'ladigan,

$$Z''_n = \frac{Z'_n}{i_n^{o,b}}; \quad Z'_n = \frac{Z''_n}{i_n^{o,b} + 1} (Z_1 + Z'_1)$$

va yelakchi shesternyalar uchun:

$$Z_I + Z'_I = Z_{II} + Z''_{II} = Z''_n + Z''_n \text{ shart bajarilishi kerak. Istalgan yelaklanuvchi}$$

Barcha vallar uchun A bir xil bo'lishi uchun

bu yerda: m – tishlar moduli.

$$A = \frac{z}{m} (z_1 + z'_1) = 0,5m \cdot z_1 (1 + i_n^{o,b})$$

masofa A quyidagicha aniqlanadi:

$$Z'_I = i_n^{o,b} \cdot Z_I. \text{ Ikki o'qli uzatmalar qutisidagi o'qlar markazlari orasidagi}$$

Ikkilamchi o'qdagi l uzatma yelaklanuvchi shesternyaning tishlar soni

yelakchi shesternyaning tishlar soni $z_1 = 12 \dots 20$ atrofida bo'ladi.

kuchlanish ko'p tushadi va bu tish sinishi mumkin. Odatda, traktorlar uchun

$$\tau_t = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{P_1 + P_2} \cdot \frac{b \cdot \cos \alpha}{P_1 \cdot P_2}}$$

Shesternya tishlari yaxshi moylansa va tishlarga mushvchi o'tirish solishtirma bosim $R_{\sigma b} = 750$ kN/m dan o'rtib ketmasa, ularning yeyilishi ko'z bo'lmaydi. Kontakt yuzalarda «charchashlik» alomatlari paydo bo'lsa, shu yuzalar uvalanishi mumkin. Kontakt yuzadagi kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

bu yerda: $\psi = 5 \dots 6$ – tish uzunligi koeffitsiyenti.

$$m = \sqrt[3]{\frac{0,64 \cdot M}{P \cdot \psi \cdot z [\sigma^e]}}$$

Shesternya moduli quyidagicha aniqlanadi:

$$[\sigma^e] = 25 \text{ MN/m}^2 \text{ kuchlanish}$$

bu yerda: b va t^n – tish uzunligi va tishlar qadamli; ψ – tish shakli koeffitsiyenti. Quyidagi

$$\sigma^e = \frac{P}{b \cdot t^n \cdot \psi}; \text{ bunda, } t^n = \pi \cdot m,$$

hisoblanadi. Hisoblash formulasi quyidagicha: tushayotgan kuchlanish ta'sirida shesternya tishining asosi egilishiga shesternyalarni ko'rsatilgan parametrlar bo'yicha hisoblash zarur. Tishlarga ishqalanuvchi yuzalarning uvalanishi ro'y beradi. Shuning uchun Yuqorida ko'rsatilgan kuchlar ta'sirida shesternyalar sinishi, yeyilishi va To'g'ri tishli konussimon shesternyalar uchun $\cos \beta = 1$, $\text{tg} \beta = 0$.

bu yerda: ϕ – tashqi konus burchagi.

$$P^o = P \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \sin \phi - P \text{tg} \beta \cdot \cos \phi,$$

$$P = \frac{2M}{t^n}; P^r = P \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta} \cdot \cos \phi + P \text{tg} \beta \cdot \sin \phi;$$

Konussimon shesternyalarda kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

bu yerda: β – tishning shesternya o'qiga nisbatan og'ish burchagi.

$$P = \frac{2M}{t^n}; P^r = P \cdot \text{tg} \alpha; P^o = P \cdot \text{tg} \beta; P^n = \frac{P \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta}{2M}$$

Og'ma tishli silindrsimon shesternyalar uchun quyidagi tengliklar o'rinni:

Uzamlar qutisi o'qlarini hisoblashda ularning burilishi va egilishi e'tiborga olinadi. Buning uchun uzamlar qutisining kompanovka shakli chiziladi va o'qlarning o'lchamlari belgilanadi. O'lchamlari belgilangan o'qlarga ta'sir etuvchi ζ kuchlar qo'yiladi. O'q asosan, yugorida aniqlangan P_n kuch ta'sirida bo'ladi. Bu kuchning qo'yilish joyi har bir shescternya o'rtiga to'g'ri keladi. ζ ta'sir etuvchilari ta'sir etuvchilari va o'qning tayanchlaridagi reaksiya kuchlari aniqlanadi. Gorizontal tekislikdagi ta'sir etuvchi kuch $P_{ng} = P_n \cdot \cos \varphi$ vertikal tekislikdagi kuch esa, $P_{nv} = P_n \cdot \sin \varphi$. Bu kuchlar yetakchi va yetaklanuvchi o'qlarda bo'lib, uning yo'nalishi 60- chizmada ko'rsatilgan. Shu kuchlar ta'sirida o'qning tayanchlari A va V dagi reaksiyalar aniqlanadi. Bundan tashqari, o'qning ingichka yeridagi kesimida kuchlar ta'sirida hosil bo'layotgan egilish momenti Me aniqlanadi. Shu ish barcha uzamlarda bajariladi. Natijada A tayanchdagi reaksiya R_a , B tayanchdagi reaksiya R_b va egilish momenti M_{max} ning maksimal qiymatlari aniqlanadi. Aniqlash uslubini «Mashina detallari» kursida mukammal o'rganiladi.

$$r_{ekv} = \frac{r_{or}^2 \cdot \cos^2 \beta \cdot \cos^2 \alpha}{r_{or}}$$

Ekvivalent radius quyidagiga teng:

yetaklanuvchi shescternyalarning ekvivalent radiuslari.

bu yerda: α_1 – ta'sir etuvchi keskining profil burchagi; r_{ekv} va r_{or} – yetakchi va

$$r_k = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b' \cdot \cos \alpha_1} \cdot \sin \alpha \left(\frac{r_{1kv}}{1} - \frac{r_{2kv}}{1} \right)}$$

Kontakt yuzadagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

NATI ma'lumotiga ko'ra, $[\sigma_c] = 400 \dots 500 \text{ MN/m}^2$

bu yerda: r_{or} – o'rta radius.

$$m_{or} = \frac{z}{2r_{or}}$$

O'rta modul

bu yerda: $r_{or} = m_{or} \cdot \pi$ – ta'sir etuvchi o'rta modul.

$$\sigma_c = \frac{P}{P} \cdot \gamma \cdot b \cdot l_{or}$$

hisoblanadi:

Konussimon shescternyalarning ta'sir etilishiga quyidagi formuladan

radiuslari: d_1 va d_2 – shescternyalarning boshlang'ich aylanalari diametri.

$d_1 \sin \alpha$; $d_2 \sin \alpha$ – yetakchi va yetaklanuvchi shescternyalarning egirlik

bu yerda: $E = (2 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ MN/m}^2$ – po'latning birinchi turkum elastiklik moduli; $P_1 = 0,5$

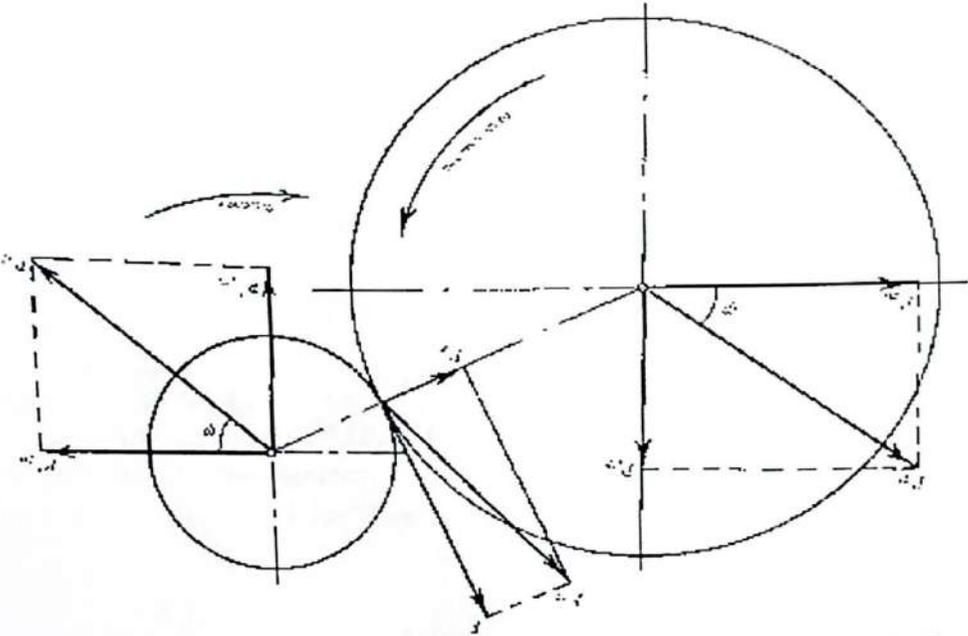
Bu yerda yo'l qo'yilgan kuchlanishning miqdorini $[\sigma^{um}] = 60 \dots 70$ MN/m² bo'lgan holda, uzatmalar qutisi istalgan o'qning diametrini topish mumkin.

Uzatmalar qutisining o'ziga hos xususiyati o'qlarning egilishidir.

bu yerda: d – o'qning ingichka yerdagi diametri. O'q shillisi bo'lsa, $d = 0,5(d_{int} + d_{ext})$,

$$\sigma^{um} = \frac{M_{um \max}}{0,1 \cdot d^3}$$

60-chizma. Uzatmalar qutisi o'qlariga ta'sir etuvchi kuchlar.



