

ЎЗБЕКISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O'RTA MAHSUS TA'LIM VAZIRLIGI
TOSHKENT DAVLAT TEXNIKA UNIVERSITETI

R. I. KARIMOV, A. SALIYEV

AMALIY MEXANIKA

*Ўзбекистон Республикаси Олий ва о'рта махсус та'лим вазирлиги
томонидан техника олий о'қув yurtlari talabalari uchun darslik
sifatida tavsiya etilgan*

«FAN VA TEXNOLOGIYA» — 2005

R. I. Karimov, A. Saliyev Amaliy mexanika. T., «Fan va texnologiya» nashriyoti, 2005, 268 bet.

Darslik “Materiallar qarshiligi”, “Mehanizm va mashinalar nazariyasi” hamda “Mashina detallari” qismlaridan tashkil topgan. U O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta mahsus ta’lim vazirligining energetika bakalavr yo‘nalishlari – 5520100, 5520200, 5520300, 5521300, 5522800; metallurgiya yo‘nalishi 5520400; elektronika va avtomatika yo‘nalishlari – 5521500, 5521800; neft va neftni qayta ishlash texnologiyasi yo‘nalishi – 5522500 uchun tasdiqlangan namunaviy dasturi asosida yozilgan.

Darslikda mashina detallari va inshoot konstruksiyalarining ishlash jarayonida ro‘y beradigan deformatsiyalar, ularni hisoblash usullari, kesim tanlash, mehanizm va mashinalarning tuzulishlari, ularning kinematik va dinamik tahlillari, sintez masalalari, mashina detallarini mustahkamlikka hisoblash masalalari keltirilgan.

Oliy ta’lim muassasalari talabari uchun darslik sifatida tavsiya etiladi.

Taqrizchilar: M. M. Mirsaidov – texnika fanlari doktori, professor,
Sh. P. Alimuhamedov – texnika fanlari doktori, professor.

© «Fan va texnologiya» nashriyoti,
2005 yil.

SO‘Z BOSHI

O‘zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasining «Kadrlar tayyorlash Milliy dasturi»da hamda «Ta’lim to‘g‘risida»gi Qonunda yosh, har tomonlama mukammal rivojlangan yangi avlodni tarbiyalab etishtirishga katta ahamiyat beriladi. Bu muammoni hal qilish asosan, oliy o‘quv yurtlari zimmasiga katta ma’suliyat yuklaydi.

Oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun yaratilgan mazkur darslik yuqorida keltirilgan muammoni qisman hal qiladi. Mazkur kitob O‘zbekiston Respublikasi Vazirlar Mahkamasi Fan va texnologiyalar Markazi granti asosida yozilgan bo‘lib, respublikamizning texnika oliy o‘quv yurtlari uchun «Amaliy mexanika» fani bo‘yicha darslik sifatida tavsiya etiladi.

«Amaliy mexanika» fani «Materiallar qarshiligi», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» va «Mashina detallari» fanlaridan tashkil topgandir.

Mazkur darslikning tuzilishi hamda hajmi mualliflarni ko‘p yillik pedagogik faoliyati natijasida mujassamlashtirildi va tartibga keltirildi.

Darslikning 1-§-12-§, 22-§, 29-§, 36-§-52-§, 67-§-73-§, 94-§-100-§ lari t.f.d., prof. R.I.Karimov, 13-§-21-§, 23-§-28-§, 30-§-35-§, 53-§-66-§, 74-§-93-§ lari t.f.n, dots. A.Saliyevlar tomonidan yozildi.

Mualliflar kitob bo‘yicha e’tirozli mulohazalarni quyidagi manzilga yuborishingizni so‘raydi:

*Toshkent-95, Universitet-2,
ToshDTUning «Materiallar qarshiligi,
mexanizm va mashinalar
nazariyasi» kafedrası.*

Mualliflar.

K I R I Sh

Zamonaviy texnika va texnologiyalar mashinasozlik sanoatidan yangi mashinalarni bunyod etish, ularning unumdorligini oshirish, inson mehnatini engillashtirish hamda tabiat qonunlarini takomillashtiruvchi mukammal uskunalar yaratishni taqozo qiladi. Buning uchun mashinalarni loyihalashda ularning detallarini mumkin qadar yengil, yetarli darajada mustahkam, ishqalanishga chidamli, shakli oddiy, tayyorlangan materiallari arzon, ishlab chiqarilishi sodda, ishlatilishi qulay va xavfsiz, shuningdek, davlat standartlari talablarini to'la qondiradigan bo'lishiga erishish kerak.

Albatta, mashinasozlikka qo'yilgan bunday talablarni amalga oshirish uchun yuqori, puxta bilimga ega bo'lgan, mashinalar tuzilishini va ular ishlashida ro'y beradigan jarayonlarning asl mohiyatini tushunadigan har tomonlama mukammal rivojlangan yetuk va barkamol mutaxassislarni tayyorlash zaruriyati tug'iladi. Bunday mutaxassislarni tayyorlash bo'lajak mutaxassislarni kasbiy bilimlarini takomillashtirishni va ularni mukammal ravishda o'zlashtirishni taqozo etadi.

Talabalarni kasbiy bilimlarini takomillashtirishda «Amaliy mexanika» fanining ahamiyati o'ta kattadir.

«Amaliy mexanika» fani – «Materiallar qarshiligi», «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» hamda «Mashina detallari» fanlaridan tashkil topgan bo'lib mashinalar mexanikasining hamma jabhalarini o'z ichiga qamrab olgandir.

Insoniyat o'zining rivojlanish ibtidosidan boshlab oddiy mexanizmlar yarata boshlagan. Masalan, Leonardo da Vinchi (1452-1519) birinchi bo'lib to'qimachilik dastgohlarini, bosmaxona va yog'ochni qayta ishlovchi mexanizmlarni yaratdi. Italiyalik shifokor va matematik D.Kardon (1501-1576) tegirmon va soat mexanizmlarini yaratdi. Fransuz G.Amonton (1663-1705) va Sh.Kulon (1736-1806) jahonda birinchi bo'lib ishqalanish kuchini aniqlash yo'llarini ko'rsatdilar.

Umumiy mexanika bilan bir qatorda uning ajratmas qismi bo'lgan mashina va mexanizmlar nazariyasi ham rivojlana boshladi. U asosan XIX asr boshlarida «Amaliy mexanika» nomi bilan, so'ngra esa, alohida fan tariqasida mexanizmlarni tuzilishini,

kinematikasini va dinamika masalalarini tahlil qila boshladi. Faqat XIX asr o'rtalarida, asosan P.L.Chebishev (1821-1879) tomonidan mexanizmlarni loyihalash (sintez) masalalari rivojlana boshladi. Mexanizmlar sintez masalasida asosan, tishli g'ildiraklar profillarini aniqlash metodi T.Olive (1793-1858) tomonidan yaratildi.

Ingliz olimi R.Villis (1800-1875) tekislikdagi o'zaro ilashishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklarni asosiy teoremasini, planetar mexanizmlar uchun analitik hisoblar uslublarini ko'rsatib berdi. Nemis olimi F.Relo (1829-1905) mexanizmlar tuzulishi, sintezni grafik uslublarini yaratib berdi.

Rus olimi L.V.Assur (1878-1920) ko'p bo'g'inli-tishli mexanizmlarning tuzulish qonuniyatlarini yaratdi.

O'zbekiston Respublikasida mexanika fanining rivojiga akademiklar M. T. O'rozboyev, X. X. Usmanxo'djayev, A. X. Rahmatullin, T. R. Rashidov va ularning ko'p sonli shogirdlari katta hissa qo'shdilar. Masalan, professorlar G. S. Zokirov, Sh. U. Rahmatkariyev, A. D. Jo'rayev, R. I. Karimov, M. M. Mirsaidov, Sh. P. Alimuhamedov va boshqalar.

Bu ishlar ichida paxtachilik kompleksiga kiruvchi mashinalar nazariyasi va birinchi navbatda paxta terish mashinalari ishchi a'zosining yaratilishi tahsinga loyiqdir.

Toshkent davlat texnika universiteti «Mashinalarni loyihalash asoslari» kafedrasida qilingan ishlardan asosiylaridan biri yangi zamonaviy texnika va texnologiyalarga asoslangan darsliklar yaratishdan iboratdir. Bu darslikda zamonaviy mexanizmlar, ularning ishlatilishi, harakatlari, ularda ro'y beradigan mexanik deformatsiyalar hamda hisoblashlarda EHM dan foydalanish uchun dasturlar keltirilgan.

«Amaliy mexanika» fani texnika oliy o'quv yurtlari talabalari uchun mutaxassislik fanlarini o'zlashtirishdagi umummuhandislik fani bo'lib, ulardan yetuk mutaxassis bo'lib yetishishlariga katta yordam beradi.

Mazkur kitobda mashinalarni mexanizmlarga, ularni esa o'z navbatida kinematik juft va detallarga ajratish hamda aksincha yo'llari ko'rsatiladi.

Detallar, kinematik juftlar, mexanizmlar va mashinalar nazariyasi yaratiladi hamda hisoblash usullari ko'rsatiladi. Ularda paydo bo'ladigan haqiqiy zo'riqishlar aniqlanadi. Deformatsiyalarga bardosh bera oladigan kesimlar tanlanadi.

Kinematik juftlarda paydo bo'ladigan reaksiya kuchlari ulardagi yeyilishini kuchaytiradi va pi'ovard natijada mashinalarning foydali ish koeffitsientini, unumdorligini, ishlash muhlatini pasayishining asosiy sababchisi ekanligi yaqqol namoyon bo'ladi.

Shuning uchun mazkur fanni zamonaviy texnologiyalar hamda uslublar asosida o'qitish maqsadga muvofiqdir.

Mazkur darslikning elektron talqini ham mavjud bo'lib, unda kompyuter yordamida mexanik jarayonlarni harakatlangan holatda ko'rish imkoniyati yaratilgan. Masalani bunday qo'yilishi talabalar ongida mexanik harakatlarning ichki ko'rinmas jabhalariga nisbatan mukammal taassurot qoldiradidi va ular bilimini mustahkam bo'lishiga yordam beradi.

I BO'LIM

MATERIALLAR QARSHILIGI

I BOB. «MATERIALLAR QARSHILIGI» FANI HAQIDA BOSHLANG'ICH MA'LUMOTLAR

1-§. «MATERIALLAR QARSHILIGI» FANINING ASOSIY VAZIFALARI VA DASTLABKI TUSHUNCHALARI

Mashinalarda va inshoot konstruksiyalarida hamma elementlarining sinib ketishi yoki tashqi kuchlar ta'sirida o'lchamlarini va shaklini o'zgartirish xavfi mavjud bo'lib, ularning mustahkamligini hisoblash va ta'minlash dolzarb muammo bo'lib hisoblanadi. Bu hisoblashlar shunga asoslanadiki, tashqi ta'sir ostida inshoot va mashinalar konstruksiyalarida elementlarning yemirilish xavfi bo'lmasligi kerak. Shunday qilib, «Materiallar qarshiligi» fani mashina va inshoot konstruksiyalari elementlarining mustahkamligi va deformatsiyalanmasligi haqidagi fandır.

Ba'zan bikrlkni va ustuvorlikni hisoblashga to'g'ri keladi. Bikrlkni hisoblashda detalning o'lchamlari unga kuchlar ta'sir etganda uning shakli va o'lchamlari konstruksiyani normal ishlashiga halal bermaydigan chegaralarda o'zgaradi, degan shart asosida aniqlanadi. Bikrlikka hisoblash konstruksiya elementlarini dastlabki (hisobiy) shakli saqlanishini ta'minlashlari kerak. Ko'pincha, siqilgan sterjenlar ustuvorlikka hisoblanadi.

Mashina va inshootlar elemetlari ularga tashqi kuchlar ta'siri natijasida shakli va o'lchamlari o'zgaradi, ya'ni deformatsiyalanadi.

Deformatsiyalanish qobiliyati – hamma qattiq jismlarning asosiy xossalaridan biridir. Tashqi kuchlar ta'sirida molekular orasidagi masofa buziladi va jism deformatsiyalanadi.

Deformatsiyalanish natijasida molekulararo o'zaro ta'sirlashishi o'zgaradi, jism ichkarisida deformatsiyaga qarshilik ko'rsatuvchi va jism zarrachalarini dastlabki vaziyatiga qaytarishga intiluvchi ichki kuchlar hosil bo'ladi.

Bu ichki kuchlar *elastiklik kuchlari* deb ataladi. Tashqi kuchlar qiymati kichik bo'lganda qattiq jismdan kuchlar ta'siri olingandan keyin jism o'zining dastlabki o'lchamlarini tiklaydi.

Tashqi kuchlar ta'siri tugagach, deformatsiyalarning yo'qolishi *elastiklik* deb ataladi. Agar kuchlar ta'siri olingandan keyin jism o'zining shakli va o'lchamlarini to'la tiklasa, u *absolyut elastik jism deb*, yo'qoladigan deformatsiyalar esa *elastik deformatsiyalar* deb ataladi.

Izlanishlar shuni ko'rsatadiki, jismga ta'sir etuvchi kuchlarning qiymati har qaysi jism uchun ma'lum bir chegaradan oshib ketmasa elastik deformatsiya hosil bo'ladi, katta kuchlar ta'sir etganda esa jismda elastik deformatsiyalardan tashqari qoldiq deformatsiyalar ham paydo bo'ladi.

Shunday qilib, «Materiallar qarshiligi» fani mashina va inshootlar elementlarining deformatsiyasini aniqlash va ularning mustahkamligini o'rganuvchi fandir.

Mustahkamlik – mashina va inshoot elementlarining tashqi kuch ta'siriga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Moddiy jismlarning bikrligi – uning deformatsiyalanishga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Mashina va inshoot elementlari o'lchamlarining deformatsiyalanishi natijasida o'zgarishi ruxsat etilgan kattalikdan oshib ketmasligi *bikrlikka hisoblash* deyiladi.

Ustuvorlik – mashina va inshoot elementlarini muvozanatlik holatidan chiqaruvchi kuchlarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir.

Ustuvorlikka hisoblash mashina elementlarini muvozanatdan chiqib ketish ehtimolini yo'qotadi. Mashina elementlarining mustahkamligini, bikrligini va ustuvorligini hisoblashni soddalashtirish uchun materiallarning xossalari va deformatsiyalarning xarakteri haqida ba'zi faraz va nazariyalar bilan ish ko'rishga to'g'ri keladi. Ular quyidagilar:

- Hamma jismlar absolyut elastik deb faraz qilinadi, ya'ni kuchlar olib tashlanilgandan keyin deformatsiya to'laligicha yo'qoladi. Haqiqatda esa, yuqorida aytib o'tilganidek, bu hol kuchlarning ma'lum bir qiymatlaridagina taqriban to'g'ridir.

- Konstruksiya tayyorlanadigan materiallar bir jinsli deb hisoblanadi. Demak, materialning har qanday miqdordagi kichik zarrachalarning fizik va mexanik xossalari bir xil bo'ladi. Haqiqatda esa, texnikada ishlatiladigan ko'pgina materiallar bir jinsli tuzilishga ega bo'ladi. Bular birinchi navbatda metallar, ularning qotishmalari va plastmassalardir. Boshqa materiallar (yog'och, beton) ning bir jinsliligi metallarnikiga qaraganda kam bo'ladi. «Materiallar qarshiligi» fanida bunday nojinslilikni e'tiborga olinmaydi.

• Hamma jismlar tuzilishi jihatidan yaxlit, uning ichki tuzilishida yoriqlar va boshqa nuqsonlar yo'q deb faraz qilinadi, ya'ni materialning hamma nuqtalari bir xil izotrop xossalarga ega.

• Materiallar izotrop, ya'ni ular hamma yo'nalishlarda bir xil fizik-mexanikaviy xossalarga ega deb qaraladi.

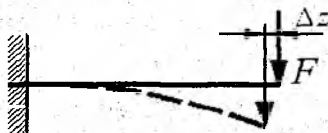
Ko'pincha metallar, beton, ba'zi bir plastmassalarni izotrop materiallar deb hisoblash mumkin. Totali strukturaga ega bo'lgan ko'pgina qurilish materiallari, masalan, yog'ochning xossalari turli yo'nalishlarda turlicha bo'ladi, bunday materiallar *anizotrop materiallar* deb ataladi.

Material qanchalik bir jinsli va o'z xossalari jihatidan izotrop jisimga qanchalik yaqin bo'lsa, tajriba va nazariya natijalari shunchalik bir-biriga yaxshi mos keladi.

• Jismga tashqi kuch ta'sir etmasa unda hosil bo'ladigan ichki kuchlar ta'siri e'tiborga olinmaydi.

• Deformatsiyalar xarakteri xaqidagi asosiy farazlar quyidagilardan iborat:

1. Elastik jismlarda tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan siljishlar ko'rib chiqilayotgan elementlarning o'lchamlariga qaraganda juda ham kichik. Bu faraz, ko'pchilik hollarda, deformatsiya natijasida jismlar o'lchamlarining o'zgarishi tufayli kuchlarning joylashuvida u bilan bog'liq bo'lgan o'zgarishlarni hisobga olmaslikka imkon beradi (1.1-chizma).



1.1-chizma.

1.1-chizmada ko'rsatilgan F kuch ta'sirida deformatsiyalangan sterjenda kuchning qo'yilish nuqtasining Δz oraliqqa siljishi e'tiborga olinmaydi.

2. Elastik jism nuqtalarining siljishi ta'sir qiluvchi kuchlarga to'g'ri proporsionaldir. Bu faraz kuchlarning ma'lum bir quyi chegaralarida to'g'ridir. Bu farazga bo'ysunuvchi elementlar va konstruksiyalar *chiziqli deformatsiyalanuvchi elementlar va konstruksiyalar* deb ataladi.

3. Mashina detallari va inshoot konstruksiyalari elementlarini hisoblashda hosil bo'ladigan siljishlar juda kichik bo'lganligi va siljishlar kuchlarga to'g'ri proporsional bo'lganligi uchun tashqi kuchlar bir-biridan mustaqil ravishda ta'sir etadi, deb faraz qilish

mumkin. Bu qoida kuchlar ta'sirini mustaqillik prinsipi (*superpozitsiya prinsipi*) nomi bilan yuritiladi.

«Materiallar qarshiligi» fani asosan «Nazariy mexanika» fanining qonun va qoidalariga asoslanadi. Biroq jismlarning mustahkamlikka, bikrlikka hisoblashda «Nazariy mexanika» fanining qattiq jismlar uchun to'g'ri bo'lgan ko'pgina qonun va qoidalaridan foydalanib bo'lmaydi. Masalan, «Nazariy mexanika» fanida kuchni hamma vaqt uning ta'sir chizig'i bo'ylab ko'chirish mumkin. Bu ishni elastik jismda qilib bo'lmaydi, chunki kuchni ko'chirish deformatsiya ko'rinishini keskin o'zgartirishi mumkin. Xuddi shuningdek, kuchlar sistemasini ularning ekvivalenti bo'lgan bitta kuch bilan almashtirib bo'lmaydi, yoki boshqacha qilib aytganda, kuchlar sistemasini ularning teng ta'sir etuvchisi bilan almashtirib bo'lmaydi. Bundan tashqari, jisimga ta'sir etuvchi kuchlar juftini o'zining ta'sir tekisligida bir joydan ikkinchi joyga ko'chirib bo'lmaydi.

2-§. KUCHLAR. KESIMLAR USLUBI. DEFORMATSIYALAR. KUCHLANISHLAR

Jisimga ko'rsatilgan ta'sirning o'lchami kuch deb ataladi (N , kN , MN).

Kuchlar bir nuqtaga yoki biron yuzaga qo'yilishi mumkin. Shunga qarab ular *bir nuqtada mujassamlangan va yuza bo'ylab tarqalgan kuchlar deyiladi*. Ta'kidlab o'tilganidek, jisimga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar unda deformatsiyaga qarshilik ko'rsatishga intiluvchi qo'shimcha ichki kuchlarni hosil qiladi. Tashqi kuch ta'sirida jismda hosil bo'ladigan ichki kuchlarni kesimlar uslubidan foydalanib aniqlash mumkin. Bu uslubning mohiyati shundan iboratki, kesimni qirqib tashlangan qismiga qo'yilgan tashqi kuchlar kesim tekisligida hosil bo'ladigan va tashlab yuboriladigan qismning qoldirilgan qismiga bergan ta'siri bilan almashtiriladigan ichki kuchlar bilan muvozanatlashtiriladi. Muvozanatda turgan sterjenni qismlarga bo'lamiz (2.1-chizma).

Kesimda qoldirilgan qismga qo'yilgan tashqi kuchlarni muvozanatlovchi ichki kuchlar hosil bo'ladi. Bu hoi jismning istalgan qismlariga muvozanatlik shartini tadbiiq etishga imkon beradi. Muvozanatlik sharti kuchlar fazoviy sistemasining umumiy holda quyidagi oltita muvozanat tenglamalaridan iboratdir:

$$\begin{aligned} \sum X = 0; \quad \sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \\ \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Bu tenglamalar ichki elastiklik kuchlarining bosh vektori va bosh momentlar ning tashkil etuvchilarini topishga imkon yaratadi.

Fazoviy kuchlar tizimi ta'sir qilganda muvozanat tenglamalaridan ko'ndalang hamda koordinata o'qlari bo'ylab yo'nalgan uchta tashkil etuvchi kuchlar N_x , Q_x va Q_y (ichki kuchlar bosh vektorining tashkil etuvchilari) ni va momentlarining uchta tashkil etuvchisi, M_x , M_y , M_z (ichki kuchlar bosh momentining tashkil etuvchilari) ni topish mumkin.

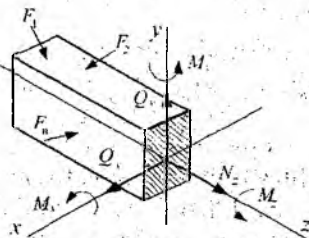
Ko'rsatilgan kuchlar va momentlar ichki kuch faktorlari bo'lib, ular quyidagicha ataladi: N_x — bo'ylama kuch; Q_x va Q_y — ko'ndalang kuchlar; M_x va M_y — eguvchi momentlar; M_z — buruvchi moment.

Xususiyl hollarda ayrim ichki kuch faktorlari nolga teng bo'lishi mumkin. Masalan, sterjenga ta'sir etuvchi kuchlar sterjen o'qi orqali o'tuvchi tekislikda ta'sir etishsa, u holda unda faqat uchta kuch faktori hosil bo'ladi, ya'ni eguvchi moment M_x va bu kuchlarning bosh vektori \vec{F}_0 (bu kuch o'z navbatida sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ylama kuch N_x ga va sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lgan ko'ndalang kuchlarga Q_x va Q_y ajraydi) lardan tashkil topadi. Demak, bir tekislikda yotuvchi kuchlar tizimi ta'sir qilsa, u holda ular uchun faqat uchta muvozanat tenglamalarini tuzish mumkin:

$$\sum Y = 0; \quad \sum Z = 0; \quad \sum M = 0.$$

Koordinata o'qlarini hamma vaqt quyidagi tarzda: Z o'qini sterjen o'qi bo'ylab, X va Y o'qlarini esa sterjen ko'ndalang kesimining bosh markaziy o'qlari bo'ylab yo'naltiramiz.

Sterjen ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuchlar faktorlari brus deformatsiyasi turini belgilaydi.



2.1-chizma.

1. Kesimda faqat bo'ylama kuch mavjud. Bu holda *cho'zilish deformatsiyasi* (agarda N kesimdan yo'nalgan bo'lsa) yoki *siqilish deformatsiyasi* (agarda N kesimga yo'nalgan bo'lsa) hosil bo'ladi.

2. Kesimda faqat ko'ndalang kuch Q mavjud. Bu holda *siljish deformatsiyasi* hosil bo'ladi.

3. Kesimda faqat burovchi moment M mavjud. Bu holda *buralish deformatsiyasi* hosil bo'ladi.

4. Kesimda faqat eguvchi momentlar M_1 va M_2 mavjud. Bu holda *sof egilish deformatsiyasi* hosil bo'ladi. Agarda kesimda eguvchi momentdan tashqari ko'ndalang kuch Q mavjud bo'lsa, u holda bunday deformatsiya *ko'ndalang egilish deformatsiyasi* deb ataladi.

5. Kesimda bir vaqtning o'zida bir nechta ichki kuch faktorlari mavjud. Bu holda hosil bo'lgan deformatsiya *murakkab deformatsiya* deb ataladi.

Konstruksiyalarning mustahkamlik, bikrlilik va ustivorligini hisoblash uchun avvalo hosil bo'ladigan deformatsiyalar turlarini kesimlar uslubida aniqlab olmoq kerak. Kesimlar uslubi kuchlarning kesim bo'yicha taqsimlanish qonunini belgilashga imkon bermaydi va buning uchun deformatsiyalar xarakteri haqidagi qo'shimcha *farazlar* maqsadga muvofiq bo'ladi. Bu farazlar brus deformatsiyalarining har xil turini o'rganishda kuzatiladi.

Masalan, ichki kuchlar butun kesim bo'yicha uzluksiz ta'sir qiladi, deb hisoblanadi.

2.2-chizma, a) da ko'rsatilgan kesimning biror A nuqtasida kesimning yuza birligiga to'g'ri keladigan ichki kuchlar kattaligi *shu nuqtadagi kuchlanish* deb ataladi.

Shunday qilib, *kuchlanish ichki kuchlarning yuza birligidagi qiymatiga tengdir*.

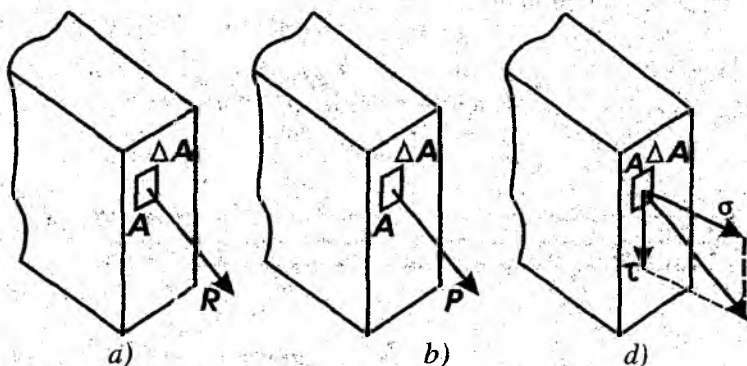
Kuchlanish vektor kattaligidir. Kuchlanish halqaro birliklar sistemasi (SI) da N/m^2 hisobida o'lchanadi. Shuni ta'kidlab o'tish kerakki: $1 N/m^2 = 1 Pa$ (Paskal). $1 N/mm^2 = 1 MPa$ (Mega Paskal).

Jism kesimidagi biror A nuqtada qandaydir kichik ΔA maydoncha bo'yicha unga R kuch ta'sir etsin. Bu R kuchni ΔA

yuzaga bo'lib, A nuqtada hosil bo'ladigan kuchlanishni topamiz (2.2-chizma, b).

$$P = \frac{R}{\Delta A}$$

To'la kuchlanish P ni ΔA maydoniga normal (perpendikulyar) va unga nisbatan urinma bo'lgan tashkil etuvchilarga ajratamiz (2.2-chizma, d). Kuchlanishning normal tashkil etuvchisi kesimning ayni nuqtasidagi *normal kuchlanish* deb ataladi va grekcha σ (sigma) harfi bilan belgilanadi. Urinma tashkil etuvchisi *urinma kuchlanish* deb ataladi va τ (tau) harfi bilan belgilanadi.



2.2-chizma.

Inshoot yoki mashinalarning elementlari yemirilmasligi uchun ularda hosil bo'ladigan (hisobiy) kuchlanishlar (σ , τ)-ruxsat etilgan kuchlanish ($[\sigma]$, $[\tau]$) lardan ortib ketmasligi kerak.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar – materialning xavfsiz ishlashini ta'minlovchi kuchlanishning maksimal qiymatidir.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{cheg}}{[n]} \quad [\tau] = \frac{\tau_{cheg}}{[n]}, \quad (2.2)$$

bu yerda, $[n]$ —talab etiladigan yoki ruxsat etilgan mustahkamlik zahira koeffitsienti bo'lib, ruxsat etilgan kuchlanishning chegaraviy kuchlanishdan qancha marta kichik bo'lishi kerakligini ko'rsatadi.

II BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH

3-§. CHO'ZILISH VA SIQILISHDAGI KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA

Sterjen uchlariga uning o'qi bo'ylab ta'sir etuvchi o'zaro teng va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan ikki kuch qo'yilgan bo'lsa, sterjenda cho'zilish yoki siqilish deformatsiyasi hosil bo'ladi.

Cho'zilish bo'lgan holda N kuchining ishorasi musbat deb, siqilishda esa manfiy deb olinadi.

Ikkita o'zaro ta'sir etuvchi kuch bilan cho'zilgan sterjen ko'ndalang kesimlaridagi ichki kuch faktorlarini aniqlaymiz. Sterjenni ixtiyoriy 1-1 tekislik bilan kesamiz va o'ng qismi muvozanatini tekshiramiz (3.1-chizma).

$$\sum Z = 0; \quad N_1 = 2F$$

Shunday qilib, brusning 1-1 tekislik bilan kesish natijasida qoldirilgan qismi muvozanatda bo'lishligi uchun uning o'qi bo'ylab yo'nalgan N_1 kuchni ta'sir ettirish kifoya.



3.1-chizma.

Brusning 2-2 tekislik bilan kesish natijasida o'ng tomonda qoldirilgan qismida o'q bo'ylab yo'nalgan kuchning qiymati $N_2 = 2F - F = F$ bo'ladi. Demak, brus ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan o'q bo'ylab yo'nalgan kuchning qiymati brus qirqilgan qismiga ta'sir etuvchi tashqi kuchlarning algebraik yig'indisiga teng.