O'qdagı umumiy maksimal kuchlanish quyidagicha:

o'qqa qo'yilsa, u vaqtda umumiy momentning ham $M_{um \max}$ qiymatini topamiz.

uzatishlar soni. Agar M_{um} ni topishda M_z va M_y ning maksimal qiymatlari

mumkin. Bu yerda, i – uzatmalar qutisining hisoblanayotgan valigacha bo'lgan

yordamida, umumiy momentni esa, $M_{um} = \sqrt{M_z^2 + M_y^2}$ ifodadan aniqlash

Egilish momenti qiymatini ma'lum deb, buralish momentini $M = M_{\phi} \cdot i \cdot \beta$

Uzatmalar qutisining o'qlari asosan, egilishga va buralishga, ishlaydi.

hisoblaymiz.

Biz esa, o'qni hisoblashda yuqoridagi reaksiya va momentlar aniqlangan deb

bu yerda: R_{sh} - shartli radial zo'riqish; n - podshipniklarning aylanishlar chastotasi; S -

$$I_p = \frac{n \cdot R_{3,33}^{sh}}{C_{3,33}}$$

ishlash muddati quyidagicha aniqlanadi:

podshipniklarning kamida 90 foiz kamchiliksiz ishlashi kerak. hisobiy muddati t_n aniqlanadi. Shu muddat ichida bir xil sharoitda ishlayotgan ishlatiladi. Podshipniklar tanlangandan so'ng ularning hisobiy ishlash Traktor va avtomobillarda asosan sharikli va rolikli podshipniklar yo'nalishi, ishlash muddati va aylanishlar chastotasi hisobga olinadi. o'qlarning ishlash sharoiti va tushayotgan zo'riqishlarning qiymati hamda

$$[\sigma^z] = 30 \cdot 100 \text{ MN/m}^2$$

Qo'zg'almas shitsali birlikma uchun ruxsat etilgan kuchlanish

l - gupchak uzunligi.

formula orqali hisoblanadi. Bu yerda, h va z - shlitsaning balandligi va soni,

$$\sigma^z = \frac{0,8 \cdot h \cdot z \cdot l}{P}$$

mumkin. O'q shitsali bo'lsa, u ezilishga

Agar l m o'qning uzunligida buralish $15'$ bo'lsa, bu o'q normal ishlashi

I_p - quibga nisbatan inversion moment, m⁴.

bu yerda: l - buralayotgan valning uzunligi, m; G - elastiklik moduli, N/m²;

$$\theta = M \cdot l / G \cdot I_p,$$

buralish burchagi:

$\gamma = 0,01$ rad; ikki o'qning bir-biriga og'maligi esa $\gamma \leq 0,001$ rad. Vallarning burchagi ma'lum qiymatlardan ortib ketmasligi kerak, ya'ni $f \leq 0,2$ mm; Shesternya va podshipniklar normal ishlashi uchun egilish va egilish

$$f = \sqrt{f_2^g + f_2^v}, \quad \gamma = \sqrt{\gamma_2^g + \gamma_2^v}.$$

mumkin. Umumiy egilish va egilish burchagi quyidagicha aniqlanadi:

ham gorizontial (f^g, γ^g), ham vertikal (f^v, γ^v) tekislikda ro'y berishi

egilish burchagi γ bilan belgilanadi. Egilish f va egilish burchagi γ

egilishi uning biktirigiga bog'liq. Biktirik esa, o'qning egilishi f va

tayanchlardagi podshipniklarning ham normal ishlashi buziladi. O'qning

buzilib, ularni yeyilishi ortadi va o'q sinishi mumkin. Bundan tashqari,

Chunki o'qlar egilganda shesternya ishlarining bir-biriga mos kelishi

Agar tishlashish qutblari satellit o'qining bir tomonida joylashgan bo'lsa,
 2. *Shesternya tishlari ichki hamda tashqi tishlashgan planetar qator.*

1. *Shesternya tishlari tashqi tishlashgan planetar qator.*

oshiriladi:

uzatmalar yordamida hosil qilinuvchi planetar qatorlari ikki yo'l bilan amalga
 rostlashning kamligi va kichik gabariti o'lchamlarga ega bo'lisdir. Planetar
 qo'shimcha uzatishlar soniga ega bo'lishi, boshqarishning osonligi,
 chidamligi, o'rta 5000-6000 soat ishlashi, to'g'ri chiziqli harakatda
Planetar mexanizmining xususiyati tomoni uning yeyilishiga

yarim o'qlar hisobini ko'ramiz.

mexanizmining hisobiga to'xtalmay faqat planetar, differensial mexanizmlari va
 shesternyalarni hisoblashga o'xshash. Shuning uchun bu paragrafda ikkala
 ko'rib o'tildi. Shesternyalarni bikrikka hisoblash esa, uzatmalar qutisi
 iborat. Ikkala mexanizm uchun uzatishlar soni l^{m} va l^{o} ni belgilash yuqorida
 shesternyalardan iborat. Oxirgi uzatma esa, ikkita silindrik shesternyalardan
 Yetakchi ko'prikdagi asosiy yoki markaziy uzatmalar ikkita konussimon
 yarim o'qlar, oxirgi uzatma (avtomobilda oxirgi uzatma yo'q).

g'ildirakli traktorlar va avtomobillarda: asosiy uzatma, differensial,
 muflasi; yarim o'qlar va oxirgi uzatma.

Zanjirli traktorlarda: markaziy uzatma, planetar mexanizm yoki burish
 iborat bo'lishi mumkin:

Yetakchi ko'priklar va avtomobillarda quyidagi mexanizmlarda

53-§. YETAKCHI KO'PRIKNING HISOB

$m=3,5,4,5$.

Sharikli podshipniklar uchun $m=1,5,3,5$; rolikli podshipniklar uchun
 xilligini podshipnik ish muddatiga ta'sirini hisobga oluvchi ko'effitsiyent.
 qutisi uchun $K_{\sigma}=1,4$, $m=0$ bo'ylab yo'nalgan va radial zo'riqlashning har
 Ko'effitsiyent K_{ξ} har xil podshipniklar uchun $K_{\xi}=1,4$; uzatmalar

zo'riqlash holatining ish muddatiga ta'sirini hisobga oluvchi ko'effitsiyent.

K_{ξ} - podshipnikning ish muddatini hisobga oluvchi ko'effitsiyent; K_{σ} -

bu yerda: R - radial zo'riqlash, N ; R_0 - o'q bo'ylab ta'sir etayotgan kuch, N ;

$$R^{sh} = (R \cdot K_{\xi} + mR_0) \cdot K_{\sigma};$$

Sharikli va rolikli podshipniklarga tushayotgan shartli radial zo'riqlash
 quyidagicha aniqlanadi:

podshipniklarning ishlash qobiliyati.

Epitsikllar uchun,

$$l = \frac{B \cdot A}{A \cdot B} \cdot \frac{a}{c}$$

Planctar gatorning uzatishlar soni Villis usuli bo'yicha analitik usulda quyidagicha aniqlanadi (tashqi tishlashgan planctar gator uchun):

$$l = \frac{n_2}{n_1}$$

Planctar gatorning uzatishlar soni:

perpendikular bilan nurlar orasidagi burchaklar.

bu yerda: n_1 – yetakchi o'qning aylanishlar chastotasi, uning qiymati oldindan aniq bo'ladi, $\frac{n_1}{n_2}$ va $\frac{n_2}{n_1}$ – perpendikularlardan 1 va 2 nurlargacha bo'lgan masofa; α_1 va α_2 –

$$\frac{n_2}{n_1} = n_1 \frac{tg \alpha_1}{tg \alpha_2} = n_1 \frac{A \cdot a}{v \cdot r} \cdot \frac{v \cdot r}{A \cdot a} \cdot \frac{a}{c}$$

ular quyidagicha topiladi:

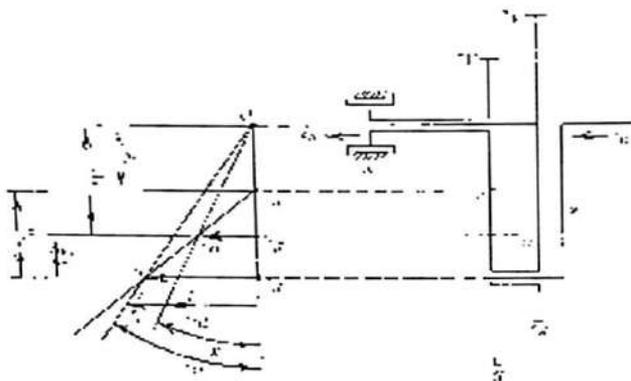
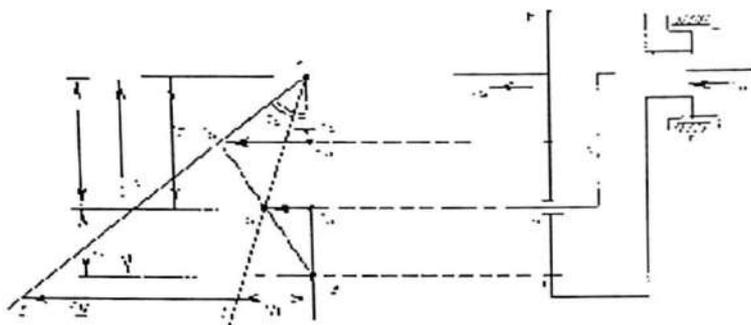
yetaklanuvchi o'qning aylanishlar chastotasini esa, n_2 bilan belgilaymiz va aylanishlar chastotasini beradi. Yetakchi o'qning aylanishlar chastotasini n_1 , kcsishadi. Vertikal chiziqdan nurgacha bo'lgan masofa shu o'qlarning nuqtadan) gorizontial chiziq o'tkazamiz. Bu gorizontial 01 va 02 nurlar bilan belgilangan perpendikularning istalgan nuqtasidan (bizning misolda m boshi O va tezliklar uchini birlashtiruvchi nurlar 1 va 2 ni o'tkazamiz. Qutblar tushguncha to'g'ri chiziq o'tkazamiz. Bu v_a tezlikni beradi. Koordinatalar sheshternyaga to'rtatilgan. O'tradagi R_a qutbdan v_{ac} kesma bilan bilan tushatiramiz. Bu misolda tormozlangan qutb R_c dir, chunki aylan shu topish uchun doim yetakchi qutbni tezlikning oxiri bilan tormozlangan qutb tezlikni R_c qutb bo'ylab o'ng tomonga qo'yamiz. Boshqa qutbdagi tezlikni yetakchi qutbdir. Demak, bu qutbning tezligi v_c oldindan aniq bo'ladi. Shu kcsishgan nuqtalarda R_c , R_a , R_c qutblarni belgilaymiz. Bizning misolda R_c Uning istalgan yeridan perpendikular chiziq o'tkazib, o'qlar chizig'i bilan o'qlarni davom ettiramiz (misolda shtrix punktir chiziq bilan ko'rsatilgan). plani quriladi. Buning uchun chizmadagi har bir yetakchi va yetaklanuvchi elementlarning o'lehamlarini belgilash maqsadida har bir uzatmaning tezliklar elementning yetakchi, yetaklanuvchi hamda tormozlanishiga bog'liq. Shu Planctar uzatmaning uzatishlar soni sheshternya tishlari soniga va gaysi bunday uzatma *epitsikllar* deyiladi.

Agar tishlashish qutblari satelit o'qning ikki tomonida joylashgan bo'lsa, u ikki tomonlama tishlashagan planctar gator deyiladi (61-chizma, b). Odatda, u bir tomonlama tishlashagan *planctar gator* deyiladi (61-chizma, a).

$$m^a(A^a + B^a) = m^s(A^s + B^s).$$

2. O'qlarning mostligi. Planetar uzatma uchun:

61-chizma. Planetar mexanizm.



Shu shartlar bajarilmasa, shesterniyalar bir-biri bilan tishlashmaydi.
bu yerda: V - takrorlanish koeffitsiyenti (istalgan butun son); K - satelitlar soni.

$$A + C = V \cdot K,$$

Epitsikli uchun,

$$A^c \cdot B^a - A^a \cdot B^s = V \cdot K \cdot B^a.$$

1. Planetar mexanizmini yig'ish sharti:

Planetar mexanizmi shesterniyalarining tishlari sonini belgilashda uchta holga ahamiyat beriladi.

bu yerda: A - quyoshimon shesterniya; B - vodilo; C - tojsimon shesterniya. Agar ularning indeksida raqamlar bo'lsa: 1 - yetakchi; 2 - yetaklanuvchi; 3 - tormozlangan deb tushuniladi. B^a - vodilo radiusi; A^c , A^a - quyoshimon shesterniya radiusi; V - satelit radiusi.

$$i_n^a = \frac{A}{C}$$

bu yerda: r_k – quyosh sheshternyasi boshlang'ich aylanasining radiusi.

$$M_{tor} = P_{tor} \cdot r_k,$$

bo'lishi kerak. Demak, tormoz momenti:

Xuddi shu R kuch quyoshsimon sheshternyaga ham ta'sir etadi, demak, burlitish paytida quyosh sheshternyasiga o'tatilgan tormozning kuchi $P_{tor} = P$

$$P = M^1 / r_s^3.$$

aylanasi bo'ylab tishlariga ta'sir etayotgan kuchga teng:

Tojsimon sheshternyadan vodiloga moment satelittar orqali o'tadi. Shu momentning satelitt boshlang'ich aylanasining radiusi r_s ga nisbati satelitt

$$M^e = M^1 \cdot l.$$

Ilgarilannuvchi zanjir yarin o'qiga vodilo tomonidan uzatilayotgan moment:

$$M^1 = M^1 \cdot l^{an} \cdot l.$$

tojsimon sheshternyadagi moment:

uzatishlari soni l_{an} va planetar mexanizming uzatishlar soni l ma'lum bo'lsa, nominal moment M_n ni uzatishda hosil bo'ladi. Agar asosiy uzatmaning sheshternyalar eng ko'p zo'rliqish ostida bo'lib, bu zo'rliqish dvigatelnig planetar mexanizm traktorni burlitish vaqtida ishlaydi. Birinchi uzatmada yoritilgan bobda bir pog'onali planetar mexanizm shakli keltirilgan. Ma'lumki, uslub bo'yicha bajariladi. Zanjirli traktornig burlituvchanlik nazariyasi o'qlarining biktirikka hisobi uzatmalar gultisi sheshternyalarini biktirikka hisoblash kuchlarni aniqlash bilan cheklanamiz. Bular aniqlangandan so'ng sheshternya va kuchlar miqdorini aniqlash mumkin. Biz quyidagi ta'sir etayotgan moment va uzatishi mumkin bo'lgan momentlar va sheshternya tishlariga ta'sir etayotgan planetar mexanizming uzatishlar soni aniqlangandan so'ng sheshternyalar

epititsikllar uchun $(s - B) \sin \frac{\alpha}{2} - B > 2\Delta$ bo'lishi shart.

$$(A_s - B_s) \sin \frac{k}{\pi} - B_s > 2\Delta,$$

uchun $B_s > B_a > A_a$ bo'lganda:

Ularining orasida oraliq Δ kamida 3...5 mm bo'lishi shart yoki planetar uzatma

3. Yonna-yon joylashgan satelittlarning bir-biriga tegmaslik sharti.

$$\text{Epititsikllar uchun, } S = A + 2B,$$

bu yerda: m_a va m_s – sheshternyalar A va S ning moduli.

Demak, ishqalanishlar hisobga olinmasa, har bir yarim o'qdagil momentumning miqdori burlilish gandy bo'lishidan gari nazar teng bo'ladi.

$$M_1 = M_2 \approx 0,5M^p.$$

olinmaydi.

Differensial mexanizmida ishqalanishlar kamligi sababli ular hisobga

bu yerda: M_1 va M_2 - yarim o'qlardagi buruvchi momentlar.

$$M^p = M_1 + M_2,$$

To'g'ri chiziqli harakat paytida momentlarning tenglik sharti:

bu yerda: ω_s - satelitlarning burchak tezligi.

$$\omega_2 = \omega^p + \omega_s,$$

tezligi:

Burlilish paytida satelitlarning aylana bo'ylab harakatiga o'zining aylanishi ham qo'shildi. Demak, ilgari lanuvchan yarim o'qlarning burchak

burchak tezligi:

bu yerda: ω_1 va ω_2 - yarim o'qlarning burchak tezligi; ω^p - differensial quqisining

$$\omega^p = \omega_1 + \omega_2,$$

differensial uchun:

Differensial mexanizmlar ham orqa ko'priknig ikki yarim o'qlari orasiga o'rnatilib, bu yarim o'qlarning ikki xil aylanishlar chastotasi bilan aylanishiga imkon yaratadi va shu tariqa yarim o'qlardagi buruvchi momentumning miqdorini o'zgartiradi. Differensiallar simmetrik va nosimmetrik bo'ladi. Simmetrik differensiallar g'ildirakli traktor va avtomobillarda ko'p tarqalgan bo'lib, uning shakli 62-chizmada ko'rsatilgan. Bunday differensialda yetakchi konussimon sheslernya (1) dan kelayotgan buruvchi moment yetaklanuvchi sheslernya (2) orqali differensial quqisi (3) ga beriladi. Satelitlar (4) yarim o'qlar (5) dan bir xil masofada joylashgan va yarim o'qlarning konussimon sheslernyalari (5) bir xil diametrga ega bo'lgani uchun, differensial quqisidan berilayotgan moment ikkala yarim o'qlarga teng tarqaladi. Burlilish paytida yarim o'qlardan biri sekun aylanganani uchun satelitlar o'z o'qida aylanib, ikkinchi yarim o'qni tezroq aylantiradi va burlilishga imkon yaratadi. To'g'ri chiziqli harakatda simmetrik

ko'ffitsiyent. Bu ko'ffitsiyent hozirgi planclar mexanizmlar uchun, $\gamma_s = 1,2 \dots 1,4$.