Mabodo brus kesmasining chap qismini olib qaraladigan bo'lsa, u holda muvozanat tenglamasiga brusni devorga mahkamlangan joyidagi reaksiya kuchini kiritish kerak bo'ladi. Bu kuchni brusning yaxlit holda devorsiz muvozanatlik shartidan topiladi.

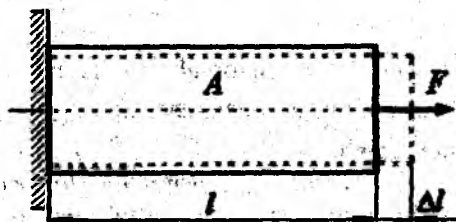
Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, brusning deformatsiyasi vaqtda uning tolalari bir xil uzunlikda o'zgaradi. Ular orasidagi masofa cho'zilish jarayonida qisqaradi, siqilishda esa kengayadi.

Bir jinsli materialdan tayyorlangan sterjenni o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar bilan cho'zilganda yoki siqilganda tashqi kuchlar qo'yilgan nuqtadan yetarlicha uzoqlikda joylashgan ko'ndalang kesimlari deformatsiya vaqtida tekisligicha qoladi va deformatsiya yo'nalishida ilgariga qarab siljiydi. Bu hol *Bernulli nazariyasi* deb yuritiladi. Yuqorida aytilganlarga muvofiq, sterjening biror kesimidagi barcha nuqtalari bir xil sharoitda bo'ladi va binobarin, kuchlanish kesim bo'yicha bir tekis taqsimlanadi, deb xulosa chiqarish mumkin. Hosil bo'ladigan kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

bu yerda, N - kuch; A - kesimning yuzasi.

Uzunligi l , ko'ndalang kesim yuzasi A va bir tomoni mahkamlangan, ikkinchi tomoni esa F kuchi ta'sir etayotgan brusning deformatsiyasini ko'rib chiqaylik (3.2-chizma). F kuchi ta'sirida brus Δl kattalikka cho'zilgan bo'lsin. Bu Δl kattalik *absolyut cho'zilish deyiladi*. Absolyut cho'zilish Δl ning brusning avvalgi uzunligi l ga nisbatini *nisbiy uzayish deyiladi* va ε harfi bilan ifodalanadi:



3.2-chizma.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad (3.1)$$

Bu ε kattalik odatda foizda o'lchanadi. Shunday qilib, cho'zilish va siqilishda bo'lgan brus deformatsiyasi absolyut va nisbiy uzayish yoki qisqarish bilan aniqlanadi.

4-§. CHO‘ZILISH VA SIQILISH DEFORMATSIYASIDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

Sterjen o‘qi bo‘ylab cho‘zilganda yoki siqilganda uni har qaysi qismi uchun quyidagi shart bajarilishi kerak

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (4.1)$$

bu yerda, $[\sigma]$ —sterjen materialining cho‘zilish va siqilish uchun ruxsat etilgan kuchlanishi.

Yuqoridagi formula yordamida uch xil masalani hal etish mumkin:

1. *Mustahkamlikka tekshirish.* Berilgan bo‘ylama kuch N va ko‘ndalang kesim yuzi A ga muvofiq ishchi kuchlanish (hisobiy kuchlanish) aniqlanadi va ruxsat etilgan kuchlanish bilan taqqoslanadi.

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma].$$

Ishchi (hisobiy) kuchlanishning qiymati ruxsat etilgan kuchlanishdan ko‘pi bilan 5% dan ortib ketmasligi kerak, aks holda hisoblanayotgan detalning mustahkamligi yetarli bo‘lmaydi.

Ba‘zan mustahkamlikka hisoblashda zahira koeffitsienti aniqlanadi va uning qiymati ruxsat etilgan zahira koeffitsientidan katta bo‘lishi kerak, ya‘ni:

$$n = \frac{\sigma_{cheg}}{[\sigma]} \geq [n].$$

bu yerda, n —hisoblab topilgan zahira koeffitsienti; $[n]$ —ruxsat etilgan zahira koeffitsienti; σ_{cheg} —mustahkamlikning chegaraviy kuchlanishi.

2. *Kesim tanlash (loyihalash).* Bo‘ylama kuch va ruxsat etilgan kuchlanishning kattaliklari ma‘lum bo‘lsa (4.1) tenglamaga binoan kesimning zarur o‘lchamlarini aniqlash mumkin.

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}. \quad (4.2)$$

3. *Ruxsat etilgan kuchni aniqlash.* Sterjen kesimining o‘lchamlari aniq bo‘lganda va u tayyorlangan material uchun $[\sigma]$ ma‘lum bo‘lsa, uning ko‘ndalang kesmidagi ruxsat etilgan bo‘ylama kuchning qiymati topiladi:

$$[N] = [\sigma] \cdot A \quad (4.3)$$

Ruxsat etilgan kuchni aniqlash – hisobiy kuchlanishlarni ruxsat etilgan kuchlanishlar bilan taqqoslashdagidek olib boriladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishlar miqdorlari tegishli materiallar namunalarini mexanik tajriba usulida sinash natijalari asosida belgilanadi. Materiallarni mexanik sinashning qo'llanilayotgan usullari juda ko'p. Tashqi kuchlarning qo'yilish holatlariga qarab, ular statik, dinamik (yoki zarb bilan) va chidamlilikka (vaqt mobaynida o'zgaruvchan kuch bilan) sinash usullariga bo'linadi.

Sterjenlarni sinash usullarini deformatsiya turlari sinflarga ajratish mumkin. Namunalar cho'zilishga, siqilishga, kesilishga, buralishga va egilishga sinaladi. Materiallarni cho'zilishiga statik sinash usuli eng ko'p qo'llaniladi. Bunga sabab shuki, cho'zilishga sinashda hosil qilinadigan mexanik tavsiflari materiallar boshqa tur deformatsiyalar ta'siriga uchraganda ham o'zini qanday tutishini aniq bilib olishga imkon beradi.

Bundan tashqari, sinashning bu turi oson bajariladi. Materiallarni mexanik xossalari ko'ra ikki asosiy guruhlariga: plastik va mo'rt guruhlariga bo'lish mumkin. Plastik materiallarda yemirilishdan oldin ancha katta qoldiq deformatsiya hosil bo'ladi; mo'rt materiallar esa juda kichik qoldiq deformatsiyada ham yemiriladi. Odatdagi sharoitda kam uglerodli po'lat, bronza, miss – plastik materiallar. po'latning ba'zi maxsus turlari, cho'yan – mo'rt materiallar hisoblanadi.

5-§. CHO'ZILISH VA SIQILISHDA GUK QONUNI

Ingliz fizigi Robert Guk (1635-1703) kuchlanish va deformatsiyalar orasidagi bog'lanish qonunini kashf etdi.

Bu qonunga binoan, deformatsiya natijasida hosil bo'lgan nisbiy uzayish yoki qisqarish normal kuchlanishga to'g'ri proporsionaldir.

Guk qonunining matematik ifodasi quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (5.1)$$

bu yerda, E – brus materialining qattiqligi yoki elastik deformatsiyaga ko'shatadigan qarshiligi deyiladi. Fanda uni materialning bo'ylama elastiklik moduli yoki birinchi tartibli elastiklik moduli deb yuritiladi.

Agarda $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$ deb yozsak, u holda E ning o'lcham birligi σ ning o'lcham birligidek ekanligini ko'ramiz, ya'ni Halqaro birliklar sistemasi (SI) da N/m^2 , N/mm^2 , va texnikaviy birliklar sistemasi (MKGSS) da kgk/sm^2 , kgk/mm^2 , hisobida o'lchanadi.

Yuqoridagi tengliklardan

$$\sigma = \frac{N}{A} = E \cdot \varepsilon = E \frac{\Delta l}{l}$$

ekanligini keltirib chiqarish mumkin, bundan

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A} \quad (5.2)$$

Bundan ko'rinadiki, absolyut uzayish, cho'zilish (siqilish) da bo'ylama kuch N , sterjen ko'ndalang kesim yuzasi A , uning uzunligi l va materialning xossasi EA ga bog'liq ekan, EA ko'paytma sterjenning cho'zilish (siqilish) dagi bikrligi deb ataladi.

Quyida ba'zi bir materiallar uchun E ning qiymati keltirilgan.

Material nomi	Qiymati, MPa
Cho'yan (kulrang va oq)	$(1,50 \dots 1,60) \cdot 10^5$
Po'lat	$(1,96 \dots 2,16) \cdot 10^5$
Miss	$(1,00 \dots 1,30) \cdot 10^5$
Alyuminiy qotishmalari	$(0,69 \dots 0,71) \cdot 10^5$
Yog'och (tolasi bo'ylab)	$(0,10 \dots 0,16) \cdot 10^5$
Tekstolit	$(0,06 \dots 0,10) \cdot 10^5$
Kapron	$(0,01 \dots 0,02) \cdot 10^5$

Agarda brus kesim yuzalari har xil bo'lgan elementlardan tashkil topgan bo'lsa, u holda bunday brusning absolyut uzayishi alohida olingan elementlarning uzayishlarini algebraik yig'indisiga tengdir, ya'ni

$$\Delta l = \sum (\Delta l_i)$$

Materiallar uchun Guk qonuni ma'lum chegaradagina to'g'ridir. Kuchning haddan tashqari ortib ketishi natijasida σ va ε orasidagi proporsionallik buziladi hamda ular orasidagi chiziqli bog'lanish buziladi. Tajribalarning ko'rsatishicha bunday bog'lanish kuchlanish qiymati σ_{cheg} deb ataladigan qiymatidan ortganda

buziladi. Ba'zi materiallarning cho'yan, shisha, plastmassalarning proporsionallik chegarasi juda past va uncha katta bo'lmagan kuchlanishlarda ham Guk qonunidan ancha chetga chiqadi. Po'lat va yog'och uchun (yog'och sterjenlar tolalari bo'ylab cho'zilishda va siqilishda) proporsionallik chegarasi yetarlicha yuqori.

Inshoot konsktruksiya elementlari va mashina detallarining chidamlilik sharti unda hosil bo'layotgan eng katta kuchlanish (ishchi) ruxsat etilganidan oshmasligi kerak.

Misol. Po'latdan yasalgan kesim yuzalari o'zgaruvchan bo'lgan brusga $F = 10 \text{ kN}$ va $R = 15 \text{ kN}$ kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin (5.1-chizma). Brusning kesim yuzalari mos ravishda $A_1 = 350 \text{ mm}^2$ va $A_2 = 750 \text{ mm}^2$ bo'lsin. Brus qismlarining uzunligi 5.1-chizmada ko'rsatilgan va ular mos ravishda quyidagicha: $l_1 = 0,6 \text{ m}$, $l_2 = 0,3 \text{ m}$, $l_3 = 0,4 \text{ m}$. Brusning berilgan kuchlar ta'sirida deformatsiyasini topilsin (5.1-chizma).

Yechish: Brusni xarakterli qismlarga ajratamiz. Qism sonini uchta deb olish maqsadga muvofiqdir. Qismlardagi ichki bo'ylama kuchlar mos ravishda N_1 , N_2 , N_3 bo'lsin, va ularni B va C nuqtalarda sterjenga, D nuqtada esa sterjendan yo'naltiramiz. Bu kuchlarning qiymatlari har bir qismning muvozanat tenglamasidan kelib chiqadi, ya'ni:

$$1\text{-qism uchun } F - N_1 = 0, \quad N_1 = F = 10 \text{ kN.}$$

$$2\text{-qism uchun } F - N_2 = 0, \quad N_2 = F = 10 \text{ kN.}$$

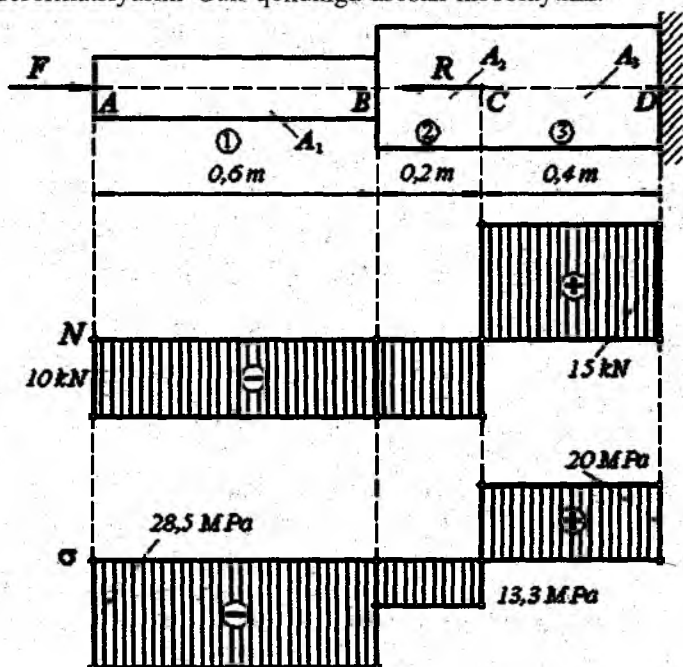
3-qism uchun (bu qism boshlanishini D nuqtadan deb qarash maqsadga muvofiqdir).

$$R - N_3 = 0, \quad N_3 = R = 15 \text{ kN.}$$

Topilgan bo'ylama kuchlar N_1 , N_2 va N_3 larni ishoralari ularning qabul qilingan yo'nalishlariga mos keladi. Shuning uchun brusning birinchi va ikkinchi qismlarida siqilishlar, uchinchi qismida esa cho'zilish deformatsiyasi ro'y beradi.

Bo'ylama kuchlar epyuralarini chizamiz. Uning uchun topilgan kuchlarni biror-bir masshtabda (siqilishga uchragan qismdagi kuchni manfiy deb, uni nolinch chizig'ining pastiga, cho'zilishga uchragan uchinchi qismdagi kuchni esa musbat deb nolinch chizig'ining yuqorisiga) nolinch chiziq atrofida qo'yib chiqamiz.

Brusning umumiy uzayishi $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3$ bo'ladi, ya'ni qismlarning alohida uzayishlarining algebraik yig'indisiga teng. Har bir qism deformatsiyasini Guk qonuniga asosan hisoblaymiz:



5.1-chizma.

$$\text{1-qism uchun } \Delta l_1 = -\frac{N_1 \cdot 0,6}{EA_1} = -\frac{10 \cdot 10^3 \cdot 0,6}{2 \cdot 10^{11} \cdot 350 \cdot 10^{-6}} = -8.57 \cdot 10^{-2};$$

$$\text{2-qism uchun } \Delta l_2 = -\frac{N_2 \cdot 0,2}{EA_2} = -\frac{10 \cdot 10^3 \cdot 0,2}{2 \cdot 10^{11} \cdot 750 \cdot 10^{-6}} = -1.33 \cdot 10^{-2};$$

$$\text{3-qism uchun } \Delta l_3 = \frac{N_3 \cdot 0,4}{EA_3} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 750 \cdot 10^{-6}} = 4 \cdot 10^{-2};$$

Umumiy uzayish

$$\Delta l = -\frac{N_1 \cdot 0,6}{EA_1} - \frac{N_2 \cdot 0,2}{EA_2} + \frac{N_3 \cdot 0,4}{EA_3}$$

yoki po'lat uchun $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ ekanligini e'tiborga olib quyidagini yozami:

$$\Delta l = -8.57 \cdot 10^{-2} - 1.33 \cdot 10^{-2} + 4 \cdot 10^{-2} = -5,9 \cdot 10^{-2} \text{ mm}.$$

Demak, brus $5,9 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$ ga qisqargan.

Yuqoridagi masalani $\Delta l = \frac{Fl}{EA} = \frac{\sigma l}{E}$ formulasiga asosan normal kuchlanish σ ning epyuralaridan ham foydalanib yechish mumkin. Ushbu masalada

$$\Delta l = \frac{\sigma_1 l_1}{E} + \frac{\sigma_2 l_2}{E} + \frac{\sigma_3 l_3}{E},$$

bu yerda, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - mos ravishda 1, 2, 3-qismlardagi normal kuchlanishlar, ularning qiymatlari quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = -\frac{10 \cdot 10^3}{350 \cdot 10^{-6}} = -28,5 \text{ MPa};$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = -\frac{10 \cdot 10^3}{750 \cdot 10^{-6}} = -13,3 \text{ MPa};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{15 \cdot 10^3}{750 \cdot 10^{-6}} = 20 \text{ MPa}.$$

Normal kuchlanishlar epyurasini quramiz (5.1-rasm) va yuqoridagi formulaga asosan

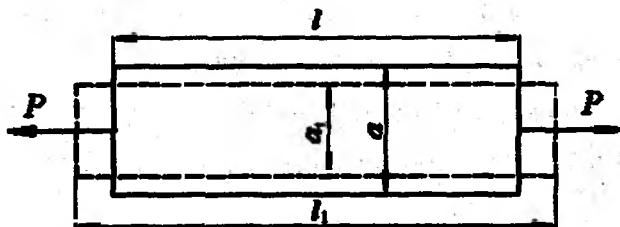
$$\Delta l = -\frac{28.5 \cdot 10^6 \cdot 0.6}{2 \cdot 10^{11}} - \frac{13.3 \cdot 10^6 \cdot 0.2}{2 \cdot 10^{11}} + \frac{20 \cdot 10^6 \cdot 0.4}{2 \cdot 10^{11}} = -5.9 \cdot 10^{-2} \text{ mm}.$$

6-§. CHO'ZILISH VA SIQILISHDA KO'NDALANG DEFORMATSIYA. PUASSON KOEFFITSENTI

Sterjenlar cho'zilganda - yoki siqilganda ko'ndalang deformatsiyalar hosil bo'ladi. Cho'zilgan sterjenni ko'rib chiqamiz (6.1-chizma).

Sterjenning dastlabki ko'ndalang o'lchami a bo'lsin. Deformatsiyaga uchragandan so'ng a_1 ga teng bo'ladi. Ko'ndalang kesimning absolyut o'zgarishi $\Delta a = a - a_1$, ko'ndalang deformatsiyasi deb ataladigan nisbiy o'zgarish esa ε_1 bilan belgilanadi va quyidagicha bo'ladi:

$$\varepsilon_1 = \Delta a/a. \quad (6.1)$$



6.1-chizma.

Cho'zilish (siqilish) dagi ko'ndalang deformatsiya ε_1 ning bo'ylama deformatsiya ε ga nisbati ayni material uchun proporsionallik chegarasigacha o'zgarmas kattalik ekanligi eksperimental yo'l bilan aniqlangan. Ayni kattalikni μ bilan belgilab, quyidagini hosil qilamiz:

$$\mu = \varepsilon_1/\varepsilon. \quad (6.2)$$

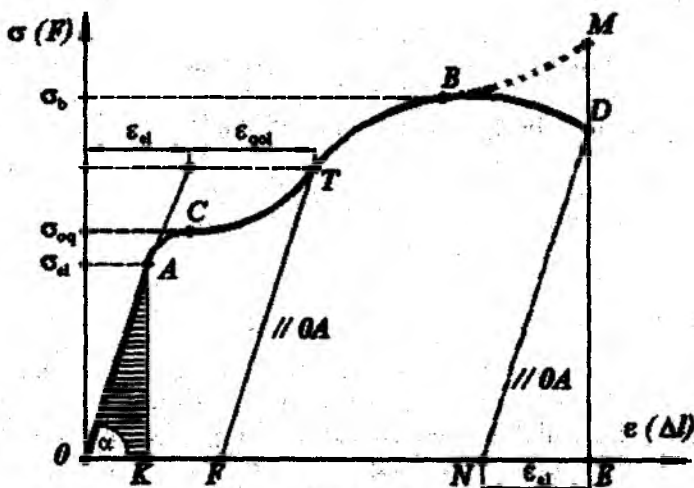
Bu kattalikning ishorasi o'zgaruvchan bo'lganligi uchun absolyut qiymatini olish kerak (ε_1 va ε larning qiymatlari bir-biriga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi). μ kattalik ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti yoki Puasson koeffitsienti deb ataladi. Uning qiymati ba'zi bir materiallar uchun quyidagicha:

№	Material nomi	μ qiymati
1.	Po'lat	0,24 ÷ 0,32
2.	Mis	0,31 ÷ 0,35
3.	Bronza	0,32 ÷ 0,35
4.	Rezina, kauchuk	0,47

Guk qonunini grafik usulda tasvirlash mumkin. Tajribalar asosida ma'lum bir rusumli po'lat (ST3) uchun chizilgan diagrammani ko'rib chiqamiz. Buning uchun ordinata o'qida σ yoki F kuchini, abssissa o'qida esa ε yoki Δl ni qo'yib tajribalar asosida olingan ma'lumotlarga qarab chizilgan diagrammalarni ko'rib chiqamiz (6.2-chizma).

6.2-chizmadagi diagrammadan ko'rinishicha uni A nuqtasigacha bo'lgan qismida $\sigma = E \cdot \varepsilon$ bog'lanish amal qiladi. A

nuqtadan tashqari qismlarda esa bu bog'lanish buziladi. *A* nuqta *proporsionallik chegarasi* deyiladi. *A* nuqtadan to *C* nuqttagacha bo'lgan chegara *elastiklik chegarasi* deyiladi. *C* nuqtadan boshlab materialda oquvchanlik xususiyati boshlanadi. Bu hodisa *T* nuqttagacha davom etadi. *T* nuqta *oquvchanlik chegarasi* deyiladi, ya'ni oquvchanlik chegarasida kuchning ta'siri to'xtatilgandan so'ng, tekshirilayotgan jismning uzunligi sezilarli darajada uzayadi. *B* nuqta materialning *vaqtinchalik qarshiligi* yoki *mustahkamlik chegarasi* deyiladi. Materialning *vaqtinchalik qarshiligi* σ_s bo'lib, u shunday chegaradirki, uning qiymati kuchning maksimal qiymati tekshirilayotgan namunaning ko'ndalang kesimi yuziga bo'lgan nisbatiga teng. Hosil bo'lgan kuchlanish σ_s bilan belgilanadi va ishchi kuchlanishning bunday qiymatida namuna tanasida bo'yincha hosil bo'ladi va shu joyda uzilib ketish xavfi tug'iladi.

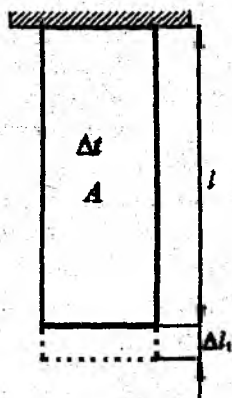


6.2-chizma.

7-§. HARORAT TA'SIRIDAGI KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA

Mashinalarning ko'pgina qismlari harorat ta'sirida ishlaydi (gaz trubinasi, reaktiv dvigatel qismlari) va natijada jismga qo'shimcha ichki kuch N_i ta'sir etadi. Harorat ta'sirida hosil bo'lgan ichki bo'ylama kuch N_i , materialning elastiklik moduli E ,

qizdirilish harorati t^0 ta'siridagi chiziqli kengayish koeffitsienti α va sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi A ga bog'liq (7.1-chizma) bo'ladi, ya'ni



7.1-chizma.

$$N_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot E \cdot A$$

Harorat kuchlanishi

$$\sigma_t = \frac{N_t}{A} = \alpha \cdot \Delta t \cdot E$$

Haroratning farqi Δt bo'lgan bir jinsli sterjenning absolyut uzayishi $\Delta l_t = \alpha \cdot \Delta t \cdot l$, va nisbiy uzayishi $\epsilon_t = \alpha \cdot \Delta t$ bo'ladi.

Demak Δl_t ning ishorasi Δt ga bog'liq bo'lib, agarda $\Delta t > 0$ bo'lsa $\Delta l_t > 0$, agarda $\Delta t < 0$ bo'lsa $\Delta l_t < 0$ ekanligi kelib chiqadi.

Agar sterjenga bir vaqtda tashqi cho'zuvchi kuch F hara ta'sir qilsa, u holda jismning absolyut uzayishini quyidagicha yozish mumkin.

$$\Delta l = \alpha \cdot \Delta t \cdot l + \frac{Nl}{EA}$$

Nisbiy uzayish esa $\epsilon = \alpha \cdot \Delta t + \frac{\sigma}{E}$ bo'ladi,

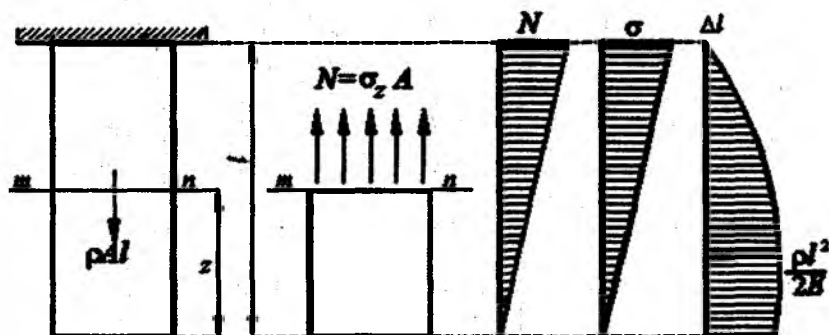
bu yerda, σ – tashqi kuch ta'sirida hosil bo'ladigan kuchlanish.

Demak, tashqi kuch F va harorat ta'siridagi deformatsiyalar mustaqil ko'rinishga egadir va ularning yig'indisi sterjenning umumiy deformatsiyasini tashkil qiladi.

8-§. XUSUSIY OG'IRLIK TA'SIRIDA KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA

Ba'zan mashinalar va inshoot konstruksiyalarida brusning xususiy og'irligini ham hisobga olishga to'g'ri keladi. Masalan, uzunligi l ga teng bo'lgan sterjen xususiy og'irlik ta'sirida uzayadi (8.1-chizma). Sterjenning pastki uchidan z masofada joylashgan kesimining ichki kuchi va kuchlanishini aniqlaymiz. Buning uchun kesish usulidan foydalanamiz.

Sterjenni ikki qismga ajratib, pastki bo'lagini olib qaraymiz. Sterjenning ajratib olingan pastki qismi o'zining xususiy og'irligi $\rho \cdot A \cdot z$ va sterjenning tashlab yuborilgan qismining pastki qismiga quyilgan $N = \sigma_z \cdot A$ kuch ta'siri ostida bo'ladi. Agar σ_z sterjenning kesimida bir tekisda tarqalgan bo'lsa, u holda kesimning og'irlik kuchi $\rho \cdot A \cdot z$ ga teng ekanligidan quyidagini olamiz, $\sigma_z \cdot A = \rho \cdot A \cdot z$.



8.1-chizma.

Bundan $\sigma_z = \rho \cdot z$ ekanligi kelib chiqadi.

Demak, xususiy og'irlik ta'sirini hisobga olinganda normal kuchlanish – materialning solishtirma og'irligi ρ va sterjenning uzunligi l ga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanish $z = l$ kesimda, ya'ni tayanch kesimda eng katta qiymatga erishadi va mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{\max} = \rho \cdot l \leq [\sigma].$$

Agarda sterjen hususiy og'irlikdan tashqari qo'shimcha F kuch tasirida bo'lsa, u holda mustahkamlik shartining ko'rinishi quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \rho \cdot l \leq [\sigma]$$

Sterjenning kritik uzunligi quyidagicha bo'ladi:

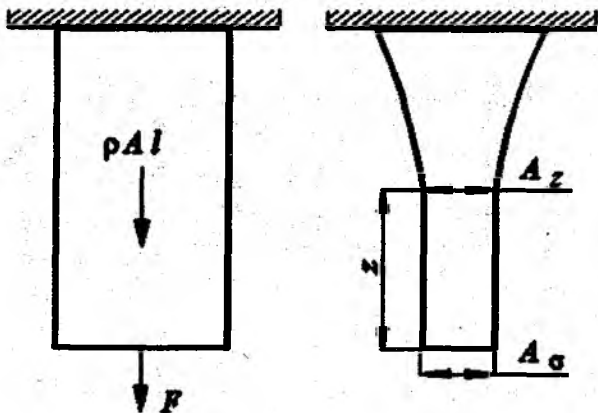
$$l_k = \frac{[\sigma]A - F}{\rho A},$$

bundan sterjenning kesim yuzasini aniqlash mumkin.

Ushbu

$$A \geq \frac{F}{[\sigma] - \rho \cdot l}, \quad (8.1)$$

formula bilan tanlab olingan kesimning yuzasi sterjenning xavfli tayanch kesimining yuzasini beradi, chunki shu kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi (8.2-chizma).



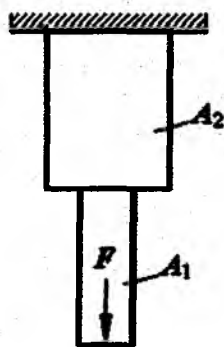
8.2-chizma.

Sterjenning uzunligi bo'ylab kesim yuzasini (8.1) formula yordamida tanlash mumkin emas, chunki $z=0$ bo'lsa, $\sigma=0$ va $z=l$ bo'lsa, $\sigma=\sigma_{\max}$ ga asosan, normal kuchlanish sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlarda to'g'ri chiziqli qonuniyat bilan o'zgaruvchidir. Bu holat sterjenning uzunligi bo'ylab barcha kesimlardagi normal kuchlanishlar qiymati bir xil bo'lmaganligi va ortiqcha material sarflanganligini bildiradi.

Sterjenning uzunligi bo'ylab kesimni shunday tanlash kerakki, uning barcha kesim yuzalarida σ bir xil qiymatga ega bo'lsin. Sterjenning bunday shakli teng qarshilik ko'rsatuvchi shakl deyiladi.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi (8.2-chizma) sterjen shakllarini ko'ndalang kesim yuzasi

$$A_z = A_0 \cdot e^{\frac{\rho \cdot z}{[\sigma]}},$$



8.3-chizma.

formula bilan topilib, sterjenning uzunligi bo'ylab normal kuchlanishning tarqalish qonuniyatiga bog'liq bo'ladi.