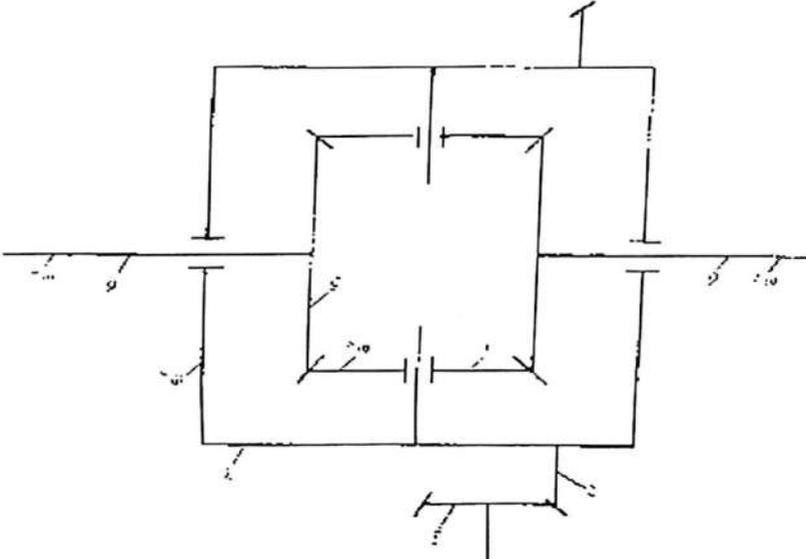
bu yerda: n_s - satelitlar soni; γ_k - satelitlararo taqsimlanayotgan zo'rqi shni hisobga oluvchi

$$P^s = \frac{n^s}{(P+P)\gamma^s},$$

Burlilish paytida satelit o'qiga kuch ta'sir etadi.

Satelit o'qining satelit va differensial qutisida joylashgan qismi ezilish hisoblanadi. Ta'sir etuvchi kuch esa P^s hisoblanadi. O'qning ezilish maxsus kurslarda bayon qilingani uchun bu yerda tuxtalamaymiz. Nazariy jihatdan, ikkala yarim o'q'dagi momentlar teng deb olingani bilan, amalda bu tenglik bajarilavermaydi. Chunki satellitlar tayyorlanganda ular o'chamlarining aniqligi, satellitlarning ikki yarim o'q o'rtasida simmetrik joylanishidagi aniqlik buzilishi mumkin. Bundan tashqari, ish jarayonida shesternyalarning notekis yeyilishi ham momentlarning tenglik shartini buzishi mumkin. Shuning uchun tayyorlashdagi aniqlik, ishlatish jarayonida yeyilishini kamaytiruvchi tadbirlar differensial mexanizmining ish muddatini oshirishini

62-chizma. Differensial mexanizm shakli.



bu yerda: d – satelit o'qining diametri.

$$t_k = \frac{\pi d^2}{4 \cdot P^s}$$

Satelitlarning o'qi qirg'ilishiga hisoblanadi. Qirg'ilishda kuchlanish:

$$M_s = P^s \cdot r_s \cdot n_s = M^n \cdot i_{o'q}^{o'q} \cdot i_{an}^{an} \cdot \eta_{tr}$$

M_s buruvchi moment quyidagiga teng bo'ladi:

Satelitlar sonini n_s boshlang'ich aylana radiusini r_s desak, satellitlardagi

$$M^d = P^d \cdot r^d = M^n \cdot i_{o'q}^{o'q} \cdot i_{an}^{an} \cdot \eta_{tr}$$

Differensial korpusiga berilayotgan moment:

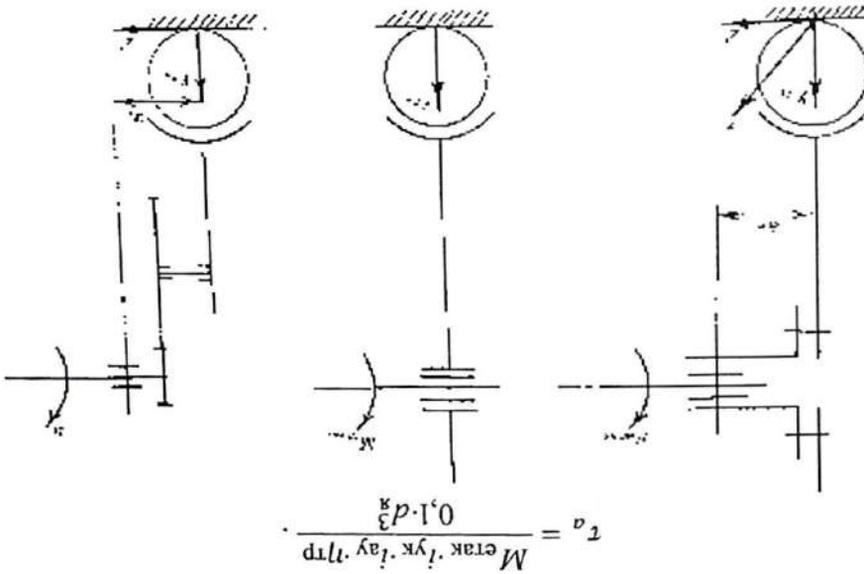
Zo'riqshdan to'la bo'shatilgan yarim o'qlarda (63-chizma, b) normal kuch λ_{c1} ni podshipnik qabul qiladi, bu kuch moment hosil qilmaydi. Bu kuch yarim o'qqa berilmay orqa ko'prikl korpusiga uzatiladi. Bu g'ildirakning yarim o'qi faqat burallishga hisoblanadi.

bu yerda: $Y_{c1} = \lambda_{c1} \cdot Q_c$ - yetakchi g'ildirakdagi normal kuch; λ_{c1} - orqa bita g'ildirakka tushayotgan traktorning og'irligini hisobga oluvchi koeffitsiyent.

$$\sigma_c = \frac{4Y_{c1} \cdot a}{\pi \cdot d_{in}^2}; \quad \sigma_c = \frac{4Z' \cdot r_a}{\pi \cdot d_{in}^2}$$

Egillishdagi kuchlanish:

63-chizma. Yarim o'qlarning hisobiga oid shakllar.



e'tiborga olish kerak. Orqa ko'prikl yarim o'qlarini hisoblashda eng avval, ularning konstruksiyasi, so'ngra unga ta'sir etuvchi kuchlar hisobga olinishi kerak. Avtomobillarda asosan zo'riqshdan yarim bo'shatilgan va to'la bo'shatilgan yarim o'qlar ishlatiladi. (63-chizma). Yarim bo'shatilgan yarim o'qlarda (63-chizma, a) g'ildirak gupchagi tayanch podshipnigidan a_g masofaga siljigan bo'ladi. Natijada yarim o'qqa buruvchi moment M_{erak} dan tashqari Y_c kuchni a_g yelkada, z kuchni r_a yelkada hosil qilayotgan eguvchi momentlar ham ta'sir qiladi. Yarim o'q diametrini d_{in} bilan belgilasak, burallishdagi kuchlanish quyidagiga teng:

bu yerda: W^v, W^x – ingichka joydagi kesimning egilishga qarshilik momentlari.

$$\frac{M^v}{M^x} = \sigma^v; \quad \frac{M^v}{M^x} = \sigma^x$$

Egilishdagi kuchlanish ikkala hol uchun quyidagiga teng:

$$M^{eg} = 0,5B \cdot f_0 \cdot \bar{Q}_0$$

holda:

Lekin tekis harakat uchun $W_0 = f_0 \cdot \bar{Q}_0$ ekanligini hisobga olsak, u

gorizontal tekislikdagi moment: $M^{eg} = 0,5B \cdot W_0$.

$$M^{eg} = 0,5B \cdot \bar{Q}_0$$

egilishga ishlaydi. Vertikal tekislikdagi eguvchi moment:

Yugorida aytilganidek, ko'prikk ikkala kuch ta'sirida ikki tekislikda ostonadan berilayotgan gorizontal itaruvchi kuch.

avtomobilning og'irliigi (bu og'irlikka ko'prikk og'irliigi ham kiradi); W_0 – ko'rsatilgan. Bu yerda \bar{Q}_0 – oldingi ko'prikk va ularning yuklanishi 64-chizmadada avtomobillar oldingi ko'priknining shakli va ularning yuklanishi 64-chizmadada ta'sir qiladi. Ikkala holda ham oldingi ko'prikk egilishga ishlaydi. Traktor va 25...30 foizi to'g'ri keladi. Gorizontal tekislik bo'yicha esa, itaruvchi kuch Traktor va avtomobillarining oldingi ko'prikgina umumiy og'irlikning bo'lishi kerak.

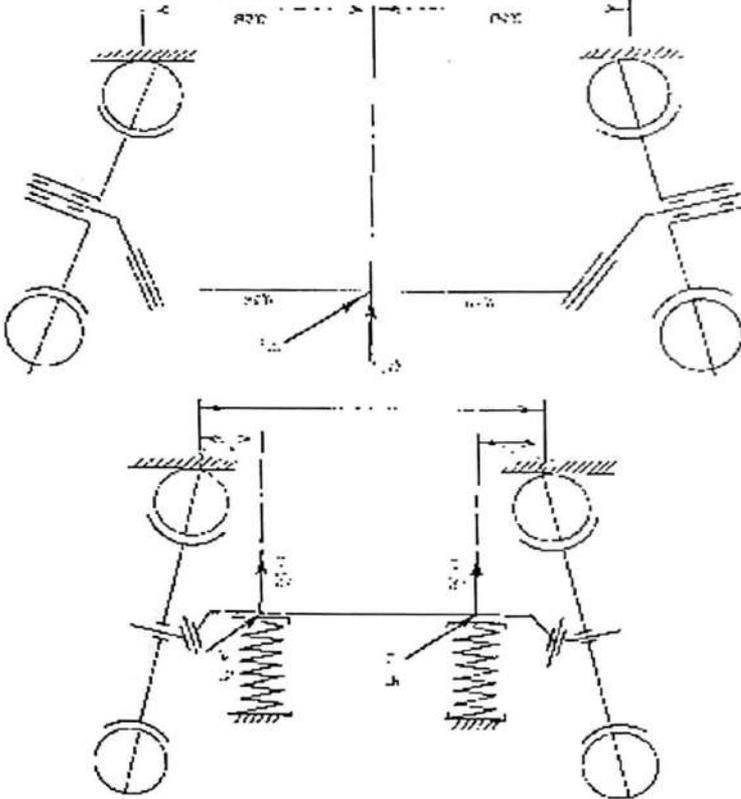
tanlanadi. Shu yuk ko'tarish gubilyatida shinaning ishlash muddati eng ko'p pnevmatik shinalar asosan, avtomobillarining yuk ko'tarish gubilyatiga qarab traktor va avtomobillar g'ildiraklariga asosan pnevmatik shinalar ishlatilmoqda. yo'naltiruvchi g'ildiraklar, oldingi ko'prikk osmalari kiradi. Zozirgi kunda traktor va avtomobillarining yurish qismiga orqa yetakchi va oldingi avtomobillarining to'g'ri chiziqli harakatiga aylanitirib berishdir. g'ildirakli Yurish qismining vazifasi g'ildiraklarning aylanma harakatini traktor va