Teng qarshilik ko'rsatuvchi shaklli sterjenni tayyorlashda kesimdan rasional foydalanganligi uchun ortiqcha material sarflanmaydi. Teng qarshilik ko'rsatuvchi shakllar ko'pincha pog'onali qilib tayyorlanadi (8.3-chizma). Pog'onali shaklli sterjenning kesim yuzalari quyidagicha topiladi.

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \rho l_1} \quad \text{va} \quad A_2 = \frac{F + \rho A_1 l_1}{[\sigma] - \rho l_2}$$

Sterjenning xususiy og'irlik ta'sirida uzayishini topish uchun Guk qonunidan foydalanmiz.

$$\Delta l = \int_z^l \frac{N dz}{EA} = \int_z^l \frac{\rho A z dz}{EA} = \frac{\rho}{2E} (l^2 - z^2)$$

Agar sterjen tashqi F kuchi bilan ham yuklangan bo'lsa

$$\Delta l = \int_z^l \frac{(F + \rho A z) dz}{EA} = \frac{N(l-z)}{EA} + \frac{\rho}{2E} (l^2 - z^2)$$

9-§. CHO'ZILISHDAGI POTENSIAL ENERGIYA

Agarda brus F kuchi ta'siri ostida asta-sekin cho'zilayotgan bo'lsa uning uzunligi Δl ga uzayadi. Bu jarayonda F kuch qandaydir « W » ishni bajaradi. Bu bajarilgan ish deformatsiyalanayotgan jismda biron-bir « U » ga teng bo'lgan potensial energiya ko'rinishda mujassamlanadi.

Agarda energiyani yo'qolishini hisobga olmasak, u holda energiyani saqlanish qonuniga asosan

$$W = U$$

deb yozish mumkin. Agarda 6.2-chizmada koordinata o'qlari mos ravishda F va Δl orqali ifodalangan bo'lsa, u holda ΔOAK ning yuzasi deformatsiyalangan jismning bajargan ishiga teng bo'ladi.

Demak, deformatsiyalangan jismda hosil bo'ladigan potensial energiyaning qiymati quyidagicha aniqlanadi.

$$U = W = \frac{F\Delta l}{2} = \frac{N^2 L}{2EA}$$

bu yerda, $F = N$ – bo'ylama kuch, A – sterjen kesim yuzasi.

Hajm birligidagi jismning bajargan ishi jismning *solishtirma potensial energiyasi* deyiladi.

$$u = \frac{U}{V} = \frac{N^2 L}{2EA} : AL = \frac{\sigma^2}{2E}$$

Agarda jismga bir nechta kuchlar ta'sir qilsa va ularning ko'ndalang kesimlari har xil bo'lsa, u holda umumiy potensial energiya alohida olingan qismlarning potensial energiyalarining yig'indisiga teng bo'ladi.

$$U = \sum U_i = \sum \frac{\sigma_i^2 V_i}{2E}$$

bu yerda, σ_i – qismlar ko'ndalang kesimlarining normal kuchlanishlar; V_i – qismlarning hajmlari.

Deformatsiyalangan jismning potensial energiyasi formulasidan quyidagi kelib chiqadi:

1. Deformatsiyaning potensial energiyasi qiymati o'zining formulasida kuchlanish yoki kuchning kvadratlari qatnashganligi uchun har doim musbat bo'ladi.

2. Deformatsiyaning potensial energiyasini hisoblashda kuchlarning ta'sirini alohida-alohida ko'rib bo'lmaydi, chunki ikki sonning kvadratlari yig'indisi ularning yig'indilarining kvadratiga teng emas.

10-§. CHO'ZILISH VA SIQILISHDA DEFORMATSIYA VA SILJISHNI EHM YORDAMIDA HISOBLASH

Po'latdan yasalgan kesim yuzalari o'zgaruvchan bo'lgan brusga F_1 , F_2 va F_3 ko'ndalang kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin. Brusning

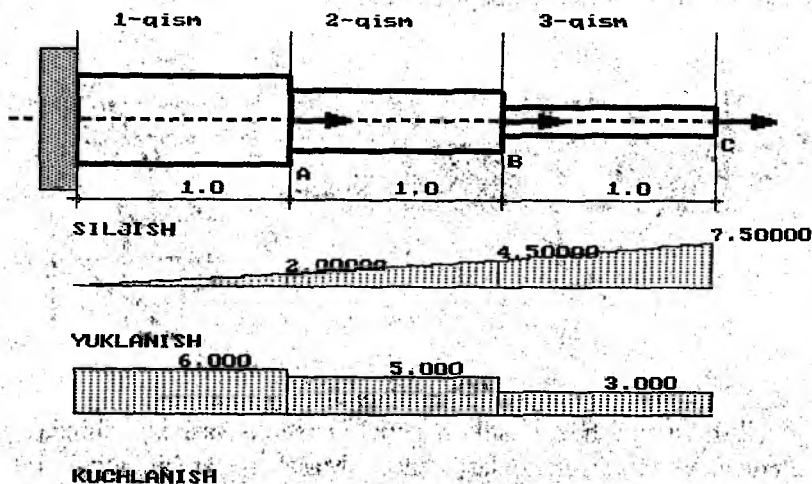
kesim yuzalari mos ravishda A_1 , A_2 va A_3 bo'lsin. 10.1-chizmada brus qismlari l_1 , l_2 va l_3 uzunligi ko'rsatilgan. Brusda hosil bo'ladigan deformatsiya va siljishni EHM yordamida hisoblash talab qilinadi.

Ushbu masalani yechish uchun ishlatiladigan EHM dasturi darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan.

STERJENLARNI SIQILISH VA CHO'ZILISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH DASTURI

BERILGAN QIYMATLARNI KIRITING:

1-qism kesim yuzasi = 3.00
 2-qism kesim yuzasi = 2.00
 3-qism kesim yuzasi = 1.00
 A kesindagi kuch = 1.00
 B kesindagi kuch = 2.00
 C kesindagi kuch = 3.00
 1-qism uzunligi = 1.00
 2-qism uzunligi = 1.00
 3-qism uzunligi = 1.00
 F kuch qiymati [N] = 60000.00
 Ruhsat etilgan kuchlanish [MPa] 140.00
BERILGAN QIYMATLARNI O'ZGARTIRASIZMI? (Y/N)



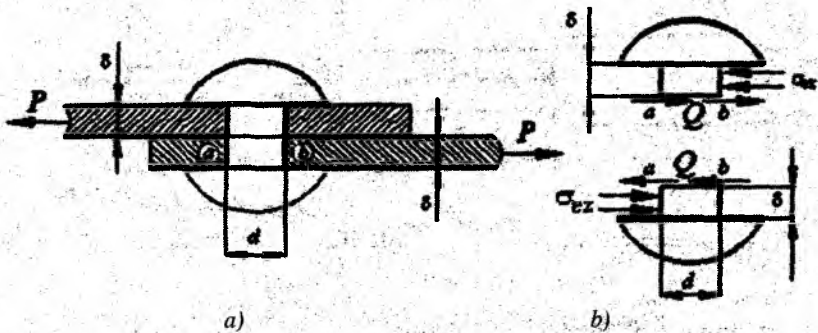
10.1-chizma.

Dasturni ishga tushirilgandan so'ng 10.1-chizma ko'rinishidagi fragment kompyuter ekranida namoyon bo'ladi, boshlang'ich ma'lumotlarni kiritilgandan keyin hisoblashda kelib chiqadigan natijalar ko'rsatilgan.

III BOB. KESILISH VA EZILISH

11-§. KESILISH VA EZILISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

Mashina detallari va inshoot konstruksiyalari ko'ndalang kuch ta'sirida siljish deformatsiyasiga duchor bo'ladi. Deformatsiyaning haddan tashqari oshib ketishi kesilishga olib keladi. Bu turdagi deformatsiyaga parchin mix, bolt, payvandlangan detallarning choklari misol bo'la oladi. Bu xodisani parchin mix misolida ko'rib chiqamiz. (11.1-chizma, a). Ta'sir etuvchi P kuchlarning biror qiymatida parchin mix ab kesim bo'yicha kesilishi mumkin. Parchin mix qishloq xo'jaligi mashinasozligida, aviasozlikda ko'p uchraydi. Kesilishning xususiy holiga yog'och elementlarini tolalariga parallel bo'lgan tekisliklar bo'yicha yorilishi misol bo'ladi.



11.1-chizma.

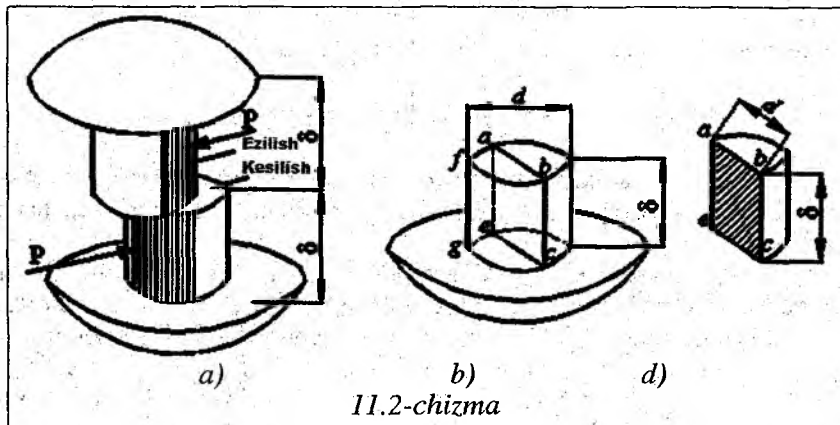
Kesilish va ezilishda, odatda material konstruksiyasining alohida elementlari tutashgan joylari eziladi. Masalan, parchin mixni ab tekislik bo'yicha kesishga intiluvchi P kuchlar teshiklar devorlarining bosish yo'li orqali parchin mix sterjeniga beriladi. Bosim katta bo'lganida teshiklarning devorlari yoki parchin mix sterjenning teshigiga tegib turgan sirti ko'proq ezilishi mumkin.

Bosimning uzatish maydonchalaridagi mahalliy siqilish deformatsiyasi ezilish deb ataladi. Maydonchalarda hosil bo'ladigan ezilish kuchlanishlari mahalliy hisoblanadi. Elementlar tegishib turgan maydonchalardan uzoqlashgan sari ularning kattaliklari tez kamaya boshlaydi.

P kuchlar ta'sirida parchin mix kesimlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning qiymatlarini topish uchun kesimlar usulini tadbiiq etamiz. Parchin mix sterjenini fikran ikki qismga bo'lamiz va sterjen qismlaridan birining mustahkamlik shartini tekshiramiz (11.1-chizma, b).

Material tomonidan sterjenga tashqi kuch P beriladi, ab kesim bo'yicha esa ichki elastik kuchlar ta'sir etadi.

ab kesimda ichki elastik kuchlarning statik ekvivalenti ko'ndalang kuch Q ga teng bo'ladi, ab kesimda hosil bo'ladigan ko'ndalang kuch Q tashqi kuch P ni muvozanatlaydi va son jihatidan unga teng bo'ladi.



11.2-chizma

Parchin mix tanasining kesilishga ishlaydigan elementlarining mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\tau = \frac{P}{A_{kes}} \leq [\tau_{kes}], \quad (11.1)$$

bu erda $[\tau_{kes}]$ - kesilishga ishlaydigan kesim materialining ruxsat etilgan urinma kuchlanishi; $A_{kes} = \frac{\pi d^2}{4}$ - parchin mixning kesilish yuzasi. Odatda ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati $[\tau_{kes}] = (0.15 \div 0.80) \cdot [\sigma]$ deb qabul qilinadi. (11.2a chizma)

Parchin mix sterjeniga bosim ostida teshik tomonidan balandligi mixning qalinligi δ ga teng bo'lgan yarim silindrning yon sirti bo'yicha beriladi (11.2b-chizma).

Ezilish maydonchasi sifatida yarim silindrning diametral tekislikdagi proeksiyasining yuzi, ya'ni $abcd$ to'g'ri to'rtburchakning yuzi qabul qilinadi. $A_{ez} = d\delta$. (11.2d chizma)

Konstruksiya elementlarining ezilishga bo'lgan chidamliligi quyidagi formula orqali hisoblanadi.

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{A_{ez}} \leq [\sigma_{ez}]$$

bu yerda, A_{ez} - ezilish yuzi; $[\sigma_{ez}]$ - ezilishda ruxsat etilgan kuchlanish. Odatda $[\sigma_{ez}] = (1.7 \div 2.2) \cdot [\sigma]$ deb qabul qilinadi.

12-§. PAYVAND BIRIKMALARNI HISOBLASH

Mashina va inshoot qismlarini payvandlash orqali birlashtirish zamonaviy mexanizatsiyalashgan usullar bilan olib borishni taqazo qiladi.

Ko'pincha mashina yoki inshoot qismlari valik (burchak) choklar yordamida ustma-ust qo'yib payvandlanadi. Yon choklar agar ular kuch yo'nalishiga parallel joylashgan bo'lsa, yonbosh (yoki flank) choklar deb (12.1-chizma, a), agar ular kuch yo'nalishiga perpendikulyar joylashgan bo'lsa, ro'para choklar deb (12.1-chizma, b), agar ta'sir etayotgan kuch yo'nalishiga burchak hosil qilib joylashgan bo'lsa, qiyshiq choklar (12.1-chizma, d) deb ataladi.

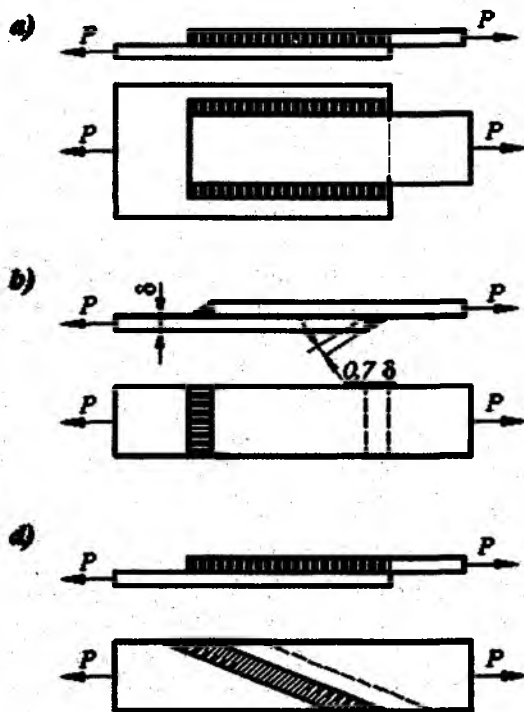
Yon choklar kesilishga qarshilik ko'rsatadi. Shuning uchun ularni kesilish deformatsiyasiga hisoblanadi. Choklarning kesilish yuzasi deb $A = L \cdot h$ olinadi, bu yerda, L - yon chokning uzunligi, h - chokning hisobiy eni bo'lib, u payvandlanadigan materialning qalinligi bilan quyidagicha bog'langan (12.1-chizma, b).

$$h = \delta \cdot \cos 45^\circ \approx 0,70 \cdot \delta \quad (12.1)$$

Agarda turli qalinliklardagi choklar payvandlanganda, hisoblash ishlarida ularning eng kichik qalinlikda bo'lganlari hisoblanadi. Payvandlangan chokning mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\tau = \frac{P}{hL} = \frac{P}{0,7 \cdot \delta \cdot L} \leq [\tau_{kes}], \quad (12.2)$$

bu yerda, $[\tau_{kes}]$ —payvand chok uchun kesilishga ruxsat etilgan kuchlanish.



12.1-chizma.

Elementlar uchma-uch qilib payvandlanganda ularning uchlari maxsus tayyorlanadi. Bunda payvandlanadigan detallar orasidagi bo'shliq suyuqlangan metall bilan to'ldiriladi. Biriktiriladigan elementlar juda qalin bo'lganda ularning chetlari payvandlashdan oldin maxsus ishlanadi. Uchma-uch payvand chokning mustahkamligi odatda, payvandlanayotgan metallning mustahkamligidan kam bo'lmaydi.

Asosan uchma-uch biriktirilgan payvand choklar cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga hisoblanadi:

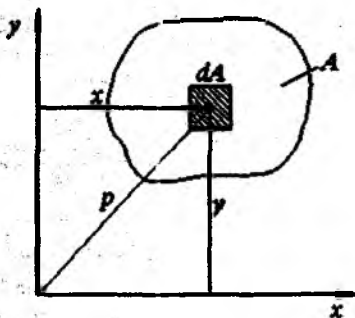
$$\sigma = \frac{P}{hL} = \frac{P}{0,70 \cdot \delta \cdot L} \leq [\sigma'], \quad (12.3)$$

bu yerda, $[\sigma']$ —payvand chokning cho'zilishdagi yoki siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi.

IV BOB. KESIM YUZASINING GEOMETRIK TAVSIFLARI

13-§. KESIM YUZASINING STATIK MOMENTI

Ba'zi bir deformatsiyalarda detallarning mustahkamligi nafaqat ularning kesim yuzalariga, balki ularning shakliga ham bog'liqdir. Hozirga qadar biz deformatsiyalarni mustahkamlikka hisoblaganimizda ularning kesim yuzalariga bog'liq holda hisobladik. Endi egilish va buralish deformatsiyalarida esa bu holatni tekis jismning ba'zi-bir geometrik tavsiflariga bog'liq holda o'rganamiz.



13.1-chizma.

Yuzaning biron bir o'qqa nisbatan statik momenti deb elementar yuzalarning shu o'qqacha bo'lgan masofalari ko'paytmasiga yig'indisiga aytiladi (13.1-chizma).

Statik momentni S harfi bilan va o'qlargacha bo'lgan masofani esa mos ravishda Oxy koordinatalar bilan belgilasak u holda

$$S_x = \int_A y dA, \quad S_y = \int_A x dA. \quad (13.1)$$

«Nazariy mexanika» kursida shakl yuzalarining og'irlik markazini aniqlash uchun quyidagi tenglamalar keltirib chiqarilgan.

$$X_c = \frac{\sum(A_i X_i)}{\sum A_i}, \quad Y_c = \frac{\sum(A_i Y_i)}{\sum A_i}. \quad (13.2)$$

Bu tenglamalardagi elementar yuzalar A_i va ularning koordinata o'qlarigacha bo'lgan oraliqlar X_i, Y_i ga bo'lgan ko'paytmasi elementar yuzaning statik momenti, $\sum A_i$ esa shaklning umumiy yuzasidir.

U holda

$$S_x = \int_A y dA = Y_c A; \quad S_y = \int_A x dA = X_c A \quad (13.3)$$

Demak, biron-bir shakl yuzasining tekisligida yotgan o'qqa nisbatan statik momenti shu shakl yuzasini uning og'irlik markazidan o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasiga teng-dir.

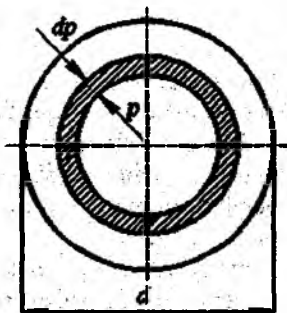
Statik momentning o'lchov birligi:

$$[S] = [X_c] \cdot [A] = m \cdot m^2 = m^3$$

Shaklning statik momenti musbat, manfiy va nolga teng bo'lishi mumkin. Bundan biron bir shaklni uning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlariga nisbatan statik momenti nolga teng ekanligi kelib chiqadi.

14-§. TEKIS YUZANI QUTBIY INERSIYA MOMENTI

Tekis yuzaning shu yuza tekisligida joylashgan qutbga nisbatan qutbiy inersiya momenti shu shakl yuzasidagi elementar yuzalarining qutbgacha bo'lgan masofalar kvadratiga bo'lgan ko'paytmalarining yig'indisiga tengdir (13.1-chizma).



14.1-chizma.

Qutbiy inersiya momentini quyidagicha hisoblaymiz:

$$I_p = \int_A p^2 dA$$

Qutbiy inersiya momentining birligi quyidagicha bo'ladi:

$$[I_p] = [p^2] \cdot [A] = m^2 \cdot m^2 = m^4$$

Qutbiy inersiya moment har doim musbat va nolga teng emasdir. Ko'proq uchraydigan shakllarning inersiya momentlarini ko'rib chiqamiz.

Diametri d bo'lgan doira berilgan bo'lsin. Ushbu doira yuzasida cheksiz kichik yuzaga ega bo'lgan elementar halqani ko'rib chiqamiz (14.1-chizma).

Uning yuzasi $dA = 2\pi p dp$ bo'ladi.

$$I_p = \int_A p^2 dA = \int_0^{d/2} p^2 \cdot 2\pi p dp = 2\pi \int_0^{d/2} p^3 dp = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4$$

Ichki diametri d , tashqi diametri D bo'lgan halqani inersiya momenti quyidagicha bo'ladi.

$$I_p = \int_F p^2 dF = \int_{d/2}^{D/2} p^2 \cdot 2\pi p dp = 2\pi \int_{d/2}^{D/2} p^3 dp = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \approx 0,1(D^4 - d^4)$$

15-§. O'QQA NISBATAN INERSIYA MOMENT

Biror-bir tekis shakl yuzasining shu yuzada yotgan o'qqa nisbatan inersiya momenti deb shu yuzada olingan elementar yuzachalarning o'qqacha bo'lgan masofa kvadratariga ko'paytmalarining yig'indisiga aytiladi (15.1-chizma). O'qqa nisbatan inersiya momentni I bilan belgilaymiz.

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA$$

O'qqa nisbatan inersiya momentning birligi $[I] = m^4$.

O'qqa nisbatan inersiya momenti har doim musbat va nolga teng emasdir. O'zaro perpendikulyar bo'lgan ikkita o'qqa nisbatan olingan inersiya momentlarini qo'shsak, u holda

$$I_x + I_y = \int_A y^2 dA + \int_A x^2 dA = \int_A (y^2 + x^2) dA = \int_A p^2 dA = I_p$$

Demak,

$$I_p = I_x + I_y$$

ekanligi kelib chiqadi.

Bundan, koordinata o'qlariga nisbatan olingan inersiya momentning yig'indisi koordinata boshiga nisbatan olingan qutbiy inersiya momentiga teng ekanligi kelib chiqadi.

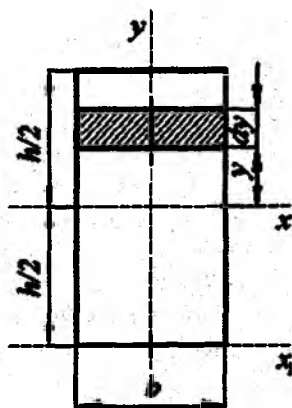
Ayrim amaliyotda tez-tez uchraydigan shakllarni o'qqa nisbatan inersiya momentlarini hisoblashni ko'rib chiqamiz.

$b \times h$ tomonlarga ega bo'lgan to'g'ri to'rtburchakning o'qqa nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz (15.1-chizma). Shaklda tomonlari b va dy , yuzasi dA bo'lgan elementar shaklni olamiz. U holda

$$dA = b \cdot dy$$

bo'ladi.

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 b dy = b \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 dy = \frac{bh^3}{12}$$



15.1-chizma.

Agarda tomonlari a bo'lgan kvadrat bo'lsa $I_x = \frac{a^4}{12}$ bo'ladi.

2. Diametri d bo'lgan doira uchun $I_x = I_y$ bo'ladi.

$$I_x + I_y = I_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ yoki } I_x = I_y = 0,5I_p = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05d^4$$

3. Diametrlari D va d bo'lgan xalqa uchun

$$I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \approx 0,05(D^4 - d^4)$$

16-§. PARALLEL O'QLARGA NISBATAN OLINGAN INERSIYA MOMENTLAR ORASIDAGI BOG'LANISH

Agarda o'q shaklning markazi orqali o'tsa bunday o'qni *markaziy o'q* deyiladi.

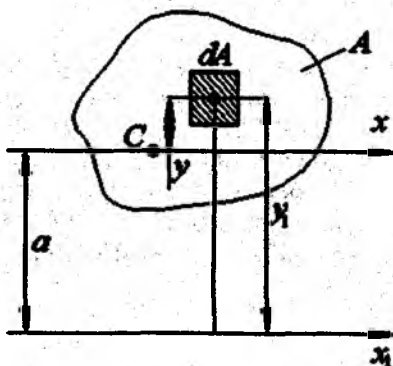
Markaziy o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti markaziy inersiya moment deyiladi.

Teorema. Biron bir o'qqa nisbatan olingan inersiya moment shu o'qqa parallel bo'lgan markaziy o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti bilan shakl yuzining ushbu o'qlar orasidagi masofasi kvadratiga bo'lgan ko'paytmasining yig'indisiga teng.

Agarda tekis shaklni yuzi A bo'lsa (16.1-chizma), og'irlik markazi C nuqtada joylashgan bo'lsa, markaziy inersiya moment I_x (x o'qiga nisbatan) bo'lsa, u holda x o'qidan a masofada joylashgan x_1 o'qi uchun:

$$I_{x_1} = \int_A y^2 dA = \int_A (y+a)^2 dA = \int_A y^2 dA + 2a \int_A y dA + a^2 \int_A dA$$

Yuqoridagi formulada birinchi qo'shiluvchi x o'qiga nisbatan markaziy inersiya momentini, ikkinchisi esa markaziy o'q x ga nisbatan statik momentni (uning qiymati nolga teng), uchinchi qo'shiluvchi esa $a^2 A$ ga tengdir. Demak



16.1-cizma.

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A.$$

17-§. BOSH O'QLAR VA BOSH INERSIYA MOMENTLAR

Biz yuqorida tekis shakl yuzi uchun quyidagi tenglamani chiqargan edik:

$$I_x + I_y = I_p.$$

Agarda koordinata o'qlarini koordinata boshida aylantirsak, u holda I_p o'zgarmaydi, ya'ni

$$I_x + I_y = \text{const.}$$

Bundan ko'rinadiki, agarda I_x maksimal bo'lsa I_y ning qiymati minimal bo'ladi va aksincha.

Inersiya momentlari maksimal yoki minimal bo'lgan o'qlar bosh inersiya o'qlari deyiladi. Bosh inersiya o'qlariga nisbatan olingan inersiya momentlar bosh inersiya momentlar deyiladi.

Agarda bosh o'qlar massalar markazidan o'tsa, u holda bunday o'qlarga bosh markaziy o'qlar deyiladi.

Elementar yuzalarni o'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlargacha bo'lgan masofalarga bo'lgan ko'paytmalarning yig'indisi *markazdan qochma inersiya moment deyiladi*, ya'ni

$$I_{xy} = \int_A xy dA$$

bu yerda, x, y - koordinata o'qlarigacha bo'lgan masofa; dA - elementar yuza.

Bu inersiya moment musbat, manfiy va nolga teng bo'lishi mumkin.

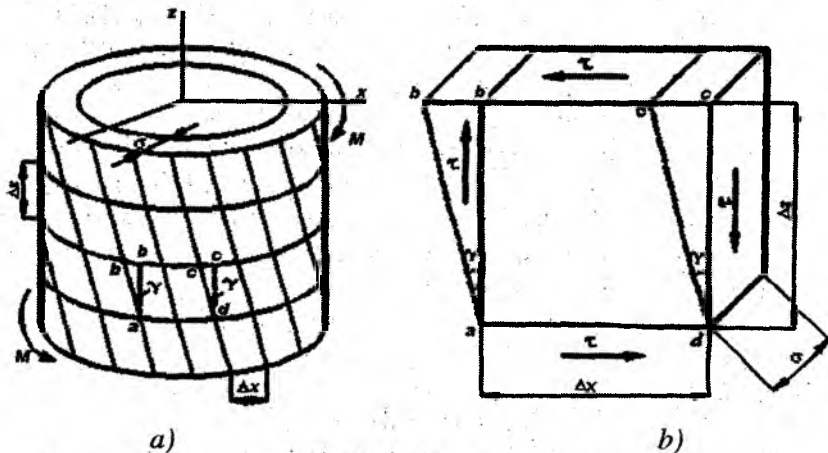
V BOB. BURALISH

18-§. BURALISH HAQIDA TUSHUNCHA

Buraluvchi to'sinning ixtiyoriy ko'ndalang kesimida faqat burovchi moment hosil bo'lsa, bunday deformatsiyaga *buralish deformatsiyasi* deb ataladi.

Buralish deformatsiyasini mufassal tushunib olish uchun yupqa devorli quvurdan kesib olingan *abcd* elementni ko'rib chiqamiz (18.1-

chizma). Urinma kuchlanishlar hosil bo'lganda element qiyyshayadi. Agar ad yoq mahkamlangan deb hisoblansa, u holda bc yoq b_1c_1 vaziyatga siljiydi. Yoqlar orasidagi hamma to'g'ri burchaklar aynan bir « γ » kattalik qadar o'zgaradi. Elementar parallelepipedning yoqlari orasidagi to'g'ri burchakning o'zgarishidan iborat bo'lgan γ burchak *buralish burchagi* deyiladi.



18.1-chizma.

Buralish deformatsiyasida quyidagilarga e'tibor berish kerak:
 buralayotgan silindrning o'qi buralish o'qi deb ataladi va u to'g'ri chiziqlicha qoladi;

buralayotgan silindr sirtida aylanalar deformatsiyadan so'ng aylanaligicha qoladi va ikkita yonma-yon joylashgan aylanalar orasidagi masofa o'zgarmaydi;

silindrning yasovchisi vint chizig'iga aylanadi.

Yuqoridagi shartlardan quyidagi kelib chiqadi, ya'ni buralish deformatsiyasida ko'ndalang kesimlar orasida siljish hodisasi ro'y beradi va bu hodisa kesimlardagi urinma kuchlanishlar ta'siri natijasida ro'y beradi.

Buralish deformatsiyasida Guk qonuni quyidagicha bo'ladi:

$$\tau = G \cdot \gamma,$$

bu formulaga kirgan G kattalik siljish moduli deb ataladi. Bu kattalik siljish deformatsiyasida material bikrligini ifodalaydi. G ning o'lchov birligi N/mm^2 , kN/sm^2 hisobida o'lchanadi. Izotrop

materiallarning elastiklik moduli E va siljish moduli G o'rtasida bog'lanish quyidagicha:

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}$$

bu yerda, μ - ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti deyiladi (Puasson koeffitsienti).

Burovchi momentning val uzunligi bo'yicha o'zgarishini burovchi momentlar epyurasida tasvirlash mumkin (18.2-chizma). Bunday epyuraning bir nechta shkiv mahkamlangan val uchun qurilishini ko'rib chiqamiz.

Shkiv I dvigateldan aylanma harakat oladi, shkivlar II , III va IV bu harakatni o'zlaridan ishchi mexanizmlarga o'tkazadilar. Moment M_1 ni yo'nalishi M_2 , M_3 va M_4 larning yo'nalishlariga qarama-qarshidir. Turg'un harakatda ishqalanishlarni hisobga olmagan holda valning muvozanat sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\sum M_{iz} = 0; \quad -M_2 + M_1 - M_3 - M_4 = 0,$$

bundan

$$M_1 = M_2 + M_3 + M_4$$

Valni uchta xarakterli qismlarga ajratamiz va bu qismlardan har qaysisining ko'ndalang kesimlaridagi burovchi momentlarini aniqlaymiz. Birinchi qismning II va I shkivlar orasidagi istalgan ko'ndalang qismidagi burovchi moment kesib tashlangan chapki qismiga ta'sir qiluvchi tashqi juft kuch momenti M_2 ni muvozanatlaydi, ya'ni $M_{bur1} = M_2$.

O'ng qismini muvozanat sharti nuqtai-nazardan tekshirganimizda ham tabiiyki xuddi shu natijani olgan bo'lardik.

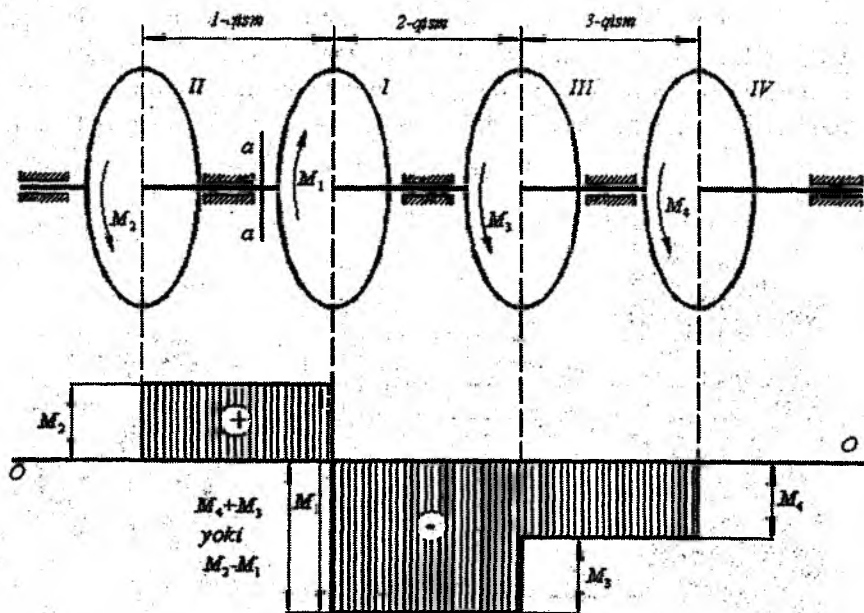
$$M_{bur1} = M_1 - M_3 - M_4 = M_2.$$

Ikkinchi qismning I va III shkivlar orasidagi ko'ndalang kesimlarida ham burovchi moment xuddi shu yo'l bilan topiladi:

$$M_{bur2} = M_2 - M_1 = -M_3 - M_4.$$

Uchinchi qismda III va IV shkivlar orasida es.

$$M_{bur3} = M_2 - M_1 + M_3 = -M_4.$$



18.2-chizma.

Bundan quyidagini ta'kidlash mumkinki, *valning ixtiyoriy kesimidagi buruvchi moment son jihadan valga uning o'qiga perpendikulyar tekisliklarda ta'sir etadigan va ko'rib chiqilayotgan kesimdan bir tomonga qo'yilgan tashqi juft kuchlarning algebraik yig'indisiga teng.*

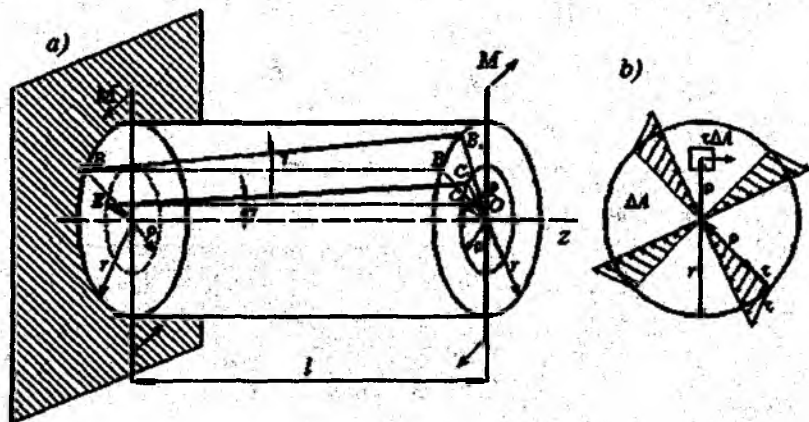
Val ko'ndalang kesimida buruvchi momentning ishorasi tashqi momentlarning yo'nalishiga qarab aniqlanadi. Tashqi momentlar kesib tashlangan kesimini kesim tomonidan qaralganda soat ko'rsatgichi yo'nalishiga teskari tomonga aylantirsa, buruvchi momentni shartli ravishda musbat deb qaraladi va aksincha.

19-§. BURALISHDAGI KUCHLANISH VA DEFORMATSIYA

Doiraviy kesimga ega bo'lgan brus (19.1-chizma) ning buralishida uning ayrim elementlari siljish deformatsiyasiga uchraydi. Haqiqatdan ham, ko'ndalang kesimning brus ichkarisida uning o'qidan ρ masofada o'tkazilgan biror EC yasovchida deformatsiyagacha yotgan C nuqtasi C_1 vaziyatga ko'chadi.

Brusning yasovchisi uchida o'qdan ρ masofada joylashgan elementlari uchun siljish γ burchak bilan ifodalanadi, bu burchakning deformatsiyasi juda kichik bo'lganligidan uni o'z tangensiga teng deb hisoblash mumkin, ya'ni $\gamma = \operatorname{tg} \gamma$ va, binobarin

$$CC_1 = l \cdot \gamma$$



19.1-chizma.

Boshqa tomondan, ko'ndalang kesimlarning radiuslari egrilanmasligini hisobga olib, CC_1 ni φ burchakka mos keladigan markaziy yoy sifatidan ifodalash mumkin:

$$CC_1 = \rho \varphi$$

CC_1 yoyning hosil qilingan qiymatlarini tenglashtirib, quyidagini olamiz:

$$l\gamma = \rho\varphi \text{ yoki } \gamma = \rho \frac{\varphi}{l}$$

Agarda $\rho = r$ bo'lsa, siljish burchagining qiymati maksimal bo'ladi: $\gamma_{\max} = r \frac{\varphi}{l}$.

Brusning alohida elementlari siljiganida uning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi, ularni siljishdagi Guk qonuni bo'yicha aniqlash mumkin:

$$\tau = G\gamma = G\rho \frac{\varphi}{l} \quad \text{yoki} \quad \tau_{\max} = G\gamma_{\max} = Gr \frac{\varphi}{l}$$

bo'ladi.

Bundan, *urinma kuchlanishlar ko'ndalang kesimda radius uzunligi bo'ylab chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi* degan xulosa kelib chiqadi. Brus ko'ndalang kesimi yuzasida A elementar maydonchasini olsak va uning yuzi ΔA bo'lsa (19.1-chizma, b), u holda brus o'qidan ρ masofada joylashgan bu maydonchadagi elementar ichki kuch $\Delta A \cdot \tau$ ga, bu kuchning brus o'qiga nisbatan momenti esa $\tau \Delta A \rho$ ga teng bo'ladi. Bularning yuza bo'yicha yig'indisi esa ayni jismdagi burovchi moment M_{bur} dan iborat bo'ladi, ya'ni

$$M_{bur} = \sum \tau \cdot \Delta A \cdot \rho$$

yoki τ ni τ_{\max} orqali ifodalasak

$$\frac{\tau_{\max}}{\rho} \sum \Delta A \cdot \rho^2 = M_{bur}.$$

Lekin, $\sum \Delta A \cdot \rho^2$ yuzaning qutb inersiya momenti I_p , ekanligini keltirib chiqargan edik, u holda quyidagini olamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{bur} \rho}{I_p}.$$

Keltirilgan formula doiraviy ko'ndalang kesimli brusning buralishida istalgan ko'ndalang kesimdagi *urinma kuchlanishni* aniqlaydi. Tenglamadan ko'rinishicha ρ ning minimal qiymatlarida, ya'ni brusning o'qiga yaqin nuqtalarda kuchlanishlar kichik va hatto $\rho = 0$ bo'lsa $\tau = 0$ bo'ladi, shu sababli ba'zan brusning ichki qismi olib tashlanib g'oyak shaklida yasaladi. Bu uni keraksiz bo'lgan massadan halos qiladi. Ko'ndalang kesimdagi kuchlanish brusning sirtqi nuqtalarida, ya'ni uning o'qidan eng uzoq nuqtalarida eng katta qiymatga ega, ya'ni

$$\tau_{\max} = \frac{M_{bur} r}{I_p} = \frac{M_{bur}}{I_p} = \frac{M_{bur}}{W_p}.$$

bu yerda, $W_p = \frac{I_p}{r}$ — qutb qarshilik momenti deb ataladi.

Yuqoridagi formulalardan foydalanib va ba'zi-bir o'zgartirishlar kiritilgandan so'ng brusning buralish burchagi φ ni topamiz:

$$\varphi = \frac{M_{bur} l}{G \cdot I_p}$$

Brusning buralish burchagi φ ning qiymati radianda hisoblanadi.

20-§. BURALISH DEFORMATSIYASIDA MUSTAHKAMLIKKA VA BIKRLIKKA HISOBLASH

Mashina detallari va inshoot elementlarining yaxlit, doiraviy yoki xalqasimon kesimga ega bo'lgan kesimlarining buralishga mustahkamligi quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{M_{bur}}{W_p} \leq [\tau_{bur}]$$

Boshqa deformatsiyalar kabi buralishda ham yuqoridagi formula yordamida mustahkamlikka hisoblash uch turli bo'ladi:

valning eng katta burovchi momenti va ko'ndalang kesimning o'lchamlari ma'lum bo'lganda mustahkamlikka yuqoridagi formulaga asosan tekshirish (tekshirish hisobi);

kesim tanlash, bunda yuqoridagi tengsizlikdan qutb qarshilik momenti W_p ni aniqlash va unga munosib ravishda valning diametri

d ni aniqlash (loyiha hisobi), ya'ni $W_p \geq \frac{M_{bur}}{[\tau_{bur}]}$.

val kesimining o'lchamlari ma'lum bo'lganda va ruxsat etilgan kuchlanish berilganda ruxsat etilgan burovchi momentni aniqlash

$$|M_{bur}| = W_p \cdot [\tau_{bur}]$$

Buralish deformatsiyasiga uchragan vallarni loyihalashda mustahkamlik shartiga rioya qilishdan tashqari, uning bikrligi ham talab etiladi, ya'ni buralish burchagi belgilangan qiymatdan ortib ketmasligi kerak. Valning birluk uzunligiga to'g'ri keladigan buralish burchagini θ

bilan belgilab, valning bikrligini hisoblash uchun formula tuzish mumkin.

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_{bur}}{G \cdot I_p} \leq [\theta]$$

Ushbu formulada ruxsat etilgan buralish burchagi $[\theta]$ ni, agarda $M_{bur} - [N \cdot m]$, $G - [N/m^2]$, $I_p - [m^4]$ bilan ifodalangan bo'lsa rad/m hisobida, agarda $M_{bur} - [N \cdot mm]$, $G - [N/mm^2]$, $I_p - [mm^4]$ bilan ifodalangan bo'lsa rad/mm hisobida ifodalash zarur.

Valning vazifasiga ko'ra $[\theta] = (0,45 \div 1,75) \cdot 10^{-2} rad/m$ qabul qilinadi, bu esa taxminan $[\theta] = (0,25 \div 1,0) grad/m$ ga to'g'ri keladi.

Agar valning l m uzunligiga to'g'ri keladigan nisbiy buralish burchagini graduslar bilan hisoblasak, quyidagini hosil qilamiz:

$$\theta = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_{bur}}{G \cdot I_p} \leq [\theta].$$

Vallarning bikrlikka hisoblash ularni mustahkamlikka hisoblashga o'xshab uch xil masalani hal qilish mumkin:

valning burovchi momenti, o'lchamlari va materiali, shuningdek, ruxsat etilgan buralish burchagi berilganda bikrligini tekshirish (tekshirish hisobi):

$$\theta = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{M_{bur}}{G \cdot I_p} \leq [\theta].$$

bikrlik sharti bo'yicha kesim tanlash (loyihalash hisobi):

$$I_p \geq \frac{M_{bur}}{G \cdot [\theta]}$$

I_p ning topilgan qiymati bo'yicha val diametri aniqlanadi;

bikrlik sharti bo'yicha ruxsat etigan burovchi momentni aniqlash:

$$[M_{bur}] \equiv G \cdot I_p \cdot [\theta].$$

Misol. Pog'onasimon po'lat brusga (20.1-chizma) bo'ylama o'qiga tik yo'nalgan kuchlar ta'sir qilsin.

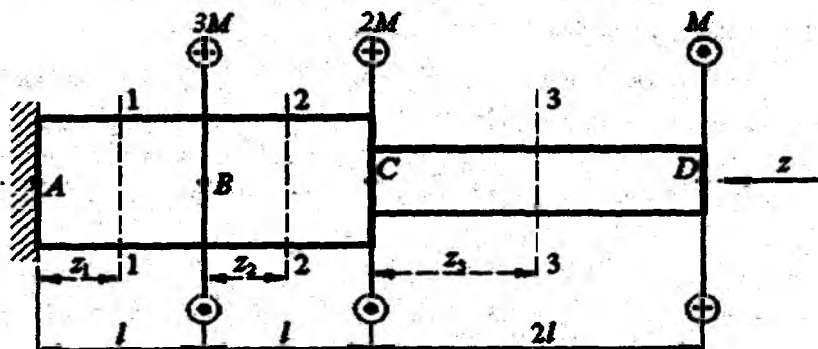
Talab qilinadi:

pog'onalar bo'yicha burovchi momentlarni topish va burovchi moment $M(z)$ ning epyurasini qurish;

mustahkamlik shartidan foydalanib har bir pog'onaning alohida diametrimini aniqlash;

brusning ko'ndalang kesimlari buralish burchagini aniqlash va $\varphi(z)$ ning epyurasini qurish.

Boshlang'ich ma'lumotlar: Tashqi burovchi moment $M = 5 \text{ kN m}$, uzunlik $l = 0,4 \text{ m}$, ruxsat etilgan urinma kuchlanish $[\tau] = 70 \text{ MPa}$, siljish moduli $G = 8 \cdot 10^4 \text{ IPa}$.



20.1-chizma.

Yechish:

1) Burovchi momentlarni aniqlash va $M(z)$ epyurasini qurish.

Tayanch A nuqtasidagi reaksiyani aniqlash uchun tayanchni xayolan olib tashlab uni reaktiv moment bilan almashtiramiz. So'ngra butun brus uchun muvozanat tenglamasini tuzib undan mahkamlangan joydagi momentni aniqlaymiz (uning yo'nalishi 20.2-chizma, b) da ko'rsatilgan).

$$M_A - 3M - 2M + M = 0; \quad M_A = 4M.$$

Musbat ishora reaktiv momentning tahmin qilingan yo'nalishi to'g'ri qabul qilinganligini ko'rsatadi.

Ichki burovchi moment $M(z)$ ni aniqlash uchun brusni xarakterli qismlarga ajratamiz. 20.2-chizma, d) da brusni qismlarga ajratish va kesim berish chap tomondan amalga oshirilgan.

Burovchi moment kesish usuli yordamida aniqlanadi. Qismlar muvozanatligini alohida ko'rib chiqamiz.

1-qism $0 \leq z_1 \leq l$ oraliqda o'zgaradi.

$$M(z) = M_A = 4M \quad (\text{const.})$$

2-qism $0 \leq z_2 \leq l$ oraliqda o'zgaradi.

$$M(z) = M_A - 3M = 4M - 3M = M \quad (\text{const.})$$

3-qism $0 \leq z_3 \leq 2l$ oraliqda o'zgaradi (hisoblashni murakkablashtirmaslik maqsadida 3-qism o'ng tomondan ajratilgan).

$$M(z) = -M \quad (\text{const.})$$

(kesimga yuzlanib o'ng tomonga qaraymiz).

Topilgan qiymatlar bo'yicha $M(z)$ ni epyurasini quramiz (20.2-chizma, e). Miqyosni $l = 25 \text{ mm}$ va $M = 7 \text{ mm}$ qilib qabul qilamiz.

2) Ko'ndalang kesim o'lchamlarini buralishdagi chidamlilik shartidan foydalanib topamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{|M(z)|}{W_p} \leq [\tau]$$

1-qismda

$$|M(z)| = 4M; W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4M \cdot 16}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 5 \cdot 16 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 70}} = 1,13 \cdot 10^2 = 113 \text{ mm}$$

$d_1 = 115 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz.

Birinchi va ikkinchi qismlarda brusning diametri bir xil bo'lganligi uchun $d_1 = d_2$ bo'ladi.

3-qismda $|M(z)| = M$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{M \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 16 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 70}} = 0,715 \cdot 10^2 = 71,5 \text{ mm}$$

$d_3 = 72 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz.

3) Brus ko'ndalang kesimlarining buralish burchaklarini aniqlash va $\varphi(z)$ ning epyurasini qurish (20.2-chizma, f).

Brus ko'ndalang kesimi buralish burchagi $\varphi(z)$ ni qo'zg'almas tayanch A nuqtadan boshlab quramiz. Buralish burchaklari brusning xarakterli nuqtalari A, B, C, D larda alohida hisoblanadi.

Oldindan A nuqta qo'zg'almas bo'lganligi uchun $\varphi_A(z) = 0$ ekanligini belgilab qo'yamiz.

qism $0 \leq z_1 \leq l$ oraliqda o'zgaradi.

$$\varphi_A(z) = 0.$$

$$\varphi_B(z) = \varphi_A(z) + \Delta\varphi(z_1) = 0 + \frac{M(z_1) \cdot z_1}{G \cdot I_P} = \frac{4M \cdot z_1}{G \cdot I_P} \quad \text{(chiziqli}$$

qonuniyat)

$$\varphi_B(z_1 = 0) = 0; \quad \varphi_B(z_1 = l) = \frac{4M \cdot l}{G \cdot I_P};$$

2-qism $0 \leq z_2 \leq l$ oraliqda o'zgaradi

$$\varphi_C(z) = \varphi_B(z_1 = l) + \Delta\varphi(z_2) = \frac{4M \cdot l}{G \cdot I_P} + \frac{M(z_2) \cdot z_2}{G \cdot I_P} =$$

$$= \frac{4M \cdot l}{G \cdot I_P} + \frac{M \cdot z_2}{G \cdot I_P} \quad \text{(chiziqli qonuniyat)}$$

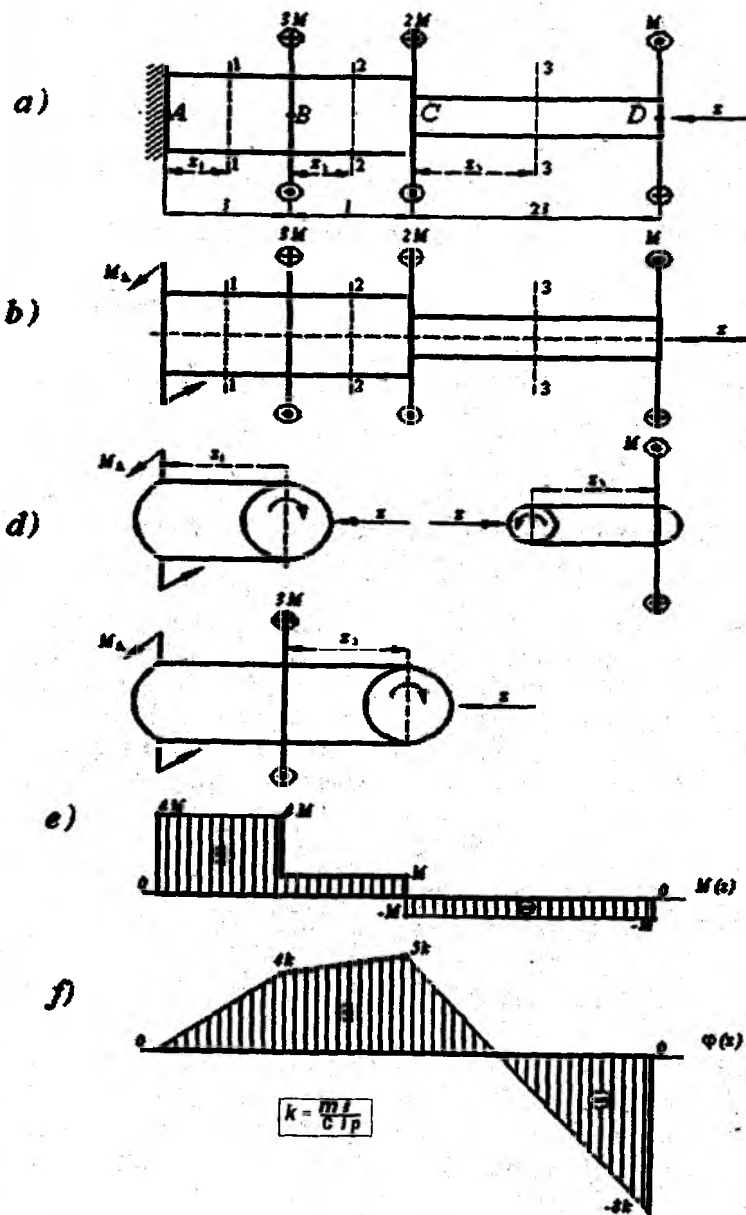
$$\varphi_C(0) = \frac{4M \cdot l}{G \cdot I_P} \quad \varphi_C(l) = \frac{5M \cdot l}{G \cdot I_P}$$

3-qism $0 \leq z_3 \leq 2l$ oraliqda o'zgaradi.

$$\varphi_D(z) = \varphi_C(z_2 = l) + \Delta\varphi(z_3) = \frac{5M \cdot l}{G \cdot I_P} - \frac{M \cdot z_3}{G \cdot I_P} =$$

$$= \frac{5M \cdot l}{G \cdot I_P} - \frac{M \cdot z_3}{0,154 \cdot G \cdot I_P} \quad \text{(chiziqli qonuniyat)}$$

$$\varphi_D(0) = \frac{5M \cdot l}{G \cdot I_P}; \quad \varphi_D(z_3 = 2l) = -\frac{8M \cdot l}{G \cdot I_P}$$



20.2-chizma.

Birinchi va uchinchi qismlardagi ko'ndalang kesimlarning polyar inersiya momentlarining nisbatlarini topamiz.

$$\frac{J_{p1}}{J_{p3}} = \frac{32 \cdot \pi \cdot d_1^4}{32 \cdot \pi \cdot d_3^4} = \frac{d_1^4}{d_3^4}, \quad J_{p3} = J_{p1} \cdot \frac{d_3^4}{d_1^4} = J_{p1} \cdot \frac{7,2^4}{11,5^4} = 0,154 \cdot J_{p1}$$

Ushbu topilgan qiymatlar asosida $\varphi(z)$ ning epyurasi qurilgan. Miqyos qilib, $\varphi(z) = \frac{M \cdot l}{G \cdot I_p}$ bir birlik buralash burchagi chizmada 4 mm qilib olingan. $\varphi(z)$ epyurasidan bikrlikka hisoblashlarda foydalaniladi.

Brus erkin uchini buralish burchagini radianda hisoblaymiz.

$$|\varphi_D(z)| = \frac{8M \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{8 \cdot 5 \cdot 0,4 \cdot 10^3 \cdot 10^6 \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot 3,14 \cdot 115^4} = 0,0115 \text{ rad.}$$

21-§. BURALISH DEFORMATSIYASIDAGI POTENSIAL ENERGIYA

O'zgaras kesim yuzasiga ega bo'lgan doiraviy silindrik brusning bir tomoni mustahkam maxkamlangan ikkinchi tomonidan esa unga asta-sekin statik ta'sir etuvchi moment qo'yilgan bo'lsin. Ushbu momentning qiymati Guk qonuni ta'siri chegarasida bo'lsin. Bu moment brusga deformatsiya beradi va natijada ma'lum darajada ish bajaradi. Bu ish brusda mujassamlanib, potensial energiyaga aylanadi, ya'ni

$$W = U$$

Lekin, bajarilgan ish mexanika qonunlariga binoan

$$U = W = \frac{M_\sigma \cdot \varphi}{2} = \frac{M_\sigma \cdot M_\sigma \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p} = \frac{M_\sigma^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p}$$

bu yerda, φ - brusning to'la buralish burchagi.

Agarda brusga bir vaqtda bir nechta moment ta'sir etsa, yoki brusning ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan bo'lsa, u holda brusni qismlarga ajratib umumiy potensial energiya quyidagicha aniqlanadi.

$$U = \sum U_i$$

22-§. BURALISH DEFORMATSIYASINI EHM YORDAMIDA HISOBLASH

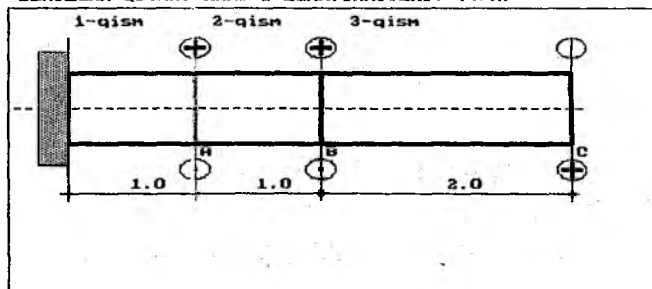
Pog'onasimon po'lat brus (22.1-chizma) bo'ylama o'qiga tik joylashgan juft kuchlar ta'sirida buralayotgan bo'lsin.

Bu masalani yechishni EHM yordamida olib borish uchun EHM dasturi darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan.

STERJENLARNI BURALISHDA MUSTAHKAMLIGI VA QATTIQLIGINI HISOBLASH

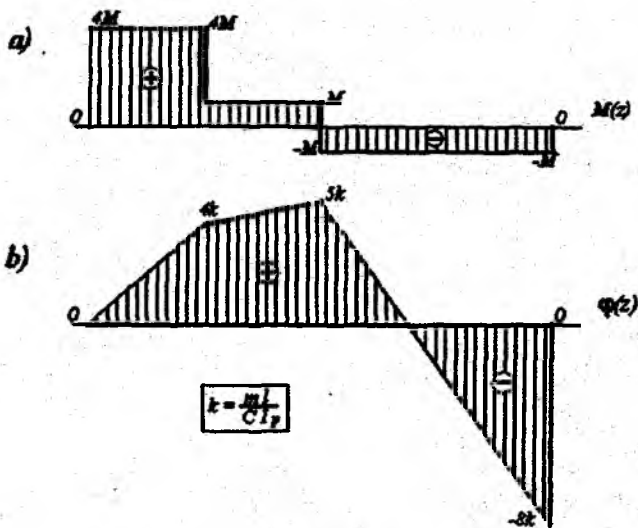
BERILGAN QIYMATLARNI KIRITING:
A kesim momenti = -3.00
B kesim momenti = -2.00
C kesim momenti = 1.00
1-qism uzunligi = 1.00
2-qism uzunligi = 1.00
3-qism uzunligi = 2.00
n qiymati [E] = 5000.00
Ruhlat etilgan kuchlanish [MPa] = 70.00

BERILGAN QIYMATLARNI O'ZGARTIRASIZMI? (Y/N)



22.1-chizma.

Boshlang'ich ma'lumotlarni kiritish va hisoblash natijalari fragmenti 22.1-chizmada keltirilgan, hisoblash natijasida EHM uchun dasturni ishlatib olinadigan natijalar 22.2-chizmada ko'rsatilgan.



22.2-chizma.

VI BOB. EGILISH

23-§. EGILISH HAQIDA ASOSIY TUSHUNCHA

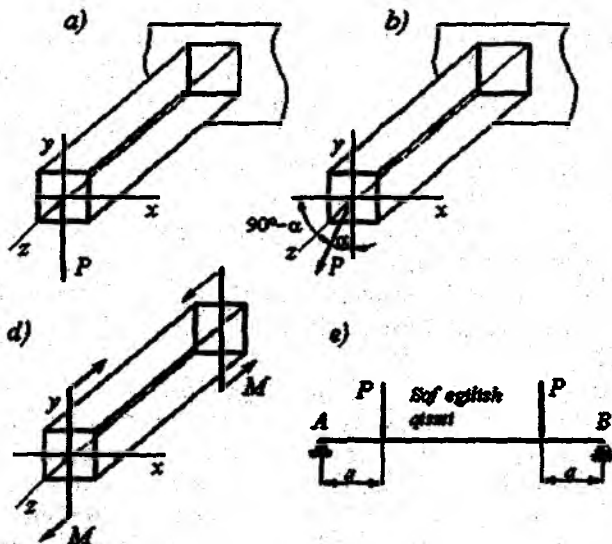
Asosan egilishga ishlaydigan balkalarda ko'ndalang egilishlar sodir bo'ladi.