54-§. TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR YURISH QISMNING HISOBI

Traktorda oxirgi uzatma bo'lgani uchun g'ildirakka ta'sir etayotgan normal kuch yarim o'q podshipnig'idan ag masafaga siljiydi (63-chizma, v). Lekin hosil qilinayotgan eguvchi moment $X^1 \cdot a^1$ yarim o'qni egmaydi desa bo'ladi. Chunki bu moment oxirgi uzatma podshipniklari orqali ko'prikk korpusiga beriladi. Zanjirli traktorlarda X^1 kuch umuman yetakchi yulduzchaga ta'sir etmaydi. Shunday qilib, traktorlarning yarim o'qi yuqoridagi formulaga asosan buralishga hisoblanadi.

Yo'naltiruvchi moslama g'ildiraklarning ramaga nisbatan holatini belgilaydi. Sundiruvchi moslama avtomobilning vertikal tebranishlarini so'ndiradi. Yo'naltiruvchi moslamaga qarab osmalar ikki xil bo'ladi: 1) erkin osmalar; 2) erkimas osmalar.

64-chizma. Yuk avtomobili (a) va traktor (b) oldingi o'qlarining yuklanishi.



bu yerdan: $l - g$ g'ildirakning tayanch nuqtasidan saptaning asosigacha bo'lgan masofa.

Osmalar traktor va avtomobillarning yurish ravonligi, turg'unligi, bo'yama hamda ko'ndalang kuch va reaktiv momentlarni g'ildirakdan ramaga o'tkazish, tebranishlarni so'ndirish va shinalarni eng kam yeyilishini ta'minlaydi. Osmalar uch qismdan iborat: elastik element, yo'naltiruvchi moslama va tebranishni so'ndiruvchi moslama.

Elastik elementlar har xil turki, silkinishlarni pasaytirib, yurish ravonligini ta'minlaydi.

$$M_e = l \sqrt{(Q_0)^2 + W_0^2},$$

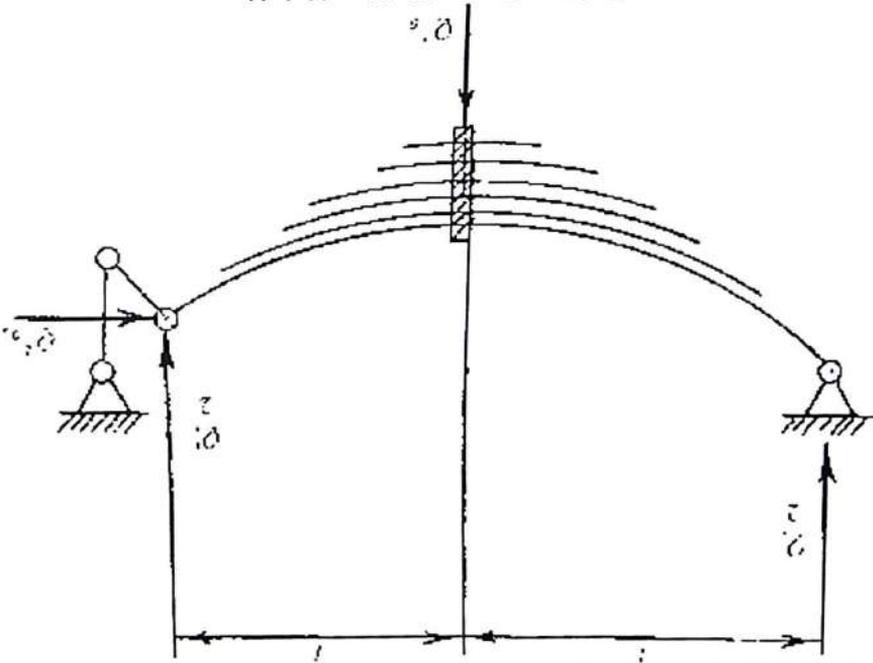
Burish saptasi egilishga Q_0 va W_0 kuchlarning geometrik yig'indisi hosil qilyotgan moment asosida hisoblanadi, ya'ni:

bu yerda: Q_0 –ressoraga tushayotgan zo'rqish, N; l –ressora markazidan tayanchlarigacha

$$f = k \frac{Q_0 \cdot l}{6 \cdot E \cdot I_0}$$

Ressoralar bir nechta qavat po'lat yaproqlardan iborat. Ularning uzunligi o'zak yaprog'idan boshlab kichrayib boradi. Avtomobillarning shu g'ildiragiga tushayotgan og'irlik 65-chizmada Q_0 bilan belgilangan. Ressoraning ikki tayanch nuqtalarida Q_0 kuchga qarama-qarshi yo'nalgan ikkita $0,5 \cdot Q_0$ reaksiya kuchlari hosil bo'ladi. Ressora uchun egilishdagi kuchlanish σ_e va egilish kattaligi f aniqlanadi. Egilish kattaligi tushayotgan kuchga to'g'ri proporsional bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

65-chizma. Ressora hisobiga oid shakl.



ressorani hisoblash bilan cheklanamiz.

hisoblash usuli tishlashish muhtasini hisoblash-da ko'rib o'tilgan. Biz faqat

Traktortlarda prujina tipidagi osmalar keng tarqalgan. Pujinalarni sharoitda normal ishlashini ta'minlaydi (65-chizma).

Ressorali osmalar eng ko'p tarqalgan bo'lib, ular avtomobillarning har qanday Elastik elementlar ressorali, prujinali, torsion va pnevmatik bo'ladi.

ko'prigida bo'ladi.

Erkin osmalar asosan, yengil avtomobillarning oldingi g'ildiragiga qo'yiladi. Erkinmas osmalar yuk avtomobillari va yengil avtomobillarning orqa

Zanjirli traktorlarning yurish qismida hosil bo'ladigan kuchlar uchinchil boddada ko'rib o'tilgan. Lekin bu kuchlarning qiymati traktorning harakati vaqtida o'zgarib, yurish qismining normal ishlashi va haydovchining holatiga ta'sir etishi mumkin. Shuning uchun harakat vaqtida ro'y berishi mumkin bo'lgan hollarni e'tiborga olib, traktorning yurish qismini hisoblash zarur. Traktorning yurish qismini zanjirli harakatlantirgich va osmalar tashkil etadi. Zanjirli harakatlantirgich yetakchi va yetaklanuvchi g'ildirak, tayanch g'altagi va ushlab turuvchi roliklar, taranglash moslamasidan iborat. Osmalar

55-§. ZANJIRLI TRAKTORLAR YURISH QISMNING HISOB

Ressorra konstruksiyasidan ma'lumki, uning har bir yaprog'i bir-biriga ishgalanib ishlaydi. Bundan tashqari, ressoraga tushayotgan kuchlanishning ishorasi doim o'zgarib turadi. Shuning uchun ressoralarni tayyorlash paytida ularning ish sharoiti ham hisobga olinadi.

Ressora asosiy yaprog'ining kuchlanishi uzunligining kvadratiga teskari proporsional bo'lganligi uchun uni uzun qilib tayyorlash maqsadga muvofiq. Lekin juda uzun bo'lib ketisa, egilish kattaligi f ham ortib ketadi. Shuning uchun kuchlanish bilan egilish kattaligi o'rtasida moslik bo'lishi kerak.