Balka o'qiga tik yo'nalgan kuchlar yoki uning geometrik o'qi orqali o'tuvchi tekislikda yotuvchi juft kuchlar ta'sirida egilish deformatsiyasiga uchraydi.

Bundan deformatsiya o'zaro parallel ko'ndalang kesimlarning bir-biriga nibatan og'ishi va nuqtalarning vertikal ko'chishi natijasida to'g'ri chiziqli geometrik o'qning egri chiziqqa aylanishi bilan izohlanadi.

Balkaga ta'sir qilgan kuchlar uning simmetriya tekisligida yotsa, egilish ham mazkur simmetriya tekisligida bo'lib, bunday egilish tekis egilish deb ataladi (23.1-chizma, a).

Unda balka o'qiga perpendikulyar bo'lgan tashqi kuch balka o'qi va uning ko'ndalang kesimini bosh markaziy o'qlaridan biri orqali o'tuvchi tekislikda, jumladan, balkaning simmetriya tekisligi bilan ustma-ust tushuvchi tekislikda ta'sir qiladi (23.1-chizma, a). Bunday egilish *to'g'ri egilish* deyiladi. Egilish deformatsiyasini hosil qiluvchi kuchlar balka o'qi orqali o'tuvchi, lekin uning ko'ndalang kesimining bosh markaziy o'qlarining birortasidan ham o'tmaydigan tekislikda ta'sir qilganda esa *qiyshiq egilish* sodir bo'ladi (23.1-chizma, b).



23.1-chizma.

Egilish natijasida balkalar ko'ndalang kesimida ikkita ichki kuch faktori: eguvchi moment va ko'ndalang kuch hosil bo'ladi. Ammo shunday xususiy hol ham bo'lishi mumkinki, bunda balka ko'ndalang kesimlarida faqat bitta kuch faktori - eguvchi moment hosil bo'ladi, ko'ndalang kuch esa nolga teng. Bu holdagi egilish *sof egilish* deyiladi. U jumladan balkaning ikki qarama-qarshi tomonlariga qo'yilgan, qarama-qarshi tomonlarga yo'nalgan ikki juft kuch bilan egilganda hosil bo'ladi (23.1-chizma, d). Sof egilish to'plangan kuchlar yoki yoyilgan kuchlar ta'sirida ham hosil bo'ladi. Masalan, ikkita teng kuch P ta'sirida balkaning o'rta qismi sof egiladi (23.1-chizma, e).

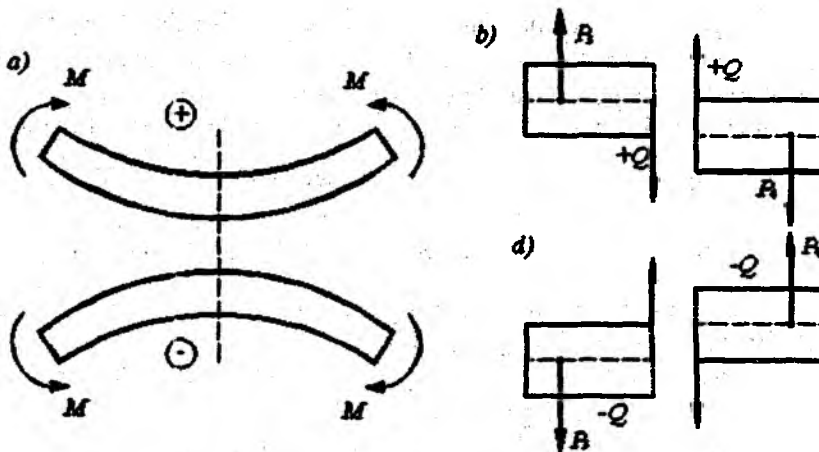
24-§. KO'NDALANG KUGHLAR, EGUVCHI MOMENTLAR VA ULARNING EPYURALARI

Biron bir kuch ta'sirida balkalar ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuch faktorlari ko'ndalang kuch Q va eguvchi moment M tashqi kuchlarga bog'liq va balka uzunligi bo'ylab o'zgaradi. Bu kuch faktorlari biror qonuniyatlar orqali argument z ga bog'liq ravishda o'zgaradi. Bu tenglamalarni mufassal ravishda o'rganish epyuralar qurish orqali olib boriladi. Epyuralarning ordinatalari absissalar z ning har qanday qiymatlari uchun tegishlicha eguvchi moment M ning yoki ko'ndalang kuch Q ning qiymatlarini beradi. Eguvchi momentlar va ko'ndalang kuchlarning epyuralari bo'ylama kuchlarning va burovchi momentlarning epyurasi kabi quriladi. Epyuralar qurishda ko'ndalang kuchlar va momentlarning musbat qiymatlari o'qdan yuqoriga qaratib, manfiylari esa pastga qaratib quyiladi, epyura o'qi balka o'qiga parallel qilib o'tkaziladi.

Balkalar uchun eguvchi moment va ko'ndalang kuchlar ishoralarini qabul qilamiz. Buning uchun balkani kesimlarga ajratamiz.

Balka kesimidan chapda joylashgan tashqi kuch kesim og'irlik markaziga nisbatan soat strelkasi harakati bo'yicha yo'nalgan moment hosil qilsa, u holda bu kuchdan hosil bo'ladigan eguvchi moment musbat hisoblanadi. Bunda balkadan ajratilgan element eng chetki kesimlarida hosil bo'ladigan eguvchi momentlar chizmada ko'rsatilgandek bo'ladi (24.1-chizma, *a*). Qarama-qarshi yo'nalganda esa eguvchi moment manfiy hisoblanadi.

Bu qabul qilingan ishoralar qoidasi balka deformatsiyasining harakatiga bog'liq. Masalan, balka qavariq tomoni bilan pastga qarab egilsa - (cho'zilgan tolalar pastda joylashgan) - eguvchi moment musbat hisoblanadi. Qavariq tomoni bilan yuqoriga qarab egilsa - (cho'zilgan tolalar yuqorida joylashadi) -- moment manfiy bo'ladi. Ko'ndalang kuch uchun esa ishora deformatsiya xarakteriga bog'liq. Berilgan kuchlar balkaning chap qismini ko'tarishga yoki o'ng qismini tushirishga intilsa, ko'ndalang kuch musbat (24.1-chizma, *b*) tashqi kuchlar qarama-qarshi tomonga yo'nalganda, ya'ni ular balkaning chap qismini tushirishga intilsa, ko'ndalang kuch manfiy bo'ladi (24.1-chizma, *d*).



24.1-chizma.

Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va tashqi kuchlar orasida differensial bog'lanish mavjuddir. Bu bog'lanish Juravskiy teoremasiga asoslanadi. Bu teorema quyidagicha tavsiflanadi:

Eguvchi momentning absissa o'qi bo'yicha olingan birinchi hosilasi ko'ndalang kuchga tengdir.

Balka o'qi bo'ylab ko'ndalang kuch Q va eguvchi moment M_y , taqsimlanish qonuniyatini yaqqol ko'rsatish uchun ularning epyuralari quriladi. Epyuralarni qurishda quyidagilarga e'tibor berish kerak:

kuchlar va momentlarning musbat qiymatlarini o'qning yuqori qismiga, manfiylarini esa o'qning pastki qismiga joylashlashtiriladi;

bir nuqtaga ta'sir etuvchi kuchlar ta'sir etuvchi joyda ko'ndalang kuchning qiymati sakrashga ega bo'ladi va bu "sakrash" ning moduli shu nuqtaga qo'yilgan kuchga teng bo'ladi;

moment qo'yilgan nuqtada eguvchi moment ham o'simtga ega bo'ladi va bu o'simtaning qiymati berilgan momentga teng bo'ladi.

Juravskiy teoremasiga binoan

$$\frac{dM_y}{dz} = Q, \quad \frac{d^2M_y}{dz^2} = \frac{dQ}{dz} = q$$

bo'ladi. Bundan, $M_y = const.$ bo'lsa $Q = 0$ bo'ladi $q > 0$ bo'lsa M_y qabariq, $q < 0$ bo'lsa M_y botiq bo'ladi.

Yuqoridagi mulohazalarni to'laroq tushunish uchun 24.2-chizmada ko'rsatilgan $q = 200 \text{ N/m}$ kuch ta'siridagi balka uchun ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurishni ko'rib chiqamiz.

Eng avvalo A va B nuqtalardagi reaksiya kuchlarini topamiz.

$$\sum M_A = 0, \quad R_B \cdot 4 - q \cdot 6 \cdot 3 = 0; \quad R_B = 200 \cdot \frac{6}{4} \cdot 3 = 900 \text{ N},$$

$$\sum M_B = 0, \quad + R_A \cdot 4 - q \cdot 6 \cdot 1 = 0; \quad R_A = 200 \cdot \frac{6}{4} \cdot 1 = 300 \text{ N}.$$

So'ngra epyuralarni qurishga o'tamiz, buning uchun balkani ikkita xarakterli qismlarga ajratamiz.

Birinchi qismda $Q_1 = R_A - qz$ ($0 \leq z \leq 4$) (chiziqli tenglama)

$z = 0$ bo'lganda $Q_1 = R_A = 300 \text{ N}$.

$z = 4$ bo'lganda $Q_1 = R_A - 200 \cdot 4 = 300 - 800 = -500 \text{ N}$.

Hisoblashni murakkablashtirmaslik uchun ikkinchi qismning boshlanishi C nuqtada deb tanlash maqsadga muvofiq bo'ladi.

Ikkinchi qismda $Q = qz$ ($0 \leq z \leq 2$)

$z = 0$ bo'lganda $Q = 0$.

$z = 2$ bo'lganda $Q = 200 \cdot 2 = 400 \text{ N}$.

B nuqtada Q ning qiymati $R_B = 900 \text{ N}$ ga teng sakrashga ega bo'ladi. Birinchi qismda Q ning qiymati musbatdan manfiyga almashadi. Ma'lum bir nuqtada Q ning qiymati nolga teng bo'ladi ($Q = 0$). Ushbu nuqta quyidagicha topiladi.

$$Q_1 = R_A - qz, \quad 300 - 200z = 0.$$

$$z = 1.5 \text{ m}.$$

Juravskiy teoremasiga asosan bu nuqtada eguvchi moment M_z ekstremal qiymatga ega bo'ladi.

Eguvchi moment M ning epyurasini quramiz.

Birinchi qismda

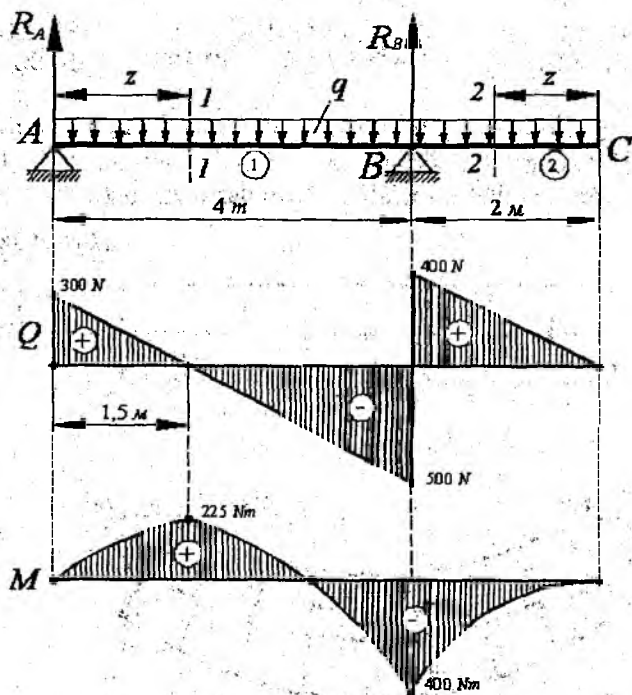
$$I_z = R_A z - \frac{qz^2}{2} \quad (0 \leq z \leq 4).$$

Yuqoridagi formula parabola formulasidir. Uning uchta nuqtasini topamiz.

$$z = 0 \text{ da } M_z = 0.$$

$$z = 1.5 \text{ da } M_z = 300 \cdot 1.5 - \frac{200 \cdot 1.5^2}{2} = 225 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

$$z = 4 \text{ da } M_z = 300 \cdot 4 - \frac{200 \cdot 4^2}{2} = -400 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ bo'ladi.}$$



24.2-chizma.

Ikkinchi qism uchun koordinata boshini C nuqtada deb olamiz va quyidagini yozamiz:

$$M_z = -\frac{qz^2}{2}, \quad (0 \leq z \leq 2).$$

$$z = 0 \text{ da } M_z = 0.$$

$$z = 1 \text{ da } M_z = -100 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ bo'ladi.}$$

$$z = 2 \text{ da } M_z = -400 \text{ N} \cdot \text{m} \text{ bo'ladi.}$$

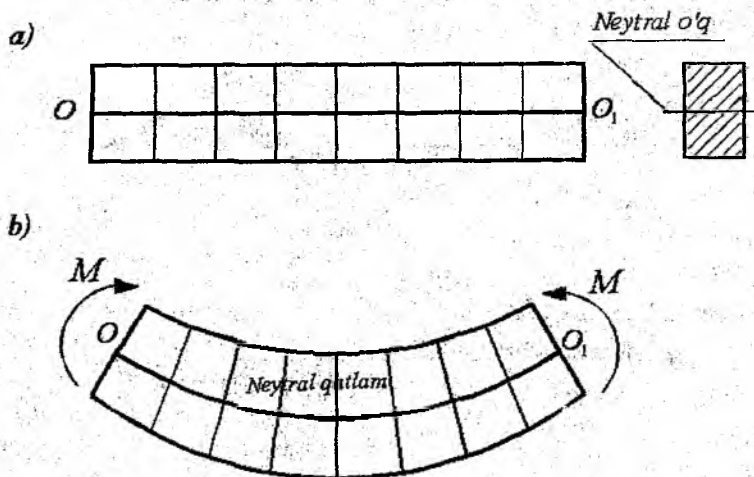
M_z ning topilgan hamma qiymatlari bo'yicha uning epyurasi quriladi (24.2-chizma). Agarda tashqi kuchlar intensivligi q bo'lgan tekis taqsimlangan yuklanish orqali berilgan bo'lsa, u holda

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = \frac{dQ}{dz} = q,$$

ya'ni, eguvchi momentning ikkinchi, ko'ndalang kuchning birinchi hosilasi tashqi tekis taqsimlangan kuchlar intensivligiga teng bo'ladi.

25-§. EGILISH DEFORMATSIYASIDAGI NORMAL KUCHLANISHLAR VA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

Faraz qiliylik, sof egilishda bo'lgan balka berilgan bo'lsin (25.1-chizma, a). Uning yon sirtiga balandligini yarmida OO_1 bo'ylama chiziq va o'zaro parallel ko'ndalang chiziqlar chizamiz.

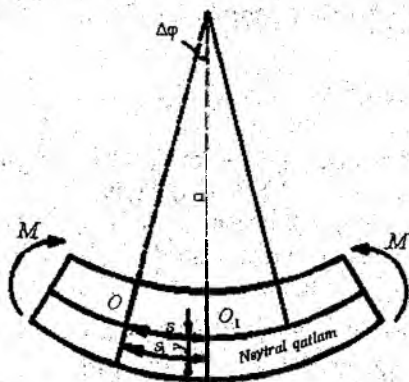


25.1-chizma.

Balkaga bo'ylama simmetriya tekisligida ta'sir qiladigan, qarama-qarshi yo'nalgan ikki juft kuch ta'sir etganda —deformatsiyalanadi (25.1-chizma, b) va qavariq tomoni bilan pastga qarab egiladi. Yon sirtidagi chiziqlar to'g'ri chiziqlicigicha qoladi, lekin ularning paralleliligi buziladi. Bu chiziqlar orasidagi masofa qavariq tomonda ortadi, botiq tomonda esa kamayadi va ular orasidagi masofa balka balandligining o'rtasida deformatsiyagacha qanday bo'lsa, shundayligicha qoladi. Bundan shunday xulosa chiqarish mumkinki, egilishda balkaning bo'ylama tolalari qavariq tomonida cho'ziladi, botiq tomonida esa

qisqaradi. Balka balandligining yarmida yotuvchi tolalar qatlami qiyshayadi, ammo uzunligi o'zgar olmaydi.

Balkaning ko'ndalang kesimlaridagi cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar uning bo'ylama tolalarining cho'zilishiga yoki qisqarishiga olib keladi. Uzunligi egilishda o'zgar maydigan qatlamga kuchlanish ta'sir qilmaydi va neytral qatlam deb ataladi.



25.2-chizma.

Shunday qilib, egilishda ko'ndalang kesimlar tekisligicha qolgani holda, bir-biriga nisbatan o'z tekisliklarida yotuvchi biror o'q atrofida buriladi. Har qaysi ko'ndalang kesim uning neytral qatlami bilan kesishgan chizig'i atrofida buriladi. Bu chiziq ko'ndalang kesimning neytral o'qi deb ataladi. Bu hol tekis kesimlar nazariyasi yoki Bernulli nazariyasi nomi bilan yuritiladi.

Deformatsiyada balka bo'ylama tolalari bir-biriga bosim ko'rsatmaydi, va demak, oddiy (bir o'qli) cho'zilish yoki siqilish ta'sirida bo'ladi, deb faraz qilinadi. Tolalarning deformatsiyasi balka balandligida joylashish vaziyatiga bog'liq emas. Binobarin, normal kuchlanishlar kesim balandligida o'zgargani holda, balka eni bo'yicha bir xilligicha qoladi. Bu mulohazalarga asoslanib balkaning sof egilishida uning biror tolasining uzayish qiymatini topamiz. Balkaning ikkita yaqin ko'ndalang kesimlaridan biri ikkinchisiga nisbatan $\Delta\varphi$ burchakka buriladi deb faraz qilaylik (25.2-chizma). Balka neytral qatlamining egrilik radiusini yoki uning egilgan o'qini ρ bilan, ko'rib chiqilayotgan kesimlar orasidagi neytral qatlamda yotgan tolaning uzunligini s bilan belgilaymiz.

Masofa « y » qavariq tomonga qarab musbat, botiq tomonga qarab esa manfiy ishorali bo'ladi deb shartlashib olamiz. Ko'rib chiqilayotgan tolaning absolyut uzayishi $\Delta s = s_1 - s$ bo'lsa uning nisbiy uzayishi

$$\varepsilon = \frac{\Delta s}{s} = \frac{s_1 - s}{s}$$

bo'ladi.

Shakldan $s = \rho \Delta \varphi$; $s_1 = (\rho + \gamma) \Delta \varphi$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda

$$\varepsilon = \frac{(\rho + \gamma) \Delta \varphi - \rho \Delta \varphi}{\rho \Delta \varphi} = \frac{\gamma}{\rho}$$

kelib chiqadi, ya'ni tolalarning nisbiy uzayishi ularning neytral o'qqacha bo'lgan masofalari « γ » ga to'g'ri proporsionaldir. U holda, Guk qonuni quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \frac{\gamma}{\rho}$$

Bu bog'lanish normal kuchlanishlarning balka kesimi bo'yicha taqsimlanishining chiziqli qonunga ega ekanligini ifodalaydi. Balka eni bo'yicha (« γ » ma'lum bo'lganda) kuchlanishlarning kattaligi o'zgaras bo'ladi. Normal kuchlanishlar neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan kesim nuqtalarida eng katta qiymatli bo'ladi, bunda balkaning qavariq tomonida bu kuchlanishlar cho'zuvchi σ_{\max} , botiq tomonida esa siquvchi σ_{\min} kuchlanishlardir. Neytral o'q x ning nuqtalarida ($\gamma = 0$ bo'lganda) kuchlanishlar nolga teng.

Egilishdagi balka ko'ndalang kesimidagi normal kuchlanishlarning taqsimlanish qonuni qaror toptirilgach, shu kesimdagi eguvchi momentning kattaligiga qarab kuchlanishlarni aniqlashga o'tish mumkin.

Balka kesimida neytral o'qdan « γ » masofada joylashgan ixtiyoriy elementar maydoncha ΔF ni ajratib olamiz. Agarda bu maydonchaga muvozanatlik tenglamasini yozsak, u holda

$$\Delta F \cdot \gamma \cdot \sigma = M_i$$

ekanligini ko'rish mumkin.

Yuqoridagi formulani e'tiborga olib balkaning ko'ngdalang kesim yuzasi uchun quyidagini yozamiz

$$M = \int_F \gamma \cdot \sigma \cdot dF = \int_F \gamma \frac{E \cdot \gamma}{\rho} dF = \frac{E}{\rho} \int_F \gamma^2 dF$$

bundan

$$M = \frac{E \cdot I_x}{\rho}$$

bu yerda, $I_x = \int_F \gamma^2 dF$ neytral o'qqa nisbatan ko'ndalang kesimning inersiya momenti.

U holda normal kuchlanishni topish mumkin.

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} = \frac{E \cdot y}{E \cdot I_x} = \frac{M \cdot y}{I_x} = \frac{M}{W_x}$$

bu yerda, $W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{I_x}{r}$ - o'qiy qarshilik momentidir (o'qqa

nisbatan inersiya momentining simmetrik kesimning neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan toalarigacha bo'lgan masofaga nisbati).

Balkalarni egilishga mustahkamligini tekshirish va kesimlarni tanlash quyidagi shart asosida bajariladi.

Ko'ndalang kesimlardagi eng katta normal kuchlanishlar balka materiali uchun belgilangan cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanishlar $[\sigma]$ dan ortib ketmasligi kerak, ya'ni

$$\sigma_{\max} = \frac{|M|_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Egilishdagi normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti yordamida quyidagi uch masalani yechish mumkin:

1. Mustahkamlikni tekshirish (tekshirish hisobi). Bunda balka kesimining o'lchamlari, eng katta eguvchi moment va ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ ma'lum bo'ladi. Bunda kesimda hosil bo'lgan kuchlanishni maksimal qiymati

$$\sigma_{\max} = \frac{|M|_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

formula orqali topiladi.

2. Kesim tanlash (loyiha hisobi), bunda balkaga ta'sir etuvchi kuchlar berilgan bo'ladi, ya'ni eng katta eguvchi moment va balka

materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar orqali $W_x \geq \frac{|M|_{\max}}{[\sigma]}$

formulaga asosan kesimning o'lchamlari topiladi.

3. Eng katta ruxsat etilgan eguvchi momentni aniqlash. Bunda balka kesimining o'lchamlari va ruxsat etilgan kuchlanishlar orqali ruxsat etilgan eng katta moment quyidagi formula orqali topiladi:

$$|M|_{\max} = [\sigma] \cdot W_x$$

Kesimning eng kichik yuzada katta qarshilik momenti beradigan shakllari eng ratsional shakllar hisoblanadi. Bunday

shartni birinchi navbatda qo'shtavr kesim qanoatlantiradi, unda deyarli hamma material neytral o'qdan yuqorigi va pastki tokchalarga to'plangan, bu hol inersiya momenti I_x ni, binobarin, qarshilik momenti W_x oshiradi. To'g'ri to'rtburchaklik kesimning qarshiligi kamroq, undan ham doiraviy kesimining qarshiligi yanada kam, chunki u neytral o'q tomonga qarab kengayib boradi. Ichi g'ovak kesimlar ularga teng kattalikdagi yaxlit kesimlarga nisbatan hamma vaqt ma'qulroqdir. Kesimlari prokat profilli qo'shtavr, shveller, burchaklik va shu kabilardan yasalgan balkalar ishlatilgani ma'qul. Bu profillarga tegishli sortamentda zarur bo'lgan hamma geometrik xarakteristikalarining son qiymatlari berilgan bo'ladi.

Misol. 25.3-chizmada ko'rsatilgan bir tomoni bilan mustahkam mahkamlangan po'lat balka uchun quyidagilarni aniqlash talab qilinadi:

- ichki kuch faktorlari – ko'ndalang kuch $Q(z)$ va eguvchi moment $M(z)$ ni aniqlash va ularni epyuralarini qurish;

- mustahkamlik shartidan foydalanib, balkaning ko'ndalang kesimi o'lchamlarini ikki variantda aniqlash.

a) qo'shtavrli kesim;

b) $\frac{h}{b} = a$ to'rtburchakli kesim.

Berilgan qiymatlar: kuchlarning tarqalish intensivligi $q = 50 \text{ kN/m}$, uzunlik $l = 0,4 \text{ m}$, ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 140 \text{ MPa}$, elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$, ko'ndalang kesim tomonlari nisbati $a = 2,5$.

Yechish.

I. Ichki kuch faktorlari $Q(z)$ va $M(z)$ larni aniqlash va ularning epyuralarini qurish.

1. Tayanchdagi reaksiyani aniqlaymiz. Buning uchun A tayanchni xayolan olib tashlab, uni ta'sirini tayanch reaksiyalari X_A , Y_A va reaktiv moment M_A bilan almashtiramiz.

Tayanch reaksiyalarini muvozanat tenglamalari yordamida aniqlaymiz.

$$\begin{aligned} \sum X &= 0; & X_A &= 0. \\ \sum Y &= 0; & Y_A - 8ql + 5ql &= 0; & Y_A &= 3ql. \\ \sum m_A(F) &= 0; & 5ql \cdot 2l + 2ql^2 - 8ql \frac{l}{2} - M_A &= 0; \\ & & M_A &= 8ql^2. \end{aligned}$$

Topilgan reaksiyalarning ishoralari ularning yo'nalishlarini to'g'ri olinganligini ko'rsatadi.

2. Berilgan brus ikkita xarakterli bo'lakka ega, shuning uchun uni ikkita qismga ajratamiz. Qismlarni raqamlashni istalgan tomondan qo'yish mumkin.

Har bir qismdagi ichki kuch faktorlarini kesish usulidan foydalanib aniqlaymiz.

Ko'ndalang kesimlarda ko'ndalang kuch $Q(z)$ va eguvchi moment $M(z)$ mavjud bo'ladi.

Ularni yo'nalishini musbat deb qabul qilamiz.

I-qism (chapdan) $0 \leq z_1 \leq l$ oralig'ida bo'ladi.

$$Q(z) = Y_A - 8qz = 3ql - 8qz.$$

$$M(z) = Y_A z + M_A - \frac{8qz^2}{2} = 3qlz + 8ql^2 - 4qz^2.$$

Bu tenglamalardan ko'ndalang kuch $Q(z_1)$ chiziqli, eguvchi moment $M(z)$ kvadrat parabola qonuniyati bo'yicha o'zgarishi ko'rimib turibdi.

$$Q(0) = 3ql; \quad M(0) = 8ql^2.$$

$$Q(l) = -5ql; \quad M(l) = 7ql^2.$$

$Q(z) = 0$ bo'lganda, ya'ni

$$3ql - 8qz = 0;$$

$$3ql = 8qz;$$

$$M(z) = M_{\max}$$

bo'ladi.

Bu $z_1 = \frac{3}{8}l$ qiymatni $M(z_1)$ ga qo'yib M_{\max} ni aniqlaymiz.

$$M\left(\frac{3}{8}l\right) = M_{\max} = ql^2\left(3 \cdot \frac{3}{8} + 8 - 4 \cdot \frac{3^2}{8^2}\right) = 8,56ql^2$$

$$M\left(\frac{1}{2}l\right) = ql^2\left(\frac{3}{2} + 8 - 1\right) = 8,5ql^2$$

II-qism (o'ngdan) $l \geq z_2 \geq 0$ oraliqda bo'ladi.

$Q = -5ql$ o'zgarmas (*const.*)

$M(z) = 5qlz$ chiziqli qonuniyat bo'yicha o'zgaradi.

$$M(z=0) = 0;$$

$$M(z=l) = 5ql^2.$$

Topilgan bu qiymatlar asosida $Q(z)$ va $M(z)$ larni epyuralarini quramiz (25.3-chizma, e, f).

Bunda ordinatalar uchun ma'lum miqyos olamiz. Bir birlik ql ko'ndalang kuch uchun chizmada 5 mm va bir birlik ql^2 eguvchi moment uchun chizmada 3 mm qabul qilindi.

Eguvchi moment epyurasidan xavfli kesim balkaning mahkamlangan joyidan $\frac{3}{8}l$ masofada ($M_{\max} = 8,56ql^2$) ekanligi ko'rinib turibdi.

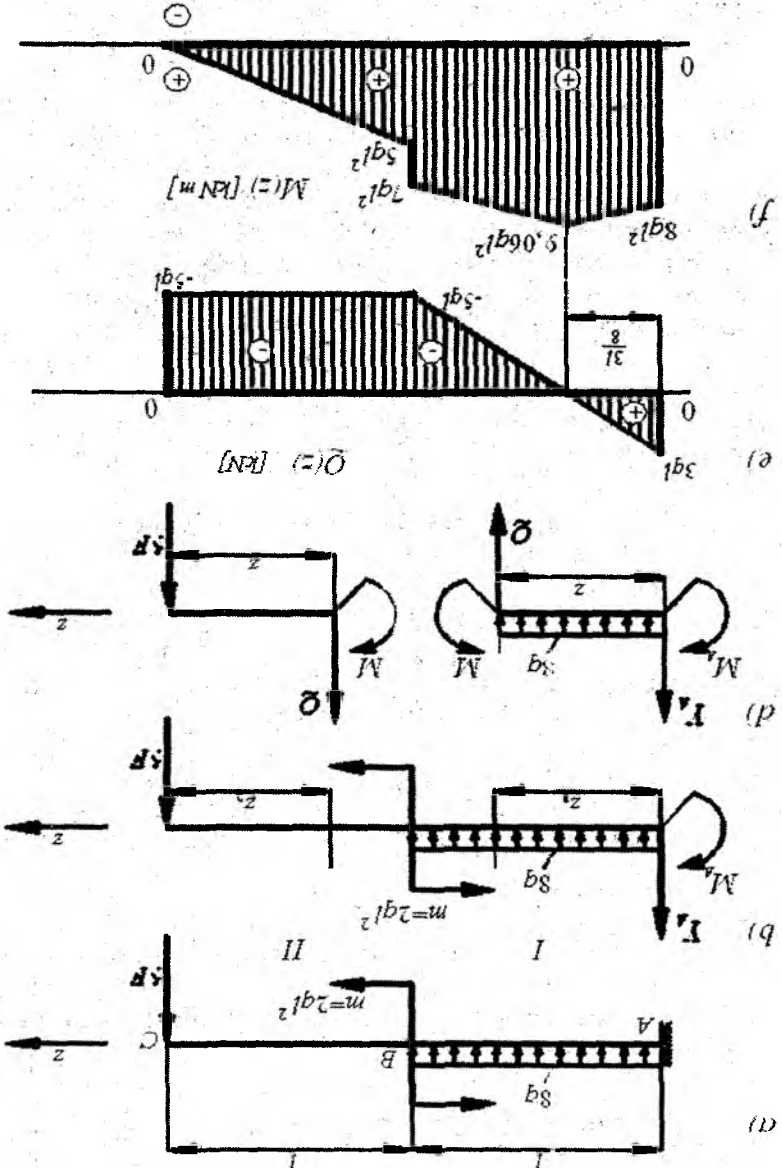
II. Ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlaymiz.

Variant-A.

Balkani egilishdagi mustahkamlik shartidan berilgan q , l va $[\sigma]$ larning qiymatlari asosida talab etilgan qarshilik momentini aniqlaymiz.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

25.3-*chizma*.



$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{(8,56)}{[\sigma]} = \frac{8,56 \cdot 50 \cdot 0,4^2 \cdot 10^3}{140 \cdot 10^6} = 490 \text{ sm}^3$$

Prokatlangan po'latlarning sortament jadvalidan W_x ning qiymatiga mos keladigan N30a qo'shtavrni tanlaymiz.

Variant-B.

To'rtburchak kesimning qarshilik momenti

$$W_x \geq \frac{h \cdot h^2}{6}; \quad h = 2,5b \text{ da } W_x = 1,04 \cdot b^3.$$

Undan to'rtburchakli kesimning o'lchamlarini aniqlaymiz.

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}; \quad 1,04 \cdot b^3 \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]};$$

$$b \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{1,04[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{8,56 \cdot 50 \cdot 0,4^2 \cdot 10^3}{1,04 \cdot 140 \cdot 10^6}} = 78 \text{ mm}$$

$$h = 2,5b = 2,5 \cdot 78 = 195 \text{ mm.}$$

26-§. MUSTAHKAMLIK NAZARIYASI

Brus ko'ndalang kesimida normal kuchlanishni keltirib chiqaradigan deformatsiyalar turkumini ko'rib chiqdik. Bunday deformatsiyalar natijasida bunyod bo'ladigan normal kuchlanishlarni o'zaro algebraik qo'shib chiqish mumkin.

Ba'zan brus ko'ndalang kesimida normal kuchlanish bilan birga urinma kuchlanishlar ham mavjud bo'lib, va yana ular notekis ravishda taqsimlangan bo'ladi. Bunday holatda plastik materiallar uchun – oquvchanlik chegarasi, mo'rt materiallar uchun – mustahkamlik chegarasi muhim ahamiyatga ega bo'ladi va ular orqali ruxsat etilgan kuchlanishlar aniqlanadi.

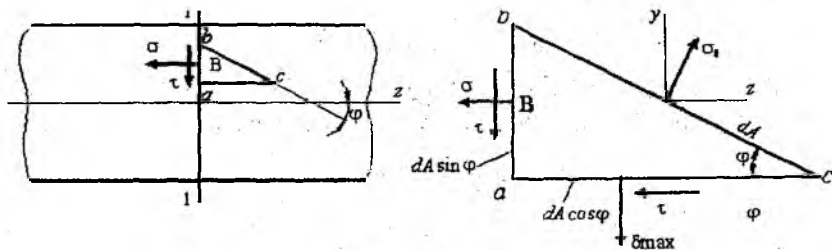
Materiallarda xavfli holatning boshlanishi nazariyalar asosida turli omillarga bog'lab tekshiruvchi nazariyalar *mustahkamlik nazariyasi* deyiladi.

Mustahkamlik nazariyasida jismga ta'sir etuvchi ekvivalent kuchlanish aniqlanadi va uni cho'zilishga ruxsat etilgan kuchlanish bilan taqqoslanadi. Shunday qilib, brus ko'ndalang kesimida bir vaqtning o'zida normal va urinma kuchlanishlar ta'sir etgan holatda mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{ekv} \leq (\sigma_{chuz}).$$

Yuqorida keltirilgan formuladagi ekvivalent kuchlanish σ_{ekv} ning qiymatini topish uchun bir nechta nazariyalar mavjud bo'lib, ularni quyida alohida ko'rib chiqamiz.

1. Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi. Bu nazariyaga asosan, urinma kuchlanishlarning qiymati chegaraviy qiymatga ega bo'lgan holatda material uchun xavfli holat ro'y beradi.



26.1-chizma.

26.1-chizmadan ko'rinadiki, $\varphi = 45^\circ$ bo'lgan holatda

$$\tau_{cheg} = \frac{\sigma_{cheg}}{2}$$

eklanligi, ya'ni chegaraviy urinma kuchlanish qiymati chegaraviy normal kuchlanishning yarmiga teng ekanligini ko'rish mumkin yoki

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}. \quad (26.1)$$

Brusga ta'sir etuvchi ekvivalent kuchlanishni topish uchun ko'ndalang kesimida normal σ va urinma τ kuchlanishlar ta'sir etuvchi brusning zo'riqqan holatini olib ko'ramiz. Buning uchun brus ichidan abc prizmani olamiz. Uning ab yog'i ko'ndalang kesimga, ac yog'i esa bo'y lama kesim bilan mos kelsin. Prizmaning bc tomoni bosh kuchlanish σ_0 ta'sir etuvchi bosh yuzaga to'g'ri kelsin.

Prizma abc ning muvozanatlik shartini yozamiz:

$$\sum z = 0, \quad \sigma_0 dA \sin \varphi - \tau dA \cos \varphi - \sigma_0 dA \sin \varphi = 0$$

$$\sum y = 0, \quad \sigma_0 dA \cos \varphi - \tau dA \sin \varphi = 0$$

Ikkala tomonni dA ga teng bo'lib quyidagini olamiz.

$$(\sigma_0 - \sigma) \sin \varphi = \tau \cos \varphi, \quad (26.2)$$

$$\sigma_0 \cos \varphi = \tau \sin \varphi \quad (26.3)$$

(26.2) va (26.3) tenglamalarni $\cos \varphi$ ga bo'lib, hamda $\operatorname{tg} \varphi$ ni yo'qotib quyidagini olish mumkin.

$$\frac{\tau}{(\sigma_0 - \sigma)} = \frac{\sigma_0}{\tau}.$$

Bundan quyidagi kvadrat tenglamani olamiz.

$$\sigma_0^2 - \sigma_0 \sigma - \tau^2 = 0.$$

Bu tenglamaning ildizlari

$$\sigma_0 = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Shunday qilib, prizma zonasiga ta'sir etuvchi kuchlanishlarni eng katta va eng kichik qiymatlari quyidagicha aniqlanadi.

$$\sigma_{\max} = \frac{\sigma}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

$$\sigma_{\min} = \frac{\sigma}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Yuqorida keltirilgan (26.1) tenglamaga asosan

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Agarda $\sigma_{\min} = 0$ bo'lsa, u holda $\sigma_{\max} = \sigma_{\text{cheg}}$, $\tau_{\max} = \tau_{\text{cheg}}$ bo'ladi, ya'ni

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{cheg}} = \frac{\sigma_{\text{cheg}}}{2} = \frac{\sigma_{\text{ekv}}}{2} = \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Bundan

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

2. *Mor nazariyasi.* Bu nazariyaga binoan, material uchun xavfli holat uning ba'zi-bir yuzalarida normal va urinma kuchlanishlarning noqulay kombinatsiyasi ro'y berganda kelib chiqadi.

Ekvivalent kuchlanish uchun formula quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{\text{ekv}} = \frac{1-K}{2} \sigma + \frac{1+K}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2},$$

bu yerda, $K = \frac{[\sigma_{\text{cho'z}}]}{[\sigma_c]}$.

Agarda $K = 1$ bo'lsa, ya'ni $[\sigma_{cho'z}] = [\sigma_c]$ u holda Mor nazariyasi bilan urinma kuchlanishlarni eng katta qiymati haqidagi nazariyalar bir xil bo'ladi.

3. *Energetik nazariya.* Bu nazariyaga binoan materialning biron bir nuqtasida uning shaklini o'zgarishi natijasida kelib chiqadigan solishtirma potensial energiyaning qiymati chegaraviy qiymatga etsa, u holda shu nuqtada xavfli holat ro'y beradi.

Bu nazariyaga asosan

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2},$$

bo'ladi.

Shuni nazarda tutish kerakki, keltirilgan formulalardagi σ va τ lar materialning xavfli nuqtalaridagi normal va urinma kuchlanishlardir.

27-§. DEFORMATSIYALARNING MURAKKAB TURLARI

Ba'zan balkalar egilish bilan birgalikda buralish deformatsiyasiga uchragan hollar ham uchraydi. Egilish va buralish vallarda ular uzatadigan aylantiruvchi momentlari va eguvchi kuchlar ta'siri natijasida bir vaqtning o'zida ro'y beradi. Bunda valning ko'ndalang kesimida normal va urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Egilishdan hosil bo'ladigan normal kuchlanishlar neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan tolalarda maksimal qiymatlarga etadi.

$$\sigma = \frac{M_{eg}}{W},$$

bu yerda, $W = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3$ - val kesimining o'qqa nisbatan qarshilik momenti.

Buralishdagi maksimal urinma kuchlanish ko'ndalang kesim konturining nuqtalarida hosil bo'ladi.

$$\tau = \frac{M_b}{W_p},$$

bu yerda, $W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3$ - qutb qarshilik momenti.

$W_p = 2W$ bo'ganligini e'tiborga olsak, quyidagini olamiz.

$$\tau = \frac{M_b}{2W}$$

Demak, egilish va buralishning birgalikdagi ta'sirida valning yuklangan nuqtalarida normal σ va urinma τ kuchlanishlar hosil bo'ladi. Bu kuchlanishlardan qaysi biri yoki ularning qanday kombinatsiyasi valning mustahkamligini aniqlaydi, degan savol tug'iladi.

Sterjen murakkab deformatsiyaga uchraganda, xavfli holat yuqorida ko'rsatilgandek, normal kuchlanishlar oqish chegarasiga yoki mustahkamlik chegarasiga yetganda hosil bo'ladi, deb faraz qilish mumkin. Boshqa tomondan, havfli holat eng katta nisbiy uzayish ma'lum qiymatga etganda yuzaga keladi, deb faraz qilish mumkin. Uchinchi faraz ham bo'lishi mumkin, havfli holat hosil bo'lishini urinma kuchlanishlarning ma'lum qiymatga yetishi bilan ham bog'lash mumkin. Havfli holatni shuningdek, materialda yig'ilgan energiyaning oshib ketishi bilan ham bog'lash mumkin.

Qabul qilingan mustahkamlik nazariyasiga ko'ra ekvivalent kuchlanish σ_{ekv} aniqlanadi, bu kuchlanishning qiymati material uchun ruxsat etilgan kuchlanish qiymatidan ortib ketmasligi kerak, ya'ni

$$\sigma_{ekv} \leq [\sigma].$$

Shunday qilib, havfli holatning yuqoridagi ko'rsatilgan to'rta holati bo'lishi mumkin. Bu omillar asosida to'rta mustahkamlik nazariyasi ishlab chiqilgan hamda maxsus kurslarda o'qitiladi.

28-§. BO'YLAMA EGILISH

Ko'pincha inshoot konstruksiyalari va mashina detallari bo'ylama kuchlar ta'sirida bo'ladi. Bu holatda ularni ustivorlikka hisoblanadi. Bu masalani sterjenning ko'ndalang kesim o'lchamlari uzunligiga qaraganda kichik bo'lganda uning siqilgan holati uchun hal qilishga to'g'ri keladi. Siquvchi kuchlar ortganda sterjen muvozanatining to'g'ri chiziqli shakli ustivor bo'lmasligi va sterjen do'ppaib qolishi, o'qi qiyshayishi mumkin. Natijada bo'ylama egilish deb atalgan deformatsiya hosil bo'ladi. Markaziy qo'yilgan siquvchi kuchning eng katta qiymati kritik kuch deb ataladi. Bu kuch qiymatlariga etguncha sterjen muvozanatning to'g'ri chiziqli shakli ustivor bo'ladi. Siquvchi kuch kritik qiymatidan kichik bo'lganda sterjen siqilishga ishlaydi,

kuch kritik qiymatidan katta bo'lganada sterjen siqilish va egilishning birgalikdagi ta'sirida ishlaydi. Siquvchi kuchlarning qiymati kritik kuchdan ortishi bilan sterjenning salqilanishi xaddan tashqari tez o'sadi va tom ma'nosi bilan yemiriladi yoki konstruksiyani ishdan chiqaradigan darajadagi yo'l qo'yib bo'lmaydigan deformatsiya hosil bo'ladi.

Sterjen ustivor bo'lishi uchun ruxsat etilgan siquvchi kuch kritik qiymatdan bir necha marotaba kichik bo'lishi kerak.

Bu ustivorlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$[P] = \frac{P_{kr}}{[n_y]},$$

bu yerda, $[P]$ —sterjenni siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati;
 P_{kr} —hisoblanayotgan sterjen uchun siquvchi kuchning kritik qiymati;
 $[n_y]$ —ustivorlik zahira koeffitsienti.

Bu erdagi asosiy muammo sterjenga ta'sir qiluvchi kuchning kritik qiymatini topishdan iboratdir, uni Leonard Eyler formulasi orqali topish tavsiya etiladi.

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2},$$

bu yerda, μ —uzunlikning keltirilgan koeffitsienti deb ataladi, uning qiymatlari sterjenning uchlarini mahkamlashning eng ko'p uchraydigan hollari uchun 28.1-chizmada ko'rsatilgan.

Eyler formulasiga muvofiq kritik kuchlanish σ_{kr} ning kattaligini aniqlaymiz:

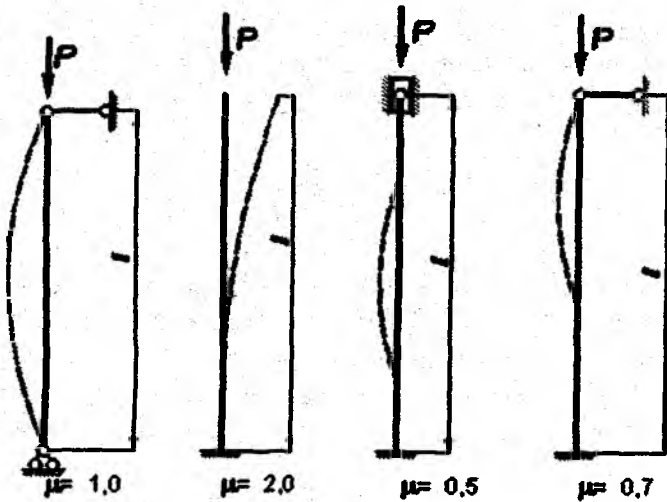
$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{\min}}{(\mu \cdot l)^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot i_{\min}^2}{(\mu \cdot l)^2},$$

bu yerda, $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{F}}$ —ko'ndalang kesimning inersiya momenti minimal bo'lgan o'qqa nisbatan inersiya radiusi deyiladi.

Ba'zan quyidagi formuladan foydalaniladi:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2},$$

bu yerda, $\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}$ — sterjenni egiluvchanligi deyiladi.



28.1-chizma.

Sterjenning egiluvchanligi qancha katta bo'lsa, kritik kuchlanish shuncha kichik bo'ladi, sterjenning bo'ylama egilishini hosil qilish uchun shunchalik kam siquvchi kuch kerak bo'ladi.

29-§. EGILISH DEFORMATSIYASINI EHM YORDAMIDA HISOBLASH

29.1-chizmada ko'rsatilganidek, bir tomoni bilan mustahkam mahkamlangan po'lat balka uchun quyidagilarni aniqlash talab qilinadi:

- ichki kuch faktorlari — ko'ndalang kuch $Q(z)$ va eguvchi moment $M(z)$ ni aniqlash va ularning epyuralarini qurish;

- mustahkamlik shartidan foydalanib, balkaning ko'ndalang kesimini o'lchamlarini ikki variantda aniqlash:

a) qo'shtavrlari kesim;

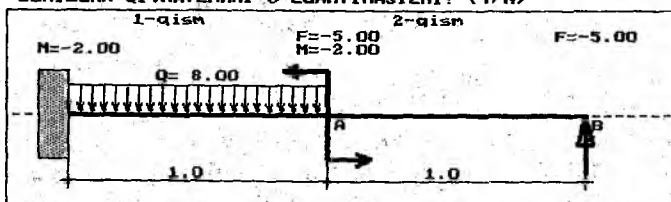
b) $\frac{h}{b} = a$ to'rtburchakli kesim.

STERJENLARNI EGILISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

BERILGAN BOSHLANG'ICH MA'LUMOTLARNI KIRITNG:

- 1-qism uzunligi = 1.00
- 2-qism uzunligi = 1.00
- 1-qismdagi taqsinlangan kuch = 8.00
- 2-qismdagi taqsinlangan kuch = 0.00
- A nuqtadagi kuch = -2.00
- B nuqtadagi kuch = -5.00
- A nuqta momenti = 0.00
- B nuqta momenti = 0.00

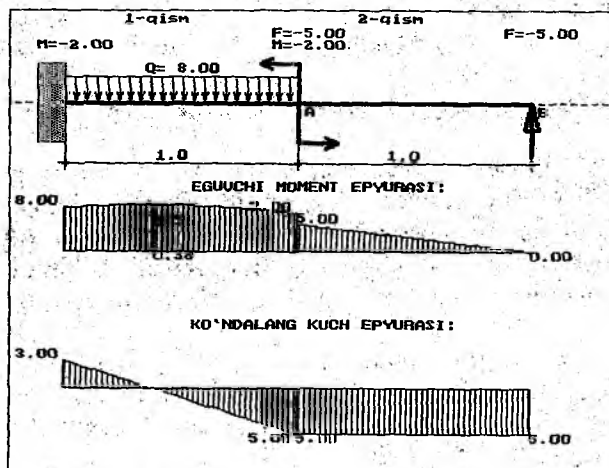
Ruhsat etilgan kuchlanish [MPa] = 140.00
 Taqsinlangan og'irlikni jisimga ta'siri [kN/m] = 50.00
 Uzunlikning aniq qiymati [m] = 0.40
 BERILGAN QIYMATLARNI O'ZGARTIRASIZMI? (Y/N)



29.1-chizma.

Yuqoridagi masalani EHM yordamida yechish uchun yaratilgan dastur darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan.

Boshlang'ich ma'lumotlarni kiritish fragmenti 29.1-chizmada keltirilgan, dasturni ishlatib olinadigan natijalar fragmenti 29.2-chizmada ko'rsatilgan.



N A T I J A:
 TALAB QILINGAN
 QARSHILIK MOMENTI
 [kub santimetrda]
 $M_x = 4.82E+002$

Chop etish uchun [P]

29.2-chizma.

II BO'LIM MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI

VII BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISH TAHLILI

30-§. «MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI» FANINING O'RGANADIGAN OBYEKTлари VA UNING HAL QILADIGAN MASALALARI

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fan o'ziga xos fan bo'lib, u mexanizmlar va mashinalarning tuzilishini, kinematikasini, dinamikasini hamda yangi mexanizmlarni yaratish usullarini (sintezini) o'rganadi.

Mexanizm deb bir yoki bir necha jismlar harakatini boshqa jismlarning maqsadga muvofiq harakatiga o'zgartiruvchi jismlar tizimiga aytiladi.

Mexanizmlar asosan quyidagi ko'rinishlarga ega:

yurituvchi va o'zgartiruvchi mexanizmlar;

o'tkazuvchi va uzatuvchi mexanizmlar;

ish bajaruvchi mexanizmlar;

ishlanishi kerak bo'lgan obyektlarni tashish, saralash, ishlovga keltirish mexanizmlari;

tayyor mahsulotni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari.

Yurituvchi yoki o'zgartiruvchi mexanizmlar har xil ko'rinishdagi energiyani mexanik ishga aylantiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlar esa mexanik ishni boshqa bir ko'rinishdagi energiyaga aylantirib beradi. Yurituvchi mexanizmlarga ichki yonish dvigatellari kiradi. O'zgartiruvchi mexanizmlarga nasoslar, generatorlar, kompressorlar kiradi.

O'tkazuvchi mexanizmlarga dvigatel harakatini ish bajaruvchi yohud texnologik mashinalarga o'tkazish vazifasi yuklatiladi. Ular asosan dvigatellarning aylanish o'qi tezligini ishlovchi mexanizmlar aylanish o'qlari tezligiga moslab beradi.

Ish bajaruvchi mexanizmlar zimmasiga asosan ishlov berilishi kerak bo'lgan obyektga bevosita ta'sir etib, uni shaklini, holatini, xususiyat va tarkibini o'zgartirish yuklatiladi.

Boshqaruvchi, tekshiruvchi va ta'minlovchi mexanizmlar zimmasiga ishlanishi kerak bo'lgan obyektlarni shaklini ta'qib qilish yuklatiladi.

Ta'minlovchi, siljituvchi saralovchi mexanizmlar vazifasiga ishchi mashinalarni xom-ashyo bilan ta'minlash, ularni bir joydan, ikkinchi joyga ko'chirish, xom-ashyolarni o'lchamlariga qarab saralash va h.k lar kiradi.

Tayyor mahsulotlarni hisoblash, tarozida tortish va o'rash mexanizmlari zimmasiga donalab tayyorlangan mahsulotlarni hisoblash, o'rash va vaznini o'lchash kabi ma'suliyatli ishlar yuklatiladi.

Mashinalar mexanikasi ikki bo'limdan tarkib topgan bo'lib, birinchisi «Mexanizmlar nazariyasi», ikkinchisi «Mashinalar nazariyasi» deb yuritiladi.

Mexanizmlar nazariyasida – zamonaviy mashina asboblarning mexanizmlari, ularning umumiy nazariyasi, kinematikasi va dinamikasi o'rganiladi.

Mashinalar nazariyasida – mashinani tashkil etgan mexanizmlar o'rganiladi, mashinalarning tuzilishi va mexanizmlar orqali mashinalar yaratish qonun va qoidalari ko'rib chiqiladi.

Mashinalar mexanikasini o'rganish avvalo mexanizmlar nazariyasini, so'ngra esa mashinalar nazariyasini o'rganishdan boshlanadi.

31-§. «MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI» FANINING ASOSIY TUSHUNCHALARI VA TA'RIFLARI

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanini o'rganish uning muammolarini hal qilishni ta'kidlaydi. Bu fanning muammolarini ikki xil guruhga bo'lish mumkin:

Birinchi guruh muammolari mexanizmlarning tuzilishini, kinematik va dinamik xususiyatini tekshirishga bag'ishlangan, ya'ni mexanizmlar tahliliga bag'ishlangan;

Ikkinchi guruh muammolari esa mexanizmlarning berilgan tuzilishiga, kinematik va dinamik xususiyatlariga ega bo'lgan hamda

talab qilingan qonun bo'yicha harakat qiluvchi mexanizmlar yaratishga, ya'ni mexanizmlar sinteziga bag'ishlangan.

Shunday qilib, «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fani quyidagi asosiy boblardan tashkil topgandir:

- *mexanizmlar tuzilishining tahlili;*
- *mexanizmlarning kinematik tahlili;*
- *mexanizmlarning dinamik tahlili;*
- *mexanizmlar sintezi;*
- *avtomatik mashinalar nazariyasi.*

Mexanizmlar – qism, bo'g'in va kinematik juftlardan tashkil topgandir. Mexanizmlarning asosini detallar tashkil etadi.

Detal – yig'uv uslublarisiz ishlab chiqilgan mashina yoki mexanizmning qismiga aytiladi.

Bo'g'in – bir yoki bir nechta detallarning mustahkam birikmasiga aytiladi.

Detailarga misol qilib bolt, gayka, porshen, shatun va h.k larni keltirish mumkin.

Bo'g'inlarga esa porshen, shatun, rama va h.k larni keltirish mumkin.

Bo'g'inlar, jumladan detallar ham mexanizm yoki mashinalarda tutgan o'rinlariga qarab, qo'zg'almas yoki qo'zg'aluvchan bo'lishi mumkin. Masalan, shatunni olib qaraylik. Bu bo'g'in bir necha detallarni mustahkam birikmasidan iboratdir. Bu detallarning hammasi birikib, birikma holatida harakat qiladi va qo'zg'aluvchan bo'g'inni tashkil etadi.

Mashina va mexanizmlardagi hamma qo'zg'almas detallar birgalikda qo'zg'almas bo'g'inni tashkil etadi. Masalan, dvigatel tanasi, mashinaning ramasi va h.k.

Shunday qilib, mashinalar qo'zg'aluvchan va qo'zg'almas bo'g'inlardan iboratdir. Mashina tarkibidagi qo'zg'aluvchan bo'g'inlar qo'zg'almas bo'g'inlar bilan o'zaro birikadi.

Ikki bo'g'inning o'zaro nisbiy harakatchan holatda birikishi *kinematik juft* deyiladi. Bu holatda ikkita qo'zg'aluvchan bo'g'in o'zaro birikishi ham mumkin.

Kinematik juft hosil qiluvchi juftlar o'zaro birikish nuqtalari, chiziqlari yoki sirtlari *kinematik juftlarning elementlari* deyiladi.

Kinematik juft orqali birikkan bo'g'inlar yig'indisi *kinematik zanjir* deyiladi. Masalan, ichki yonish dvigatellarida tirsakli val

shatun bilan, shatun esa porshen bilan kinematik juftlar orqali birikadi.

Demak, har bir mexanizm asosini kinematik zanjirlar tashkil etadi. Lekin, hamma kinematik zanjirlar ham mexanizm bo'la olmaydi, chunki mexanizm ma'lum bir qonuniyatga binoan harakatlanishi kerak va biron-bir maqsadga mo'ljallangan bo'lishi kerak.

Shunday qilib, maqsadga muvofiq ravishda harakat qiladigan kinematik zanjirlariga mexanizm bo'la oladi.

32-§. KINEMATIK JUFTLAR VA ULARNING SINFLARI

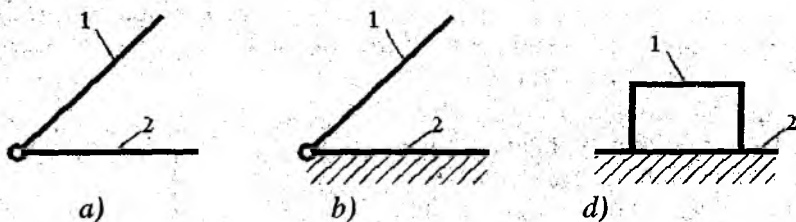
Ma'lumki, ikkita bo'g'inning o'zaro harakatchan holatda birikishiga kinematik juft deyiladi.

Bu kinematik juftlar xilma-xildir. Ularning tabiatiga qarab, kinematik juftlar haqida hukm yuritilishi mumkin. Kinematik juftlar ustida eng birinchi ilmiy ishlardan bittasi nemis olimi Frans Reloga mansubdir. U kinematik juftlarni XVII asr boshlarida ularning birikish elementlariga qarab ikki sinfga bo'ladi:

quyi kinematik juftlar;

oliy kinematik juftlar.

Quyi kinematik juftlar birikish elementlari sirt yoki tekisliklardan iborat bo'lgan bo'g'inlar birikmasidir. Quyi kinematik juftlar quyidagicha tasvirlanadi (32.1-chizma):



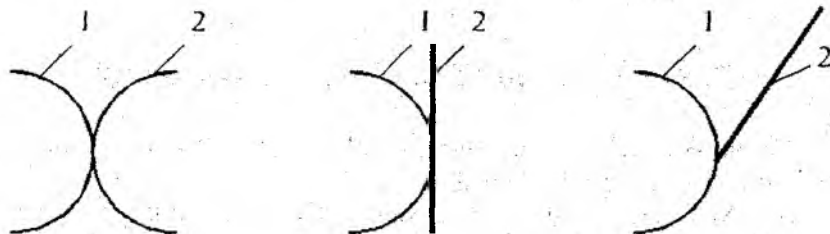
32.1-chizma.

a), b) aylanma harakatlanuvchi kinematik juft;

d) ilgarilanma harakatlanuvchi kinematik juft.