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_e] = 400 \text{ MN/m}^2$.

$$\sigma_e = \frac{1,5 \cdot f \cdot E \cdot h_a}{K \cdot l^2}$$

Yuqoridagi formulalarni hisobga olsak:

bu yerda: h_a – asosiy ressora yaprog'ining qalinligi.

$$\sigma_e = \frac{W}{0,5 \bar{\sigma}_0 \cdot l}; \quad W = 2 I_0 / h_a$$

Ressoraning eng uzuni asosiy hisoblanadi, chunki eng katta kuchlanish shu yaproqqa tushadi. Shuning uchun u egilishga hisoblanadi:

bu yerda: $i = 1, 2, \dots, m$; n_i – har bir qalinlikdagi yaproqlar soni; h_i – yaproqlarning qalinligi.

$$I_0 = \frac{b}{12} \sum_{i=1}^m n_i \cdot h_i^3$$

Barcha yaproqlarning inersion momenti I_0 quyidagicha aniqlanadi:

bo'lgan masofa, m ; E – birtinchi turkum elastiklik moduli (210000 MN/m^2); I_0 – ressoraning o'ra kesimidagi barcha qavatlarning inersion momenti, m^4 ; K – ressora konstruksiyasini hisobga oluvchi koeffitsiyent, $K = 1, 2, \dots, 1, 4$.

$$\bar{Q}_b = \bar{Q}_b \frac{q+d}{d} \quad \bar{Q}_b = \bar{Q}_b \frac{q+d}{q}$$

g'alaklarning normal reaksiyasi:

bo'lgan masofa.
bu yerda, x - zanjir tayanch yuzasining o'rtasidan hisoblanayotgan tayanch g'alagigacha

bo'yicha hisoblanadi.

$$P_b = \frac{4 \cdot x}{l \cdot \bar{Q}_b \cdot L}$$

elementi shu kuch \bar{Q}_b va bu burish paytida hosil bo'ladigan reaksiya kuch elementiga tushayotgan traktorning og'irligini \bar{Q}_b desak, balansirning elastik o'rnatiladi. Traktorning og'irligi shu o'rta balansirga taqsimlanadi. Xar bir Har bir traktorda 66-chizma, a da ko'rsatilgan balansirdan o'rta hisobi bilan tanishamiz.

xo'jaligi traktorlarda ishlatilmaydi. Shuning uchun balansirlangan osmaning tushishida torsion val buralishga ishlaydi. Lekin torsionli osma hozirda qishloq qo'llanishi mumkin (66-chizma, b). Bunda tayanch g'alagining ko'tarilib bilan elastik element orgali birkirtiladi. Elastik element tartiqasida torsionlar qiladi (66-chizma, a). Alohida osmada har bir tayanch g'alagi traktor ostovi elementlar yordamida birkirtilgan bo'lib, ular traktorning og'irligini qabul Balansirlangan osmada bir nechta tayanch g'alaklar bir-biriga elastik Elastik osmalar ikki xil bo'ladi: balansirlangan va alohida tayyorlangan. o'tildi.

og'irligi ressonaga tushadi. Ressorani hisoblash uslubini oldingi paragrafda ko'rib tipida tayyorlanadi va dvigatelning tagiga o'rnatiladi. Traktor old qismining Yarim qatliq osmalar yuqori quvvatli traktorlarda qo'llanilib, u ressona ishlatilmogda, yarim qatliq va elastik.

osmalarga bo'lgan talablarni yanada kuchaytiradi. hozirda ikki xil osmalar Keyingi vaqtlarda tez yurar va katta quvvatli traktorlarning ishlab chiqarilishi avtomobillarda g'anday vazifani bajarasa, bu yerda ham shu vazifani bajaradi.

bu yerda: $P_{\max} = \phi \cdot \bar{Q} \cdot \bar{Q}''$ - ilashish bo'yicha urinma tortish kuchi; $N: \phi$ - ilashish koefitsiyenti; \bar{Q}'' - traksiomning ilashish og'irligi; $N: W$ - egilishga qarshilik momenti, m^2 .

$$\sigma^e = \frac{M}{P_{\max} \cdot X}$$

Yatakchi g'ildirak uglerodli yoki maxsus po'tardan yasaliq, unga termik ishlov beriladi. Yatakchi g'ildirakning tishlari egilishga hisoblanadi:

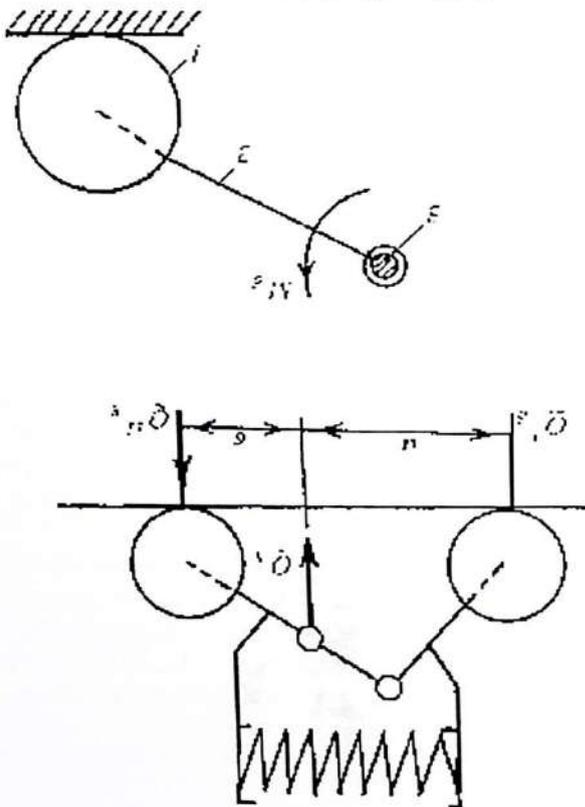
$$b_1 = \frac{Q_s \cdot d_s^2}{Q_b}$$

bu yerda: S - solishtirma bosim, $S \geq 500 \text{ N/m}^2$.

G'altak kegapining kengligi 15 mm dan kam belgilanmaydi. g'altak kegapining kengligi b_1 quyidagicha topiladi:

Balansirli osmalarda g'altaklarning diametri $d_s = (2 \dots 5) l_{zv}$; bu yerda, l_{zv}

66-chizma. Elastik (a) va torsion osmalar.



Tormoz tizimining vazifasi traktor yoki avtomobillarining tezligini kerak bo'lganda pasaytirish, butunlay to'xtatish, qiyalikda g'ildirab ketmasligini yoki kichik radiusda tez burtilishni ta'minlashdan iborat. Avtomobillarda tormozlar g'ildiraklarga yoki uzatmalar qutisining ikkilamchi o'qiga qo'yilishi mumkin. g'ildiraklarga qo'yilgan tormoz g'ildirak tormozlari deyiladi, uzatmalar qutisidan chiqqan o'qqa qo'yilgan tormozlar esa, markaziy tormoz deyiladi.

Traktorlarda tormozlar g'ildirakka qo'yilmaydi. Ularda tormoz yarim o'qlar bilan bog'langan biror o'qqa qo'yiladi.

Tormozlar kolodkali, lentali va diskli bo'ladi. Avtomobillarining g'ildiragida asosan, kolodkali tormozlar, traktorlarda esa, lentali tormozlar qo'llaniladi. Diskli tormozlar ekspluatatsiyaga qulayligi uchun hozirgi kunda keng tarqala boshladi.

56-§. TORMOZLARNI HISOBLASHI

Zanjir cho'ziliishga hisoblanadi. Bu holda ta'sir etuvchi kuch P_{ϕ}^{\max} bo'ladi. Zanjir barmog'lari eziliishga va qirqiliishga tekshiriladi.

bilan rolik orasidagi ishqalanish koeffitsiyenti.

tomonidagi rolliklar soni; δ_{zv} – zanjir zvenosining og'irligi, N; $\mu_r = 0,2 \dots 0,25$ – zanjir

bu yerda: $M_r = 5 \dots 15$ kN/m – rolikni aylantirishga qarshilik momenti; n_r – traktorning bir

$$d_r = 2M_r \frac{\delta_{zv} \cdot L(n_r - f_r)}{l_{zv}(2+n_r)}$$

V. Ya. Anilovich quyidagi formulani tavsiya etgan:

Ushlab turuvchi rolliklarning diametrlari topish uchun

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_r] = 500 \dots 1000$ MN/m².

egriklik radiusi, m; r – sevkalar radiusi, m.

bu yerda: θ – bostim burchagi (hisoblar uchun $\theta = 0$ deb olish mumkin); R – tish profilining

$$\sigma_{zv} = 0,42 \sqrt{\frac{r_{\phi}^{\max}}{E} \left(\frac{R}{1} + \frac{r}{1} \right)}$$

Tish eziliishga quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

Yo'l qo'yilgan kuchlanish $[\sigma_r] = 400 \dots 500$ MN/m².

2. *Oddiy kulachokli mustaqil qotirilgan kolodkali tormoz* (70 chizma, b). Bunda ham kulachok (3) ning kengayishi natijasida kolodkalar (2) kengayib, ular baraban (1) ni to'xtatishga harakat qiladi. Bu yerda, $P_1 \neq P_2$.

$$M_1 = \mu \cdot P_1 \cdot r_b; \quad M_2 = \mu \cdot P_2 \cdot r_b. \quad \text{Demak, } M_1 > M_2$$

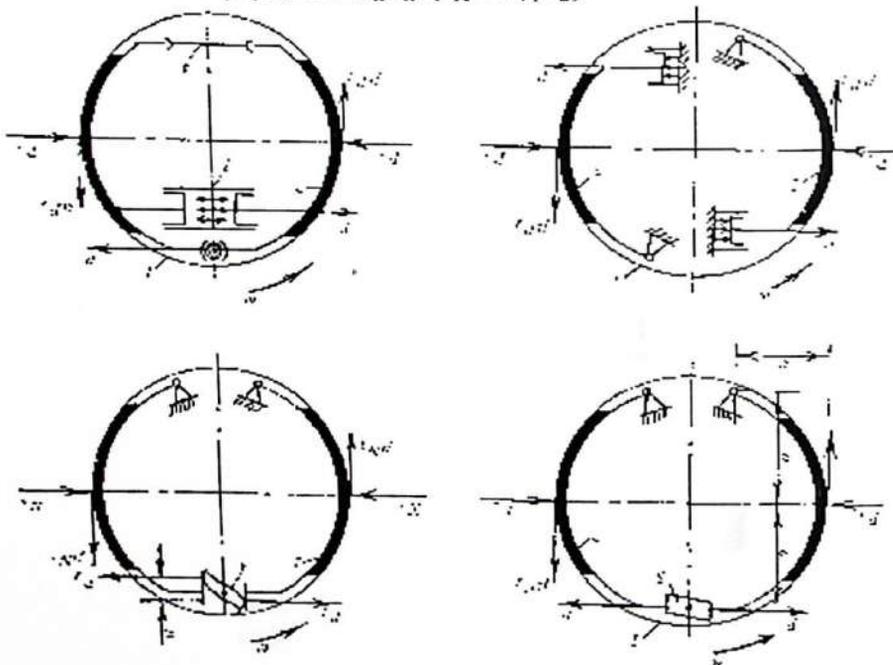
uchun P_1 va P_2 kuchlarning vertikal o'qqa nisbatan momentini topamiz: kolodka aktiv, o'ng kolodka passiv hisoblanadi. Tormoz momentini topish o'ng kolodkada moment μP_2 s kolodkani ajratadi. Shuning uchun chap Demak, $P_1 > P_2$, chunki kolodkada μP_1 s moment kolodkani barabanga bossa,

$$P_1 = P \frac{a+b}{a+\mu \cdot s}; \quad P_2 = P \frac{a+\mu \cdot s}{a+b}.$$

kolodkaning tayanichiga nisbatan moment olamiz: kuchlar hosil bo'ladi. Ikkala kolodkaga ta'sir etayotgan kuchlardan ta'sirida kengaytiradi. Natijada barabanda normal P_1 , P_2 va urinma μP_1 , μP_2 Kolodkalar (2) ni erkin kulachok (3) tormoz barabanlari (1) ga P kuch

1. *Erkin kulachokli simmetrik kolodkali tormoz* (67-chizma, a). turida tormoz kuchi har xil bo'ladi. kolodkalarining tayanichiga mahkamlanishi bilan farqlanadi. Tormozning har bir Kolodkali tormozlarning turlari 67-chizmada ko'rsatilgan. Ular asosan,

67-chizma. Kolodkali tormoz turlari.



Ikki yo'li tormozlarning shakli 68-chizma, b, v larda ko'rsatilgan. Bu tormozlarda lentaning ikkala uchi tortiladi. Shu sababli tormozlash uchun kuch ikki barobar kam sarf bo'ladi. Tormoz kuchi quyidagicha aniqlanadi, 68-

chizma, b ga binoan:

bu yerda: M_1 - tormozlovchi moment, N·m. Bu parametrlarni aniqlashga alohida to'xtalamiz, a, b -

$$P_1 = \frac{a}{b} \frac{M_1}{R(e^{\mu a} - 1)},$$

kuchi P_1 quyidagicha:

Oddiy lentali tormozlarda lentaning bir uchi mahkamlangan bo'ladi (68-chizma, a). Tormozlash paytida lentaning ikkinchi uchi tortiladi. Tormozlash

3. Erkin lentali tormozlar

2. Ikki yo'li lentali tormozlar.

1. Oddiy tormozlar.

chizma).

Lentali tormozlar asosan traktorlarda qo'llaniladi. U uch xil bo'ladi (68-

moment ko'p bo'lsa, u kam tomonga beriladi.

normal kuchlar hamda tormozlanuvchi momentlar ikkala tomonga ham teng bo'ladi. Chunki tayanch (φ) erkin bo'lgani uchun qaysi tomonga kuch yoki kolodkalar bir-biri bilan rostlovchi erkin tayanch (φ) bilan bog'langan. Natijada va o'ng kolodkalar tormoz barmog'i (ζ) ga tayanib turadi. Ikkinchi tomondan 4. **O'z-o'zini kuchaytiruvchi tormoz** (67-chizma, g). Bu tormozda chap kolodkaga aylanadi. Shuning uchun bu tormozlar kam ishlatiladi.

3. **Ikki aktiv kolodkali tormoz** (67-chizma, v). Bu yerda chap (2) va (3) kolodkalar ham barabanga bir xil bosim bilan eziladi. Ikkalasi ham aktiv kolodkalar. Lekin avtomobilning orgaga harakatida ikkalasi ham passiv

$$M_1 = \mu \cdot r_b \cdot 2N_1 = 2P_1 \mu \cdot r_b \frac{a-ts}{(a+b)}.$$

bo'lgani uchun,

Tormozlanish momenti $M_1 = \mu \cdot r_b \cdot 2(N_1 + N_2)$. Lekin $N_1 = N_2$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(a-t)s(a+b-h)}{(a+b)(a+ts)}.$$

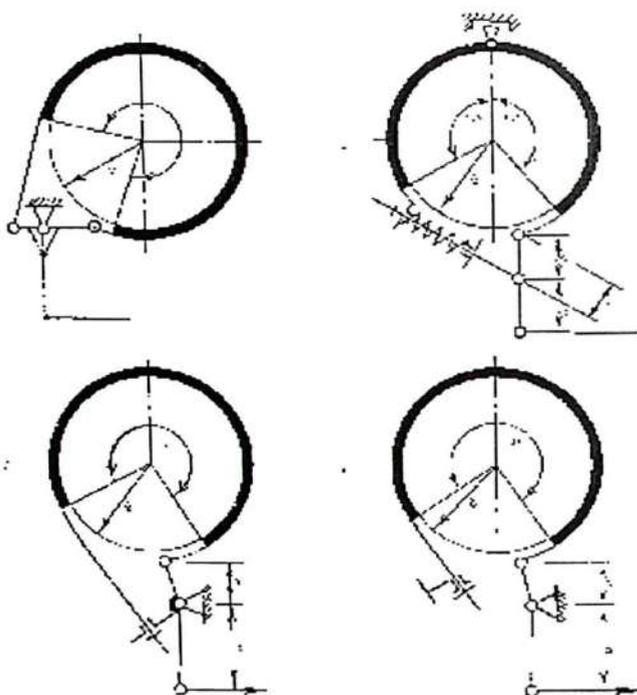
ya'ni $N_1 = N_2$. Bu tenglikdan P_1 va P_2 larning nisbatini topish mumkin:

$$N_1 = P_1 \frac{a-t \cdot s}{a+b}; \quad N_2 = P_2 \frac{a+ts}{a+b-h}.$$

Shuning uchun me'yoriy N_1 va N_2 kuchlar teng bo'ladi:

Lentaning materiali ST40 yoki ST65G. U cho'zilisiga ishlaydi. Qisirmalar mis-sabest ipdan bo'lib, oldindan tomozlanuvchi barabanga mos tushadigan shaklda tayyorlanadi. Lenta barabanga kiygizilganda lenta bilan baraban oralig' 2 mm bo'lishi kerak.

68-chizma. Lentali tormozlar shakli.



$$h_1 = \frac{150}{2R} = 1,5 \dots 3 \text{ mm.}$$

Erkin lentali tormozlarda baraban qaysi tomonga aylanmasin tormozlash doim bir xil bo'ladi. Bu tormozlarda tormoz kuchi oddiy lentali tormozniki singari aniqlanadi. Har bir lentali tormozlarda lentaning kengligi 100 mm dan ortmaydi. Qalinligi esa,

$$P_t = \frac{M_t}{R \left[\frac{b}{a} (e^{ms} - 1) + \frac{a+b}{s} \right] \left(\frac{e^{ms} - 1}{e^{ms} + 1} \right)}$$

68-chizma, v ga binoan:

$$P_t = \frac{b}{a} \frac{M_t}{R} \frac{a}{e^{ms} + 1}$$

bu yerda: I_{ω} – rul mexanizmining uzatishlar soni; I_{ω}'' – rul yuritmasining uzatishlar soni.

$$I_{\omega}'' = I_{\omega} \cdot I_{\omega},$$

katta ahamiyatiga ega. U quyidagicha aniqlanadi:

Rul boshqarmasining uzatishlar sonini (burchak bo'yicha) to'g'ri belgilash

5. *Burilish paytida yon tomonga sirpanishni minimal bo'lishi.*
 4. *Avtomobil yoki traktorning to'g'ri chiziqli harakatini ta'minlash.*
 3. *Yo'l noqisliklaridan hosil bo'lgan turkillarini rul chambardavriga kam miqdorda o'tkazish.*
 2. *Rul chambardavrigini burishda oz kuch sarflanishi.*
 1. *Avtomobil yoki traktorni boshqarish qulay va oson bo'lishi.*
- Rul boshqarmasi asosan traktor va avtomobillarning yo'nalishini o'zgartirish uchun xizmat qiladi. Rul boshqarmasiga quyidagi talablar qoyiladi:

57-§. RUL BOSHQARMASI

bu yerda: $M_{A, \epsilon}$ – burilishga qarshilik momenti.

$$M_{A, \epsilon} = \frac{2M_{B, \epsilon} \cdot r_2}{r_1}$$

momenti:

Traktorni minimal radius bo'yicha burishda sust g'ildirakning tormoz

bu yerda: α – qiyalik burchagi.

$$M_1 = \frac{r \cdot Q}{r_1} (\sin \alpha - f \cos \alpha).$$

Quyidagiga teng bo'lishi kerak:

Qiyalikda turgan traktorni ushlab turish uchun tormoz momenti M_1

bu yerda: L – traktor bazasi; m ; a , h – og'irlik markazining koordinatalari, m.