Oliy kinematik juftlar birikish elementlari nuqta yoki chiziqlardan iborat bo'lgan juftlardir. Oliy kinematik juftlar quyidagicha ifodalanadi (32.2-chizma):

Yuqorida keltirilgan kinematik juftlar ularni hosil qilgan bo'g'inlarning birikish elementi shakliga bog'liq bo'lib, mazkur bo'g'inlarning nisbiy harakatlarini e'tiborga olmaydi. Lekin, kinematik juftlar mashina yoki mexanizm tarkibini asosini tashkil etar ekan, ular har doim o'zaro nisbiy harakatda bo'ladilar. Shuning uchun ularning nisbiy harakatlariga qarab sinflarga ajratish e'tiborga moyildir. Bunday tasnif akademik I.I. Artobolevskiyga

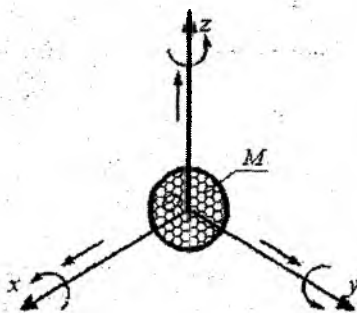


32.2-chizma.

mansubdir. Uning ta'biri bo'yicha kinematik juftlarning sinflari ularning nisbiy harakatlariga qo'yilgan cheklanishlar soniga tengdir. Cheklanishlar soni kinematik juftlarni tashkil etgan bo'g'inlarning elementlarga qarab turlicha bo'ladi.

Kinematik juftlarda mavjud bo'ladigan cheklanishlarni ko'rib chiqamiz. 32.3-chizmada qattiq jismning fazodagi holati tasvirlangan. Ma'lumki, M jism fazoda oltita erkinlik darajasiga ega, ya'ni uning fazodagi harakatlar soni oltiga teng. Bu harakatlar x , y , z fazoviy koordinatalar atrofida aylanma va bu o'qlar bo'ylab ilgarilanma harakatlardan iboratdir. Umumiy harakatlar soni oltiga teng bo'lganligi uchun moddiy jism M ning erkinlik darajasi oltiga teng deb qabul qilinadi.

Lekin, mexanizm va mashinalar tarkibida moddiy jism emas, kinematik juftlar mavjuddir. Har bir kinematik juft o'ziga xos ikkita moddiy jism, ya'ni



32.3-chizma.

bo'g'inlarni birkishidan tarkib topgan.

Demak, kinematik juftlarda qandaydir erkinliklar sun'iy ravishda yo'q qilingan yoki cheklangan.

Shunday qilib, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha aniqlanadi.

$$H = 6 - S,$$

bu yerda, H – kinematik juft erkinlik darajasi; 6 – moddiy nuqta fazodagi erkinlik darajasi; S – kinematik juft harakatiga qo'yiladigan cheklanishlar soni.

Kinematik juftlar sinfi ularning nisbiy harakatiga qo'yilgan cheklanishlar soni S ning qiymatiga tengdir.

Yuqoridagi formuladan

$$S = 6 - H,$$

bu yerda, $1 < S < 5$, bo'lganligi sababli kinematik juftlarning sinflari ham 1 dan to 5 gacha bo'ladi. Demak, I -sinfga mansub bo'lgan kinematik juft 5 ta nisbiy harakat qiladi. V -sinfga mansub bo'lgan kinematik juft esa 1 ta nisbiy harakat qila oladi.

32.4-chizmada A sharning B tekislikdagi harakati ko'rsatilgan. Ma'lumki, A shar B tekisligida x , y o'qi bo'ylab ilgariylanma harakat qila oladi, z o'qi bo'ylab ilgariylanma harakat mavjud emas, chunki bu o'q bo'ylab harakat kinematik juftning buzilishiga olib keladi. Bu holda cheklanishlar soni quyidagicha bo'ladi:

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

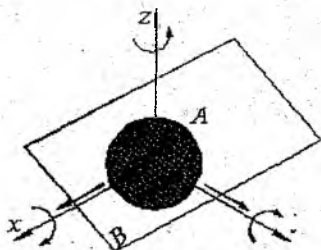
Demak, 32.4-chizmada ko'rsatilgan kinematik juft I sinfga mansub ekan.

32.5-chizmada B tekislikda harakat qilayotgan A silindr ko'rsatilgan. Ma'lumki, A silindir B tekislik ustida va Ox o'qi atrofida aylanma harakat hamda Ox o'qi bo'ylab ilgariylanma harakat qilishi mumkin.

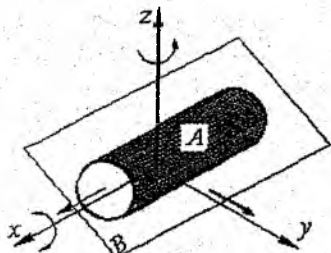
Demak, bu kinematik juftning umumiy harakatlar soni to'rtga teng bo'lganligi uchun II sinfga mansubdir, ya'ni

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$

32.6-chizmada A va B bo'g'inlar sirtlar orqali birlashgan holat ko'rsatilgan.



32.4-chizma.

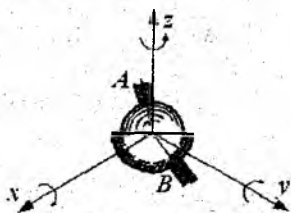


32.5-chizma.

A bo'g'in B bo'g'in atrofida va B bo'g'in A bo'g'in atrofida faqat 3 ta aylanma harakat qilishi mumkin ekanligi 32.6-chizmadan ko'rinib turibdi. Demak, bu kinematik juft *III* sinfga mansub ekan ya'ni,

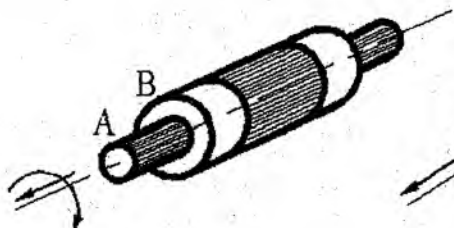
$$S = 6 - H = 6 - 3 = 3.$$

32.7-chizma, a) da A silindr B silindr ichida joylashgan bo'lib, B silindr A silindr ichidagi Ox o'qi bo'ylab ilgarilanma va aylanma harakat qilishi mumkin. Bu erda nisbiy harakatlar soni ikkiga teng. Shunday qilib, 32.7-chizma, a) dagi bog'lanma *IV*-sinfiga mansubdir.

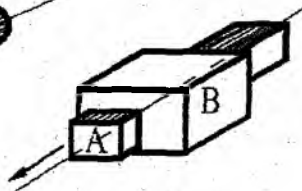


32.6-chizma.

$$S = 6 - H = 6 - 4 = 2.$$



a)



b)








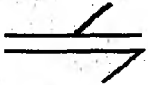







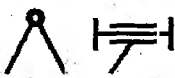

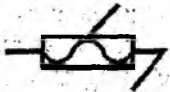
32.7-chizma.

32.7-chizma, b) da *V*-sinfga mansub bo'lgan kinematik juft ko'rsatilgan bo'lib, bu juftda nisbiy harakatlar soni birga teng.

$$S = 6 - H = 6 - 5 = 1.$$

33.1-jadvalda kinematik juftlarning nomlari, sinflari, cheklanishlar soni, qo'zg'aluvchanlik soni va shartli tasvirlari keltirilgan.

Kinematik juftlarning shartli belgilari

Juftning sinfi	Bog'lanishlar soni i	Erkinlik darajasi s	Juftning nomi	Rasm	Shartli belgisi
I	1	5	shar-tekislik		
II	2	4	shar-silindr		
III	3	3	sferik		
III	3	3	tekislik		
IV	4	2	silindrik		
IV	4	2	sferik barmog bilan		
V	5	1	ilgarilanma-qaytalanma		
V	5	1	aylanma		
V	5	1	vintli		

33-§. MEXANIZMLARNI SINFLARGA AJRATISH

Mashinasozlikda qo'llaniladigan mexanizmlar asosan ikki xil bo'ladi, ya'ni fazoviy mexanizmlar va tekis mexanizmlar. Umuman, hamma mexanizmlar fazoda harakat qilganligi uchun fazoviy mexanizmlar deb hisoblanadi. Ammo mexanizmlarni tekshirish va loyihalash ishlarini osonlashtirish uchun ba'zilarini tekis mexanizmlarga yoki tekislikda harakat qiluvchi mexanizmlar sinfiga kiritiladi.

Mexanizm tarkibidagi barcha bo'g'inlar bir tekislikda yoki o'zaro parallel bo'lgan tekisliklarda harakat qilsa, bunday mexanizmlar tekislikda harakat qiluvchi yoki tekis mexanizmlar deb ataladi.

Mexanizmlar o'zlarining tuzilishiga qarab ham sinflarga ajratiladi, ya'ni: sharnir-richagli mexanizmlar; tishli mexanizmlar; kulachokli mexanizmlar.

34-§. MEXANIZMLARNI ERKINLIK DARAJASINI ANIQLASH

Mexanizmlar kinematik juftlardan tashkil topganligi munosabati bilan mexanizmlarning erkinlik darajasini hisoblash maqsadga muvofiqdir.

Fazoda n ta bo'g'inga ega bo'lgan va P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlardan iborat mexanizm ishlayapti deb faraz qilsak, u holda uning fazodagi erkinlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

$$W = 6n - S, \quad (34.1)$$

bu yerda, n - qo'zg'aluvchan bo'g'inlar soni, S - barcha kinematik juftlarning mexanizm harakatiga qilgan cheklanishlari soni.

Madomiki, mexanizm tarkibida P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 kinematik juftlar mavjud ekan, u holda

$$S = P_1 + 2P_2 + 3P_3 + 4P_4 + 5P_5 \quad (34.2)$$

bo'ladi va (34.1) formula quyidagicha yoziladi.

$$W = 6n - P_1 - 2P_2 - 3P_3 - 4P_4 - 5P_5. \quad (34.3)$$

Yuqorida keltirilgan (34.3) formula fazoviy mexanizmlarni erkinlik darajasini aniqlovchi *Somov - Malishev formulasi deyiladi*.

Agarda mexanizm tekislikda harakatlansa, ya'ni tekis mexanizm bo'lsa, u holda tekislikdagi bo'g'inning erkin harakatlari soni uchtaga teng ekanligini e'tiborga olsak, quyidagini hosil qilamiz:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4. \quad (34.4)$$

Yuqorida keltirilgan (34.4) formula tekis mexanizmlar uchun *Chebishev formulasi deyiladi*.

35-§. MEXANIZMLARNI ASSUR-ARTOBOLYEVSKIY USLUBIDA SINFLARGA AJRATISH

Hozirgi texnika fanlarida, jumladan «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida mexanizmlarni sinflarga ajratish Assur-Artobolyevskiy uslubida olib boriladi. Bu usulga binoan mexanizm sinfi ularning yetaklanuvchi qismiga bog'liqdir.

1914 yilda Petrogradlik professor L.V.Assur Mexanizmlar tuzilishini yetaklovchi bo'g'inga (bo'g'inlarga) o'ziga xos kinematik zanjirlarni ketma-ket va parallel ulash orqali tuzilganligini tushuntirib beradi. Bunday zanjirlarni *Assur guruhleri deyiladi* va ularning erkinlik darajasi $W = 0$ bo'ladi. Demak, Assur guruhleri uchun

$$3n - 2P_5 - P_4 = 0. \quad (35.1)$$

Assur tarkibida faqat V -sinf P_5 mavjud bo'lgan guruhleri ko'rib chiqadi. U holda (35.1) quyidagicha yoziladi:

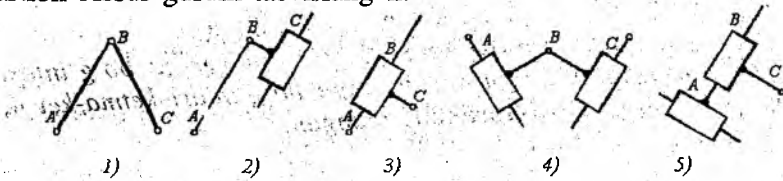
$$3n - 2P_5 = 0 \text{ yoki } P_5 = \frac{3}{2}n$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, Assur guruhlarida bo'g'inlar soni juft bo'lishi kerak. Ikkita bo'g'indan va uchta beshinchi sinf kinematik juftdan tashkil topgan, ya'ni $n = 2$, $P_5 = 3$ bo'lgan Assur guruhi *II* sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi deb qabul qilingan.

II sinf ikkinchi tartibli Assur guruhi o'z navbatida besh ko'rinishga egadir. 35.1-chizmada *II* sinf ikkinchi tartibli Assur guruhlarining besh xil ko'rinishlari tasvirlangan.

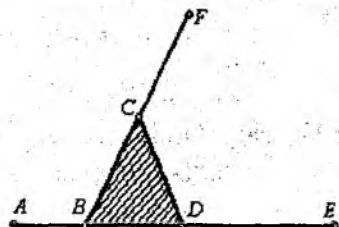
Agarda bo'g'inlar soni $n = 4$ bo'lsa, u holda $P_5 = 6$ bo'ladi, bunday guruhlar: *III* sinf uchinchi ko'rinish *Assur guruhi deyiladi*. 35.2-rasmda *III* sinf uchinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.

Agarda $n = 6$ bo'lsa, u holda $P_5 = 9$ bo'ladi, bunday guruh *IV*-sinf Assur guruhi bo'ladi. 35.3-chizmada *IV* sinf to'rtinchi tartibli Assur guruhi tasvirlangan.

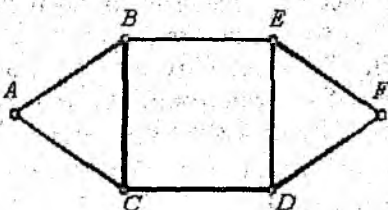


35.1-chizma.

- 1) II sinf 2-tartibli 1-ko'rinishli Assur guruhi;
- 2) II sinf 2-tartibli 2-ko'rinishli Assur guruhi;
- 3) II sinf 2-tartibli 3-ko'rinishli Assur guruhi;
- 4) II sinf 2-tartibli 4-ko'rinishli Assur guruhi;
- 5) II sinf 2-tartibli 5-ko'rinishli Assur guruhi;



35.2-chizma.



35.3-chizma.

Shunday qilib, mexanizmlarni Assur-Artobolyevskiy uslubida sinflarga ajratish quyidagicha olib boriladi:

Berilgan mexanizmnining tasviri chiziladi va unda yetaklovchi bo'g'inlar ko'rsatiladi;

Mexanizmnining erkinlik darajasi W aniqlanadi;

Mexanizm tasviridan Assur guruhleri ajratib olinadi, eng avvalo II sinf Assur guruhleri ajratiladi. Mabodo II sinf Assur guruhlerini ajratish imkoniyati bo'lmasa, u holda III sinf yoki IV sinf Assur guruhleri ajratiladi. Bu yerda mexanizm tasviridan Assur guruhlerini ajratganda uning erkinlik darajasi o'zgarasligi kerak va yetaklovchi bo'g'in (bo'g'inlar) qolguncha ajratishni davom ettirish kerak;

Mexanizmnining tuzilish formulasi yoziladi. Tuzilish formulasini yozishda yetaklovchi bo'g'inni birinchi sinf mexanizmi deb qaraladi va u bilan ulangan Assur guruhlarining birikish tartibi e'tiborga olingan holda yoziladi, ya'ni

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3} \longrightarrow III_{4,5,6}$$

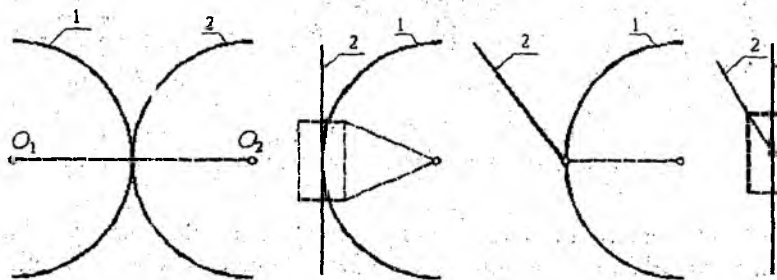
deb yozilgan tuzilish formulasi quyidagicha o'qiladi:

Bir bo'g'indan iborat bo'lgan I sinf mexanizmiga bo'g'inlari 2, 3 bo'lgan II sinf Assur guruhi va unga bo'g'inlari ketma-ket 4, 5, 6 bo'lgan III sinf Assur guruhleri ulangan.

Mexanizmnining sinfi aniqlanadi. Bunda, mexanizmnining tuzilish formulasidagi Assur guruhlarining eng yuqori sinfi mexanizmnining sinfini beradi.

Izoh: Agarda mexanizm tasvirida oliy kinematik juft mavjud bo'lsa, u holda ularni quyi kinematik juft bilan almashtirish kerak.

Oliy kinematik juftlarni quyi kinematik juft orqali almashtirilishi 35.4-chizmada ko'rsatilgan.



35.4-chizma.

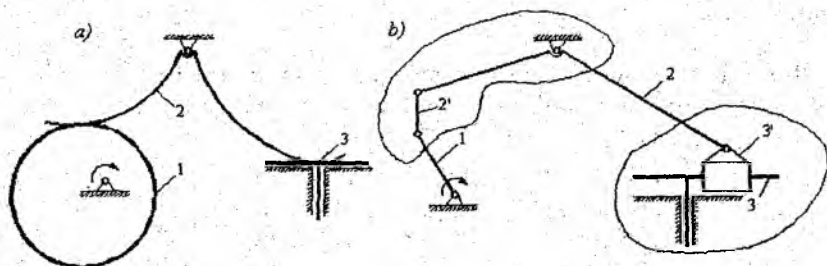
Assur-Artobolyevskiy uslubida mexanizmlarni sinflarga ajratish quyidagi shartlar bajarilgan holdagina olib boriladi:

Mexanizm tarkibida faqat quyi kinematik juftlariga mavjud bo'lishi kerak. Agarda, mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo'lsa, u holda ularni yuqorida ko'rsatilgan usul bilan quyi kinematik juftlarga almashtirish kerak.

Mexanizmnining erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo'g'inlar soniga teng bo'lishi kerak. Agarda mexanizmnining erkinlik darajasi uning yetaklovchi bo'g'ini soniga teng bo'lmasa, u holda mexanizm tarkibida passiv bo'g'inlar mavjud bo'ladi va bu bo'g'inlarni vaqtincha e'tiborga olmaslik kerak.

Mexanizmnining yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan quyi kinematik juftni tashkil etishi kerak. Lekin ba'zan hayotda mexanizmnining yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kirmaydigan mexanizmlar ham uchraydi. Bu holda bunday mexanizmlar uchun harakatni aylantirish usulidan foydalanib almashtirilgan mexanizm hosil qilamiz. Buning uchun mexanizmga qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kiruvchi bo'g'in harakatiga teng va qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan harakat bilan ta'sir etamiz va hosil bo'lgan almashtirilgan mexanizm uchun shartli ravishda yetaklovchi bo'g'ini qo'zg'almas bo'g'in bilan kinematik juftga kiradi deb faraz qilinadi.

35.1-misol. 35.5-chizma, a) da ko'rsatilgan mexanizmni sinfi aniqlansin.



35.5-chizma.

a) berilgan mexanizm; b) almashtirilgan mexanizm.

Mexanizmning sinifini aniqlash uchun avvalo uning yetaklanuvchi qismiga e'tibor beramiz. Mexanizm yetaklanuvchi qismini tashkil etuvchi Assur guruhlarini mexanizm yetaklovchi qismidan ajratib olamiz va ularning eng yuqori sinfi berilgan mexanizmning sinfini beradi.

Berilgan mexanizmni erkinlik darajasini aniqlaymiz:

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

Lekin, mexanizm tarkibida oliy kinematik juftlar mavjud bo'lganligi uchun ularni 35.4-chizmaga binoan quyi kinematik juftlar bilan almashtiramiz va hosil bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Almashtirilgan mexanizm tarkibi (35.5-chizma, b) dan Assur guruhlarini ajratamiz. Assur guruhlarini ajratishni mexanizmga ulangan eng oxirgisidan boshlaymiz. Eng avvalo 3 va 3' bo'g'indan tashkil topgan II sinfga taalluqli Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning erkinlik darajasini $W = 1$ ekanligini ko'rish murakkab emas. So'ngra 2 va 2' bo'g'indan iborat bo'lgan II sinf Assur guruhini ajratamiz. Qolgan mexanizmning, ya'ni yetaklovchi 1 va qo'zg'almas bo'g'inlaridan iborat bo'lgan mexanizmning erkinlik darajasi $W = 1$ bo'ladi. U holda mexanizmning tuzilish formulasi quyidagicha yoziladi:

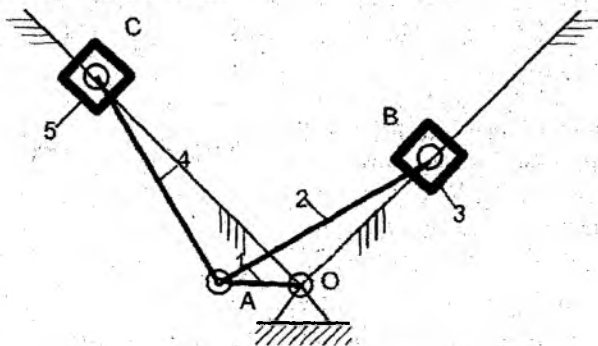
$$I_1 \longrightarrow II_{2,2'} \longrightarrow II_{3,3'}$$

Bundan ko'rinadiki, mexanizmga ulangan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi ikkiga teng.

Bundan ko'rinadiki, mexanizmga ulangan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi ikkiga teng.

Demak, yuqorida ko'rsatilgan mexanizm II sinfga taalluqli ekan.

35.2-misol. 35.6-chizmada ko'rsatilgan V simon ichki yonuv dvigatelida qo'llaniladigan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi va tuzilish tartibi ko'rsatilsin.



35.6-chizma.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

$n = 5$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 7$ - V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

35.6-chizmada ko'rsatilgan mexanizm ikkita II sinf Assur guruhlarini o'zaro parallel ravishda qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I \begin{matrix} \longrightarrow I_{2,3} \\ \longrightarrow I_{4,5} \end{matrix}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga ta'luqlidir.

35.3-misol. 35.7-chizmada ko'rsatilgan kulisali mexanizmning sinfi aniqlansin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

35.7-chizmada ko'rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi bo'g'inga qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga ta'luqlidir.

35.4-misol. 35.8-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmning sinfi aniqlansin.

Yechish. Mexanizmning erkinlik darajasini aniqlaymiz.

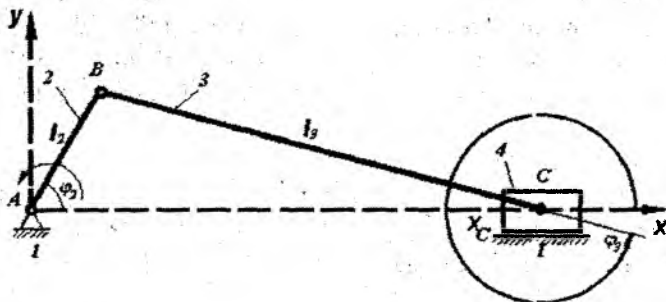
$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

$n = 3$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 4$ - V sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0$ - IV sinf oliy kinematik juftlar soni.

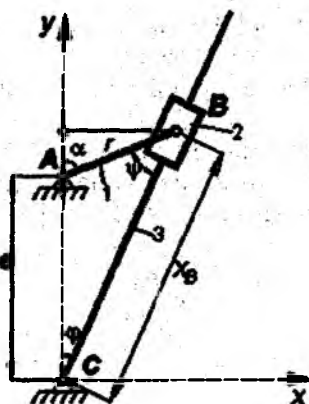
35.8-chizmada ko'rsatilgan mexanizm bitta II sinf Assur guruhini yetaklovchi bo'g'inga qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, berilgan mexanizm II sinfga ta'luqlidir.



35.8-chizma.



35.7-chizma.

VIII BOB. MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAHLILI

36-§. MEXANIZMLAR KINEMATIK TAHLILINING VAZIFALARI VA USLUBLARI

Mexanizmlarning kinematik tahlili quyidagi masalalarni hal qiladi:

1) Mexanizmning holatlari aniqlanadi. Bu yerda, mexanizm yetaklovchi bo'g'inlarining turli holatlariga mos keluvchi yetaklanuvchi bo'g'inning holatlari aniqlanadi. Bunday masalalar asosan ekskavatorlar, yuk ko'targich mashinalar, randalovchi dastgohning ishchi a'zosining holatlari, uchuvchi mashinalar g'ildiragining holatlarini aniqlashda uchraydi. Masalan, yer tekislovchi mashina qirquvchi a'zosining gorizontol holatda harakat qilishi yoki to'siqlar ichida harakat qiladigan ekskavator cho'michining harakat chizig'ini bilish maqsadga muvofiq masalalardir;

2) Mexanizmning bo'g'inlari va nuqtalarig tezliklarini aniqlanadi. Bu masalada mexanizmning etaklovchi bo'g'inining tezliklariga mos ravishda uning etaklanuvchi qismining va nuqtalarining tezliklari aniqlanadi. Mexanizm bo'g'inlari tezliklarning nisbatini bilish nihoyatda katta ahamiyatga egadir. Tezliklar nisbatini bilish mexanizmning ishlash tezligini va biror ishni qanday tezlikda bajarish qobiliyatini bilishiga yordam beradi. Bu masala yuritmalarda reduktor va dvigatellarni tanlashda yordam beradi;

3) Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tevlanishlarini aniqlash. Bu masala inersiya kuchlarini aniqlash bilan bevosita bog'liqdir. Demak, mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tevlanishlarni aniqlash ularni ishlash qobiliyatini, chidamliligini, mustahkamligini va dinamik ko'rsatkichlarini bilishga olib keladi.

«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida mexanizmlar kinematikasini aniqlash quyidagi uch xil uslubda olib boriladi:

Grafik uslub. Bu uslub, juda katta noaniqliklar bilan bog'liqdir. Lekin, bu usul yaqqol bo'lganligi uchun talabalar loyihalash ishlarida undan keng foydalaniladi;

Chizg'iy-hisobiy uslub. Bu uslub, hisoblash va chizg'iy usullarini o'zida mujassamlashtirgan bo'lib, aniqligi va yaqqolligi yetarli bo'lib, talabga javob beradi. Bu usuldan foydalanib, «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanida tezliklar va tevlanishlar rejalari quriladi;

Hisobiy uslub. Bu uslub juda ham aniq uslub bo'lib, ilmiy tekshirish ishlarida qo'llaniladi. Bu uslubda EHM dan foydalanish imkoniyati bor.

37-§. MEXANIZMLAR KINEMATIKASINI GRAFIK USLUBDA TEKSHIRISH

Mexanizm kinematikasining bu uslubi o'zining yaqqolligi bilan ajralib turishi yuqorida aytilgan edi. Haqiqatdan mexanizmning biror bo'g'inining buralish burchagi, burchak tezligi va tezlanishlari yoki biror nuqtaning siljishi, tezligi va tezlanish grafik orqali ko'rsatilgan bo'lsa, u holda bu mexanizmning bir sikl ichidagi kinematikasini qanday o'zgarishini oddiy ko'z bilan ko'rish mumkin.

Agarda qayd etilgan grafikning birortasi berilib, qolganlari berilmagan bo'lsa, bunday holatda mexanikaning asosiy qonun qoidalariga asoslanib qolganlarini topish mumkin, ya'ni agarda nuqtaning siljishi $S = S(t)$ ma'lum bo'lsa, u holda nuqtaning tezligi $v = dS/dt$, tezlanishi esa $a = dv/dt = d^2S/dt^2$ bo'ladi.

Demak, siljish grafigi S berilgan bo'lsa, uni bir marotaba differensiallab tezlik v , ikki marotaba differensiallab tezlanish a grafigini olish mumkin.

Agarda ilgariharakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, u holda bu nuqta uchun siljish, chiziqli tezlik va tezlanishlar grafigi chiziladi.

Agarda aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning nuqtasi tekshirilayotgan bo'lsa, u holda bu nuqta uchun buralish burchagi, burchak tezlik va burchak tezlanishlar grafigi chiziladi.

37.1-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmni kinematik grafiglarini chizish masalasini ko'rib chiqamiz.

1. Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlariga binoan uning kinematik tasviri chiziladi.

1.1. Mexanizmning kinematik tasvirini chizish uchun uning masshtabi tanlab olinadi.

$$\mu_1 = l_{OA}/OA,$$

bu yerda, μ_1 - kinematik tasvirning masshtabi; l_{OA} - OA bo'g'inining haqiqiy uzunligi; OA - bo'g'inning chizmadagi uzunligi.

1.2. Chizma qog'ozining sathida harakat qiluvchi kinematik juftning markazi O nuqta tanlanadi va bu nuqta orqali $OA = l_{OA}/\mu_1$ radiusi bilan aylana chiziladi. So'ngra bu aylana yoyi 12 ta teng bo'laklarga bo'lib, B nuqtaning 12 ta holatini topamiz.

1.3. Mexanizm tasvirini chetki nuqtalari aniqlanadi. Buning uchun O nuqtasidan o'ng tomonga qarata $l_{OA} + l_{AB}$ va $l_{AB} - l_{OA}$ radiuslari bilan sirkul yordamida xx o'qi ustida B_0 va B_6 nuqtalarini belgilab olamiz. Bu nuqtalar 1.2. da topilgan nuqталarga mos kelsa maqsadga muvofiq bo'ladi.