$$M_1 = \frac{m \cdot g \cdot L}{\phi \cdot r_1} (L - a - \phi \cdot h),$$

Gorizontal yuzadagi g'ildirakli traktorlar uchun:

soni; n – tormozlar soni.

bu yerda: f – sekiniylashish qiyimati, m/s^2 ; I_p – tormoz barabandan yetakchi g'ildirakka uzatishlar

$$M_1 = \frac{f \cdot 9,81}{r_1} \cdot I_p \cdot n,$$

tormoz momenti quyidagiga teng:

Tormoz momenti traktorning tipi va ishlash sharoiti uchun har xil bo'lishi mumkin. Zanjirli traktorni gorizontal yo'lida to'xtatish uchun kerak bo'lgan

bu yerda: $M_{bk} = M_1 + M_2$; $M_1 = Q_0 f_0 a$; $M_2 = 0,14 \varphi_0 \cdot Q_0 \cdot r_0$.
 Rul chambaragi burilishga, chervyak sektori va rul soshkasi egilishga, rul o'qi esa buralishga hisoblanadi.

$$P = \frac{Q_0 \cdot \ell}{r_0 \cdot R}$$

Rul chambaragidagi kuch:

$$P = \frac{M_{bk}}{R \cdot \ell \cdot \eta}$$

Rul mexanizimidagi kuch:

sektor radiusi, m.

bu yerda: l – vint o'qidan rul soshkasi o'qigacha bo'lgan masofa, m; l – vint qadami, m; r_0 –

$$l' = \frac{l}{2\pi \cdot r_0}$$

Chervyakli burish mexanizimi uchun:

$$l' = \frac{l \cdot \cos \beta}{2\pi \cdot l}$$

Vintli burish mexanizimi uchun:

1. А.П.Арафонов. Снижение давления тракторов на грунт. Механизация и электрофикация сельского хозяйства. № 7, 1980.
2. Д.П.Вениканов. Эксплуатационные качества автомобилей. М., 1962.
3. Б.Я.Линцбург. Теория и расчет тракторов, самоходных шасси и автомобилей. Цикл лекций. М., 1966.
4. В.Е.Демидов. Электроника четырех колес М., 1978.
5. Ю.А.Долматовский. Беседы об автомобиле. М., 1976.
6. Г.В.Зимелев. Теория автомобиля. М., 1957.
7. В.М.Клепников, Е.В.Клепников. Теория и конструкция автомобиля. М., 1967.
8. В.И.Кнороз и др. Работа автомобильной шины. М., 1976.
9. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля. М., Машгиз, 1974.
10. Е.Д.Львов. Теория трактора. М., Машгиз, 1960.
11. Е.В.Михайловский, В.Б.Цимбалин. Теория трактора и автомобиля. М., 1960.
12. В.В.Московкин, И.Л.Юрин. Определение потерь мощности в артефатах трансмиссии автомобиля, вызванных передачей крутящего момента. Автомобильная промышленность, № 8, 1980.
13. Р.Д.Овезов. Тягово-сцепные качества колесного трактора, работающего в направленных бороздах. Тракторы и сельхозмашины, № 4, 1979.
14. Б.Б.Рассанов, Ю.Т.Чумаченко Автомобильный практикум. М., Феникс, 2002.
15. Н.Р.Рашидов и др. Условия синхронного торможения многозвенного тракторного поезда. Механизация и электрофикация сельского хозяйства, № 7, 1977.
16. В.А.Родичев. Тракторы. М., Академия, 2002.
17. В.А.Родичев. Тракторы. М., Академия, 2003.
18. Д.А.Чудаков. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. М., Колос, 1972.

5	So'z boshi	141
6	Кирими	141
9	1-bob. Traktor va avtomobillarining kuch balansini	136
9	1-§. Traktor ichki dvigatellarning tashqi	136
12	2-§. Traktorning yurish qismlariga qo'yilgan yotakchi momentni aniqlash	136
16	3-§. Traktor va avtomobillar ta'sir etuvchi kuchlar	138
16	4-§. Traktor va avtomobillar harakatiga ta'sir etuvchi kuchlar	138
18	5-§. Kuch balansini va harakatning differentsial tenglamasini	138
29	6-§. G'ildirakli traktor va avtomobillarining umumiy dinamikasini	141
33	7-§. Tuproqning fizik-mexanik xususiyatlari	141
34	7-§. G'ildiraklarning simlarga bo'linishi	141
37	8-§. Yotaklanuvchi g'ildiraklarning ishlashi	141
42	9-§. Yotakchi g'ildirakning ishlashi	141
45	10-§. Shatakirash va tuproq bilan ilashish ko'rsatkichlari	141
48	11-§. Traktor hamda avtomobillarining oldingi va orqa g'ildiraklardagi tuproqning vertikal reaksiyasini aniqlash	141
52	12-§. O'rnatma qishloq xo'jaligi mashinasi bilan ishlayotgan traktor g'ildiraklardagi vertikal reaksiyalarini aniqlash	141
55	Zanjirli traktorlarning umumiy dinamikasini	141
55	13-§. Zanjirli harakatlantirgichning ishlashi	141
58	14-§. Zanjirli harakatlantirgichning dinamikasini	141
61	15-§. Zanjirli traktorlarning bosim markazi va zaryatini aniqlash	141
64	16-§. Og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash	141
64	17-§. Bo'ylanma turg'unlik	141
67	18-§. Ko'ndalang turg'unlik	141
73	19-§. Egri chiziqli harakatlardagi ko'ndalang turg'unlik	141
77	20-§. G'ildiraklar yonaki surilganidagi mashinaning turg'unligi	141
81	21-§. Traktorning quvvat balansini va turtishning potentsial tashqi	141
81	22-§. Traktorni turtish kuchi bo'yicha hisoblash va turtishning nazariy tashqi	141
86	23-§. Turtishning nazariy tashqi	141
94	24-§. Traktorning shig'ov bilan harakatlantirishi	141
97	25-§. Ikkala ko'priqli yotakchi bo'lgan traktorning turtish dinamikasini	141
107	26-§. Avtomobilning turtish dinamikasini	141
109	27-§. Avtomobilning kuch balansini va dinamik tashqi	141
109	28-§. Avtomobilning shig'ov bilan harakatlantirishi	141
117	29-§. Avtomobilni turtish kuchi bo'yicha hisoblash	141
128	30-§. Avtomobilning turtish dinamikasini	141
128	31-§. Avtomobilning harakat tenglamasini	141
129	32-§. Dvigatel bilan va dvigatelsiz tuzilmani	141
133	33-§. Avtopoyezdlarning tuzilmasini	141
136	34-§. Traktorning yotakchi va unga ta'sir etuvchi omillar	141
138	35-§. Avtomobilning yotakchi va unga ta'sir etuvchi omillar	141
141	36-§. G'ildirakli traktor hamda avtomobillarining burilish kinematikasini va dinamikasini	141

146	37-§. Shina qayishqoqligining boshqariluvchanlikka ta'siri
149	38-§. Boshqariluvchi g'ildiraklarni o'mash
152	39-§. Burtiluvchanlik kinematikasi
152	40-§. Pritsepil traktorning burtilishi
159	41-§. Burovchi moment
161	Traktor va avtomobillarning yo'l to'siqlaridan o'tuvchanligi
161	42-§. Avtomobillarning o'tuvchanligi
161	43-§. O'tuvchanlikka tortish xususiyati va tayanch-ilashish tasnifining ta'siri
163	44-§. O'tuvchanlikning geometrik parametrlari
165	45-§. Avtomobil konstruksiyasining o'tuvchanlikka ta'siri
166	46-§. Traktorning o'tuvchanligi
167	47-§. Traktor va avtomobillarning iebtranishi va bu iebtranishni so'ndirish
171	Traktor va avtomobillar shassisining hisobi
171	48-§. Transmissiya mexanizmlarining ishlash rejimi
172	49-§. Tishlashish muflasining hisobi
177	50-§. Muflaning shataktrash vaqtidagi ishi
178	51-§. Tishlashish muflasini qizish va yeyilishiga hisoblash
181	52-§. Uzatmalar qutisining hisobi
189	53-§. Yelakchi ko'priknig hisobi
196	54-§. Traktor va avtomobillar yurish qismining hisobi
200	55-§. Zanjirli traktorlar yurish qismining hisobi
202	56-§. Tomozlarni hisoblash
206	57-§. Rul boshqarmasi
208	Adabiyotlar
10-bob.	
Zanjirli traktorlarning burtiluvchanligi	
11-bob.	
Traktor va avtomobillar shassisining hisobi	
12-bob.	

«Fan va texnologiya» nashriyoti,
700003. Toshkent sh., Olmazor, 171.

2005 yil 12 oktabrda chop etishga ruxsat berildi.
Bichimi 60x84^{1/16}. «Tayms» hartida terildi. Shartli bosma tabog'i 14,0.
Nashr bosma tabog'i 13,75. Adadi 1000. Buyurtma № _____.
Bahosi shartnoma asosida

Muharrir: M. Tojiboyeva
Texnik muharrir: t. f.n. Q. Shovazov
Musahhih: M. Hayitova
Kompyuterda sahifalovchi: A. Sultanov

TRAKTOR VA AVTOMOBILLAR NAZARIYASI
HAMDA HISOBI

TOLIBJON XUDOYBERDIYEV



ISBN: 978-9943-7732-2-4



9 789943 773224