2. To'g'ri burchakli Dekart koordinata sistemasidagi B nuqtaning yo'l grafigi chiziladi.

2.1. Buning uchun $[S, t]$ koordinata sistemasining absissa o'qi t da krivoship OA ning to'la bir aylanishga ketgan vaqti μ_t masshtabda qo'yib chiqiladi. Bu o'qning masshtabi quyidagicha topiladi:

$$\mu_t = \frac{60}{n_1 \cdot OD} \left[\frac{s}{mm} \right],$$

bu yerda, $n_1 - OA$ krivoshipning bir minutdagi aylanishlar soni, ayl/min ; OD — absissa o'qida olingan ixtiyoriy kesma, mm . Agarda $[S, t]$ koordinata sistemasi o'rnida $[S, \varphi]$ sistemasi olingan bo'lsa, ya'ni absissa o'qi deb vaqt emas, balki krivoship OA ning burilish burchagi φ olingan bo'lsa, u holda bu o'qning masshtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{OD} \left[\frac{rad}{mm} \right].$$

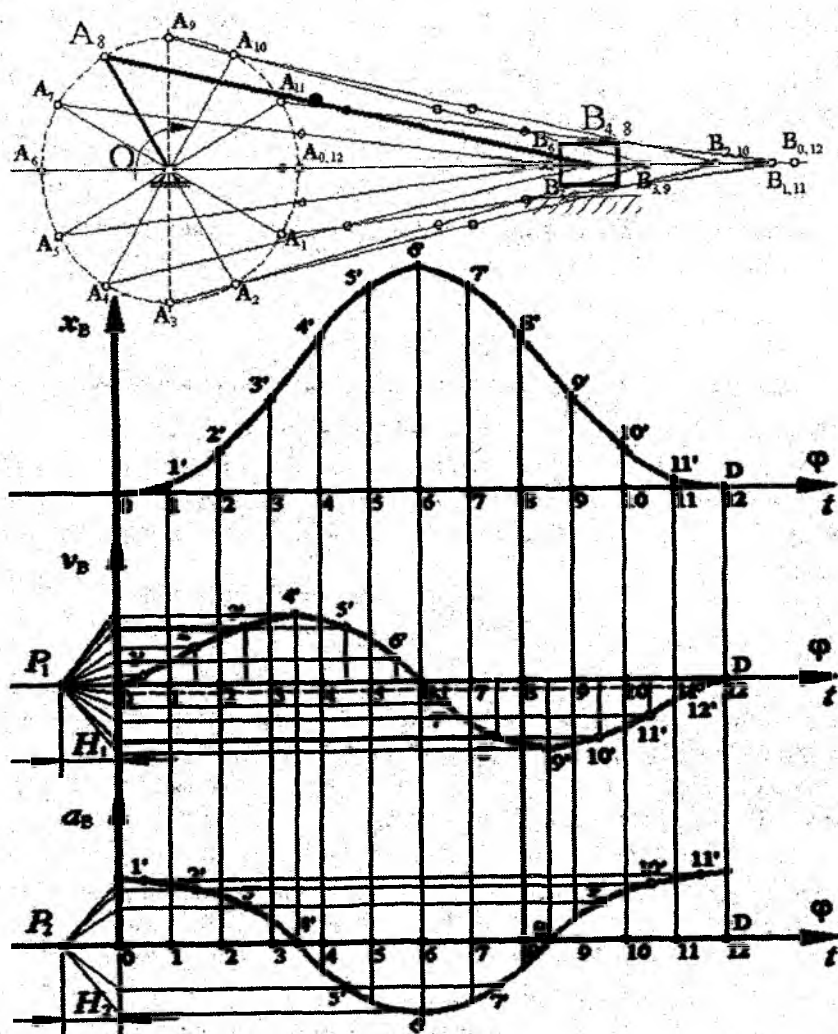
2.2. OD kesma 12 ta teng kesmaga bo'lib va bu nuqtalardan perpendikulyar chiziqlar o'tkaziladi. So'ngra bu perpendikulyar chiziqlar ustida B nuqtaning siljish yo'llari mos ravishda qo'yib chiqiladi. Hosil bo'lgan 1', 2', 3', ... 12' nuqtalarni koordinata boshi 0 bilan tutashtirib B nuqtaning siljish chizig'ini olamiz.

3. B nuqtaning tezlik chizig'ini chizamiz. Bu masalani $[S, t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'ini vatarlar uslubida differensiallab bajaramiz. Bu ish qo'yidagicha bajariladi.

3.1. $[S, t]$ koordinata sistemasini tagiga dekart $[v, t]$ koordinata sistemasini chizamiz.

3.2. $[v, t]$ koordinata sistemasini koordinata boshi 0 dan chap tomonda P_1 nuqtani tanlab olamiz. Bu kesmaning uzunligi ixtiyoriydir, ba'zan uni $O_1P_1 = OD/2\pi$ deb tanlash qulaylik tug'diradi.

3.3. $[S, t]$ koordinata sistemasidagi S chizig'idagi $0-1'$, $1'-2'$, $2'-3'$, ... $11'-12'$ nuqtalarni vatarlar bilan tutashtiramiz.



37.1-chizma.

3.4. $[v, t]$ koordinata sistemasidagi P_1 nuqtadan 0-1', 1'-2', 2'-3', ... 11'-12' vatarlarga parallel nurlar o'tkazamiz. Bu nurlarni v ordinata o'qi bilan kesishgan nuqtalardan vatarlar o'rtasidan o'tgan chiziqlar bilan kesishguncha absissa o'qi t ga parallel chiziqlar o'tkazamiz. Hosil bo'lgan nuqtalarni birlashtirib v tezlikning chizig'ini hosil qilamiz. Topilgan chiziqning ordinata o'qi bo'yicha masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot H_1} \cdot \left[\frac{m}{s \cdot mm} \right].$$

Agarda absissa o'qida vaqt t o'rnida burlilish burchagi φ qo'yilgan bo'lsa, u holda tezlik masshtabi quyidagicha bo'ladi:

$$\mu_v = \frac{\mu_s \cdot \omega_1}{\mu_\varphi \cdot H_1} \cdot \left[\frac{m}{s \cdot mm} \right].$$

4. Yuqorida keltirilgan usulda v chizig'ini differensiallab tezlanish a chizig'ini olamiz. Tezlanish chizig'ini masshtabi quyidagicha aniqlanadi.

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot H_2} = \frac{\mu_s^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_t^2} \cdot \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right]$$

yoki absissa o'qida t o'rniga φ qo'yilgan bo'lsa,

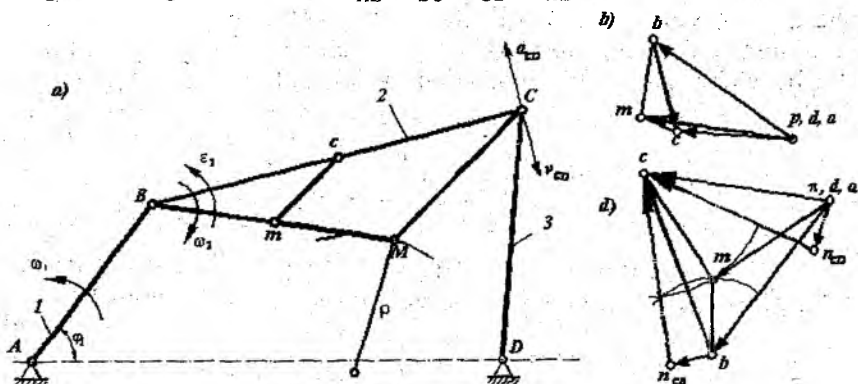
$$\mu_a = \frac{\mu_s^2 \cdot \omega_1^2}{H_1 \cdot H_2 \cdot \mu_\varphi^2} \cdot \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right],$$

bu yerda, $H_1, H_2 - [v, t], [a, t]$ koordinata sistemalarida tanlangan ixtiyoriy masofalardir.

38-§. TEZLIKLAR REJASI ORQALI MEXANIZM BO'G'INLARI VA NUQTALARINING TEZLIKLARINI ANIQLASH

Ba'zan mexanizm bo'g'inlari va ularni nuqtalarining tezliklari haqida aniq ma'lumot olish uchun tezliklar rejasi quriladi. Tezliklar rejasini qurishni quyidagi misolda ko'rib chiqamiz.

38.1-misol. 38.1-chizmada sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizmning M nuqtasining tezliklari topilsin. Yetaklovchi bo'g'in 1, uning holati φ_1 , burchak tezligi ω_1 bo'lsin, bo'g'inlarning o'lchamlari l_{AB} , l_{BC} , l_{CD} , l_{AD} bo'lsin.



38.1-chizma.

a) mexanizm tasviri; b) tezliklar rejasi;
d) tezlanishlar rejasi.

Ushbu masala quyidagi tartibda yechiladi:

1. Mexanizm Assur guruhlariga ajratiladi va tuzilish formulasi yoziladi.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

bu yerda, $n = 5$ - qo'zg'aluvchi bo'g'inlar soni; $P_5 = 7 - V$ - sinf quyi kinematik juftlar soni; $P_4 = 0$ - IV-sinf oliy kinematik juftlar soni.

38.1-chizmada ko'rsatilgan mexanizm I sinf mexanizmga II sinf Assur guruhini qo'shish orqali tuzilgan, u holda mexanizmning tuzilish tenglamasi quyidagicha bo'ladi:

$$I_1 \longrightarrow II_{2,3}$$

Demak, mexanizm II sinfga taalluqlidir.

2. Berilgan o'lchamlar orqali mexanizm tasviri $\mu_1 = l_{AB}/AB$ masshtabda chiziladi.

3. Mexanizm tasviridan ko'rinib turibdiki A va D nuqtalarning tezliklari ma'lumdir, ya'ni $v_A = v_D = 0$, B nuqtaning tezligi esa,

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_1, \quad [m/s].$$

C nuqtaning tezligini «Nazariy mexanika» fanining tezliklarni aniqlash uslubiga binoan quyidagi vektor tenglamalar bilan ifodalaymiz.

$$\bar{v}_C = \bar{v}_B + \bar{v}_{CB} \quad (38.1)$$

$$\bar{v}_C = \bar{v}_D + \bar{v}_{CD},$$

bu yerda, $\bar{v}_C - C$ nuqtaning tezligi; $\bar{v}_B - B$ nuqtaning tezligi; $\bar{v}_{CB} - C$ nuqtaning B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; $\bar{v}_D - D$ nuqtaning tezligi; $\bar{v}_{CD} - C$ nuqtaning D nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.

(38.1) formulalarni birgalikda ishlab, noma'lum bo'lgan C nuqtaning tezligini topamiz. Chizma qog'oz sathida P nuqtani tanlab, bu nuqtadan B nuqtaning tezligini μ_v masshtabda AB bo'g'inga perpendikulyar ravishda yurgizamiz.

$$\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{\omega_1 \cdot AB \cdot \mu_1}{pb}$$

bu yerda, pb - chizmadagi ixtiyoriy kesmadir.

Bu kesmaning o'lchami ixtiyoriy bo'lganligi uchun uni AB kesmaga teng deb olsa maqsadga muvofiq bo'ladi, ya'ni $pb = AB$, u holda $\mu_v = \omega_1 \mu_1$.

Chizmadagi b nuqtadan BC kesmaga perpendikulyar chiziq o'tkazamiz. (38.1) formulaning ikkinchi tenglamasini ko'ramiz, buning uchun D nuqtani tezligini p nuqtadan yurgizamiz ($v_D = 0$ bo'lgani uchun d nuqta p nuqta ustida yotadi), so'ngra C nuqtani D nuqta atrofidagi aylanish tezligining yo'nalishini ko'rsatuvchi pc kesmani p nuqtadan o'tkazamiz.

BC va CD chiziq'larga mos ravishda perpendikulyar bo'lgan chiziq'larga o'zaro kesishib, C nuqtaning tezligini beradi. Hosil bo'lgan pbc uchburchak *tezliklar rejas*i deb ataladi (38.1-chizma, b).

Tezliklar rejasining uchta hossasi bor:

nuqtalarning mutloq tezliklari qutb deb ataluvchi p nuqtadan boshlanadi;

nuqtalarning nisbiy tezliklari, tezlik rejasidagi p qutbdan o'tmaydigan kesmalarni ifodalaydi;

tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi mexanizm bo'g'inining tasviriga o'xshash bo'ladi va unga nisbatan ω_1 yo'nalishga qarama-qarshi tomonga qarab 90° burchakka burilgan bo'ladi.

Tezliklar rejasining bu xossalaridan foydalanib, mexanizm tasviridagi istalgan nuqtalarning tezliklarini topish mumkin.

M nuqtaning tezligini aniqlaymiz:

$$\bar{v}_M = \bar{v}_B + \bar{v}_{MB} \quad (38.2)$$

$$\bar{v}_M = \bar{v}_C + \bar{v}_{MC},$$

bu yerda, $\bar{v}_{MB} - M$ nuqtaning B nuqta atrofidagi nisbiy tezligi; $\bar{v}_{MC} - M$ nuqtaning C nuqta atrofidagi nisbiy tezligi.

(38.2) tenglamalarni yechamiz, tezliklar rejasidagi b nuqtadan BM ga perpendikulyar, c nuqtadan esa CM ga perpendikulyar o'tkazamiz va ularni o'zaro kesishtirib, M nuqta tezligining plandagi o'rnini m ni topamiz. pm kesma esa m nuqtani μ_v masshtabdagi tezligining ifodasidir. Endi hosil bo'lgan Δbmc ni ΔBMC ga o'xshash ekanligini isbotlash murakkab ish emasligi yaqqol ko'rinib turibdi.

Shunday qilib, tezliklar rejasidagi nisbiy tezliklar manzarasi bo'lmish Δbmc mexanizm tasviridagi ΔBMC ga o'xshash va 90° burchakka burilgan ekan.

Tezliklar rejasidan foydalanib bo'g'inlarning burchak tezliklarini va ularning yo'nalishlarini topish mumkin.

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{bc \cdot \mu_v}{BC \cdot \mu_l} = \frac{bc \cdot AB}{pb \cdot BC} \cdot \omega_1.$$

Agarda $pb = AB$ deb tanlab olingan bo'lsa, u holda

$$\omega_2 = \frac{bc}{BC} \cdot \omega_1$$

xuddi shu yo'sinda DC bo'g'in uchun

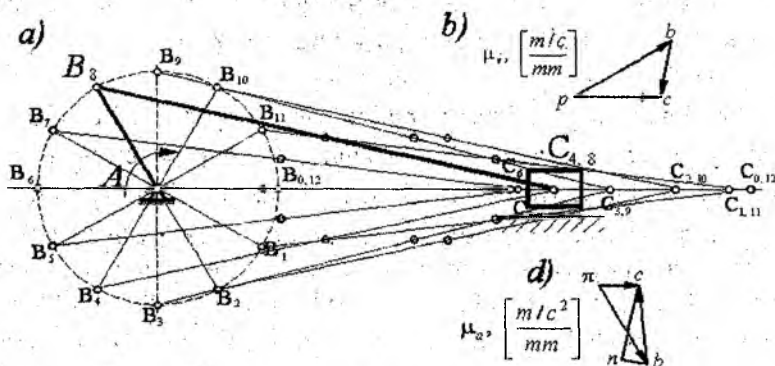
$$\omega_3 = \frac{dc}{DC} \cdot \omega_1.$$

ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlarini ko'rsatish uchun v_{CD} va v_{CB} tezliklariga mos keluvchi bc va dc kesmalarning yo'nalishlarini mexanizm tasviriga parallel ravishda ko'chiramiz.

38.2-misol. 38.2-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizmning kinematik tahlilini ko'rib chiqamiz. Boshlang'ich ma'lumotlar: krivoship uzunligi l_{AB} , shatun uzunligi l_{BC} , krivoship burchak tezligi $\omega_1 = \text{const}$. Berilgan mexanizm uchun bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklari aniqlansin.

Yechish: Eng avvalo mexanizm tasvirini berilgan kattaliklar orqali chizib olamiz. Buning uchun mexanizm tasviri mashtabini tanlab olamiz:

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{AB}, \left[\frac{m}{mm} \right],$$



38.2-chizma.

bu yerda, l_{AB} — mexanizmning boshlang'ich bo'g'inining haqiqiy o'lchami, m ; AB — mexanizmning boshlang'ich bo'g'inining chizmadagi o'lchami, mm .

So'ngra mexanizm bo'g'inlarining chizmadagi qiymatlarini topamiz.

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, [mm]; \quad BC = \frac{l_{BC}}{\mu_l}, [mm].$$

Mexanizm tasvirini chizish uchun qog'oz sathida biron-bir A nuqtani tanlab olib, radiusi AB ga teng bo'lgan aylana chizamiz.

Ushbu chizilgan aylana yoyi ustida B nuqtani tanlab olib, BC radius bilan yoy chizamiz va bu yoyini A nuqtadan o'tuvchi gorizantal chiziq bilan kesishtiramiz. Natijada mexanizm C nuqtasini hosil qilamiz (38.2-chizma, a).

Hosil bo'lgan C nuqtaga mexanizm porshenining markazini joylashtiramiz.

Mexanizm krivoshipi AB ning aylanish yo'nalishi soat ko'rsatkichi yo'nalishi bilan bir xil bo'lsin. U holda B nuqtaning tezligi quyidagicha bo'ladi.

$$v_B = \omega_1 \cdot l_{AB} = \omega_1 \cdot AB \cdot \mu_l, \quad [m/s].$$

bu yerda, $v_B - B$ nuqtaning chizikli tezligi, $[m/s]$; μ_l - mexanizm tasvirining masshtabi, $[m/mm]$. So'ngra mexanizmning C nuqtasi uchun tezlikning vektorial ifodasini yozamiz:

$$\bar{v}_C = \bar{v}_B + \bar{v}_{CB}.$$

Bu tenglamada ikkita noma'lumlar mavjud bo'lib, ular C nuqtaning tezligi v_C hamda C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezligi v_{CB} laridir. Lekin bu tezliklarning yo'nalishlari ma'lumdir, ya'ni v_C Ax o'qi bo'ylab, v_{CB} esa BC ga perpendiklyar yo'nalgandir. Bu masalani echishni tezliklar rejasini qurish orqali bajaramiz. Buning uchun qog'oz sathida biron-bir p nuqtani tanlaymiz (38.2-chizma, b). Tanlangan p nuqtadan B nuqtaning v_B tezligini (pb) o'ziga parallel ravishda μ_v masshtabida yurgizamiz, ya'ni $pb = v_B / \mu_v$ bo'ladi.

Bunda $\mu_v = \frac{v_B}{pb} = \frac{v_1 \cdot \omega_1 \cdot \mu_l}{pb}, \quad \left[\frac{m/s}{mm} \right]$ - tezliklar masshtabi.

Hisoblashlarni murakkablashtirmaslik uchun $pb = AB$ deb qabul qilamiz, u holda $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ bo'ladi (38.2-chizma, b).

So'ngra b nuqtadan tezlik v_{CB} ning yo'nalishi bo'yicha va p nuqtadan esa tezlik v_C ning yo'nalishi bo'yicha chiziq chizamiz. Bu chiziq C nuqtada o'zaro kesishib, Δpbc hosil qiladi. Hosil bo'lgan shakl, mexanizmning tezliklar rejasini deyiladi.

Mexanizm tasviridagi A nuqta qo'zg'almas bo'lganligi uchun u nuqtaning tezligini ko'rsatuvchi a nuqta p nuqta bilan ustma-ust tushadi.

Shatun BC ning burchak tezligi ω_2 tezliklar rejasi orqali aniqlanadi. Uning kattaligi $\omega_2 = \omega_1 \cdot \frac{bc}{BC}$, yo'nalishi esa tezliklar rejasidagi bc kesmaning yo'nalishi mexanizmning C nuqtasiga olib kelish orqali topiladi.

39-§. TEZLANISHLAR REJASI ORQALI MEXANIZM BO'G'INLARI VA NUQTALARINING TEZLANISHLARINI ANIQLASH

Tezlanishlar rejasi, xuddi tezliklar rejasiga o'xshab quriladi. Tezlanishlar rejasining xossalari tezliklar rejasi xossalari bilan bir xildir, faqat tezlanishlar rejasida nisbiy tezlanishlar manzarasi bo'g'inning tasviri bilan biron bir burchak ostida joylashgandir.

Bu burchak qiymati

$$\delta = \arctg\left(\frac{\varepsilon}{\omega^2}\right)$$

bu yerda, ε – bo'g'inning burchak tezlanishi; ω – bo'g'inning burchak tezligi.

Tezlanishlar rejasini qurishni yuqoridagi 38.1-chizmada ko'rsatilgan mexanizm uchun ko'rib chiqamiz.

Ma'lumki, bu mexanizm uchun uning kinematik tasviri, tezliklar rejasi qurilgan (38.1-chizma, b). B nuqtaning tezlanishi

$$a_B = \frac{v_B^2}{r_{AB}}$$

bo'ladi va B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi, chunki AB bo'g'inning burchak tezligi $\omega_1 = const$ bo'lgani uchun uning burchak tezlanishi $\varepsilon_1 = 0$ bo'ladi, ya'ni B nuqtaning tezlanishi faqat markazga intilma tezlanishdan iboratdir. Ma'lumki, A va D nuqtalar qo'zg'almas bo'lganligi uchun $a_A = a_D = 0$ bo'ladi. C nuqtaning tezlanishini topish uchun vektor tenglamasidan foydalanamiz.

$$\begin{aligned} \vec{a}_C &= \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^t \\ \vec{a}_C &= \vec{a}_D + \vec{a}_{CD}^n + \vec{a}_{CD}^t \end{aligned} \quad (39,1)$$

bu yerda, $\bar{a}_C - C$ nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_B = \omega_1^2 \cdot l_{AB} - B$ nuqtaning markazga intilma tezlanishi; $\bar{a}_{CB}^n = \omega_2^2 \cdot l_{BC} - C$ nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, u BC ga parallel yo'nalgan bo'ladi; $\bar{a}_{CB}^t - C$ nuqtaning B nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikulyar holda yo'nalganligi ma'lum; $\bar{a}_D = 0 - D$ nuqtaning tezlanishi; $\bar{a}_{CD}^n = \omega_3^2 \cdot l_{CD} - C$ nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi markazga intilma tezlanishi, son qiymati ma'lum, yo'nalishi CD ga parallel bo'ladi; $\bar{a}_{CD}^t - C$ nuqtaning D nuqtaga nisbatan aylanma harakatidagi urinma tezlanishi, uning son qiymati noma'lum, lekin BC ga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi (38.1-chizma, d).

Yuqorida ko'rsatilgan (39.1) tenglamalarni chizig'iy ravishda birga yechib, tezlanishlar rejasini quramiz. Buning uchun chizma qog'oz sathida ixtiyoriy π nuqtani tanlab olib, undagi πb kesmani B nuqtadan A nuqtaga qaratib qo'yamiz. Bu kesma tezlanishlar rejasi masshtabi μ_a da B nuqta tezlanishiga mos keladi. Tezlanishlar masshtabi quyidagicha aniqlanadi:

$$\mu_a = \frac{a_B}{\pi b} = \frac{\omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l}{\pi b}, \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right],$$

bu yerda, πb kesma ixtiyoriy kesmadir, uni $\pi b = AB$ deb tanlab olinsa maqsadga muvofiq bo'ladi, u holda

$$\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l, \left[\frac{m}{s^2 \cdot mm} \right]$$

bo'ladi. Tezlanishlar rejasidagi bn_{CB} kesmaning qiymatini topamiz.

$$bn_{CB} = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{(bc)^2}{BC}$$

va bu kesmani b nuqtadan BC ga parallel qilib chizamiz. n_{CB} nuqtaning uchidan \bar{a}_{CB}^t urinma tezlanishning yo'nalishini CB ga perpendikulyar qilib o'tkazamiz.

Endi (39.1) tenglamaning ikkinchisini yechamiz, buning uchun π nuqtaga D nuqtaning tezlanishi $a_D = 0$ ni qo'yamiz. Bu nuqta π bilan ustma-ust tushadi. Tezlanishlar rejasidagi d nuqtadan a_{CD}^n tezlanishning rejadagi qiymatini tezlanishlar masshtabiga bo'lib,

$$dn_{CD} = \frac{a_{CD}^n}{\mu_a} = \frac{(dc)^2}{DC}$$

DC ga parallel qilib yurgizamiz. So'ngra n_{CD} nuqtadan CD ga perpendikulyar chiziq chizamiz. Bu chiziq \bar{a}_{CD}^t ning yo'nalishi bo'ladi. CB va CD larga perpendikulyar bo'lgan chiziqning o'zaro kesishuvidan hosil bo'ladigan C nuqta istalgan nuqta bo'ladi hamda πc kesma C nuqtaning tezlanishini ifodalaydi. Hosil bo'lgan shakl tezlanishlar rejasini deyiladi. Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirsak a_{CB} tezlanish hosil bo'ladi.

M nuqtaning tezlanishini aniqlash uchun tezlanishlar rejasidagi bc kesmada ΔBCM ga o'xshash bo'lgan Δbcm ni chizamiz va πm kesma izlangan tezlanishning qiymatini beradi. Δbcm ni qurish quyidagicha olib boriladi: BC tomonga tezlanishlar rejasidagi bc kesmaga teng bo'lgan Bc kesmani qo'yamiz va c nuqtadan CM ga parallel bo'lgan chiziq chizamiz. Bu chiziqning BM bilan kesishgan nuqtasi ΔBcm ni m nuqtasi bo'ladi. Mexanizm tasviridagi ΔBcm ga teng bo'lgan Δbcm ni qurish sirkul yordamida bajariladi. Natijada ΔBCM ga o'xshash bo'lgan Δbcm yasaladi.

Ikkinchi bo'g'inning burchak tezlanishini aniqlaymiz.

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{CB}^n}{l_{CB}} = \frac{(n_{CB} \cdot c) \cdot \mu_a}{CB \cdot \mu_l} \cdot \left[\frac{1}{s^2} \right].$$

Burchak tezlanishi ε_2 ning yo'nalishini ko'rsatish uchun $n_{CB}c$ kesmani o'z yo'nalishi bilan mexanizmning C nuqtasiga olib kelimiz. Shaklda ko'rinishicha ω_2 va ε_2 lar bir-biriga qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgandir.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, M nuqta traektoriyasining egrilik radiusini topamiz. Buning uchun tezlanishlar rejasidagi π nuqtadan pm ga, ya'ni M nuqtaning tezligiga perpendikulyar chiziq yurgizamiz va tezlanishlar rejasidagi m nuqtadan tezliklar rejasidagi pm ga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziqlar o'zaro n_3 nuqtada kesishadi. Tezlanishlar rejasidagi πn_3 kesma M nuqtaning markazga intilma tezlanishi, $n_3 m$ kesma esa M nuqtaning urinma tezlanishini beradi.

Agarda nuqta biron bir egri chiziq bo'ylab harakat qilayotgan bo'lsa, u holda uning egrilik radiusi quyidagicha bo'ladi:

$$\rho = \frac{v_M^2}{a_M^n} = \frac{(pm \cdot \mu_v)^2}{\pi n_3 \cdot \mu_a}$$

Agarda $\mu_v = \omega_1 \mu_l$ va $\mu_a = \omega_1^2 \mu_l$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda

$$\rho = \frac{(pm)^2}{\pi n_3} \mu_l, [mm].$$

Demak, egrilik radiusining chizmadagi kattaligi $(pm)^2 / \pi n_3$ ga tengdir. Uzunligi $(pm)^2 / \pi n_3$ ga teng bo'lgan kesmani M nuqtadan πn_3 ga parallel qilib qo'yib egrilik markazi O ni topamiz va $(pm)^2 / \pi n_3$ radius oqqali aylana chizib, M nuqtaning yo'l chizig'i egrilik aylanasini topamiz.

38.2-chizmada keltirilgan krivoship-shatunli mexanizm uchun tezlanishlar rejasini qurishni ko'rib chiqamiz.

Eng avvalo B nuqtaning tezlanishini aniqlaymiz. Masalaning shartiga binoan $\omega_1 = \text{const.}$ bo'lganligi uchun B nuqtaning tezlanishini quyidagicha bo'ladi.

$$\bar{a}_B = \bar{a}_B^t + \bar{a}_B^n,$$

bu yerda, $a'_E = \omega_1^2 \cdot l_{AB} = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l$ - markazga intilma tezlanish bo'lib, yo'nalishi B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi; $\bar{a}_B^r = 0$, chunki $\varepsilon_1 = d\omega_1/dt = 0$.

Mexanizmining C nuqtasini tezlanishini topish uchun quyidagi vektor tenglamalardan foydalanamiz.

$$\bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB} = \bar{a}_B + \bar{a}_{CB}^r + \bar{a}_{CB}^n,$$

bu yerda, $a_B = a_B^n = \omega_1^2 \cdot AB \cdot \mu_l$ - B nuqtaning A nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi; \bar{a}_{CB}^r - C nuqtaning B nuqtaga nisbatan tangentsial tezlanishi bo'lib, uning son qiymati noma'lum bo'lib, yo'nalishi esa BC ga perpendikulyardir; \bar{a}_{CB}^n - C nuqtaning B nuqtaga nisbatan markazga intilma tezlanishi bo'lib, uning son qiymati $a_{CB}^n = [(bc)^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_l] / BC$ ga teng bo'lib, C nuqtadan B nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi.

Mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishini topish uchun tezlanishlar rejasini quramiz (38.2-chizma, d). Buning uchun qog'oz sathidan π nuqtani tanlaymiz. Ushbu nuqtadan B nuqtaning tezlanishi πb ni yurgizamiz. Bu kesma AB ga parallel bo'ladi va B nuqtadan A nuqtaga qarab yo'nalgan bo'ladi. Uning uzunligi ixtiyoriy bo'lganligi uchun AB ga teng deb olish maqsadga muvofiqdir. So'ngra b nuqtadan a_{CB}^n ni ifodalovchi kesma bn ni BC ga parallel qilib, C nuqtadan B nuqtaga qaratib yo'naltiramiz. Bu kesmaning qiymati quyidagicha bo'ladi.

$$bn = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{(bc)^2 \cdot \omega_1^2 \cdot \mu_l}{BC \cdot \mu_a} = \frac{(bc)^2}{BC},$$

bu yerda, $\mu_a = \omega_1^2 \cdot \mu_l$ - tezlanishlar rejasining masshtabi.

So'ngra n nuqtadan a_{CB}^r tezlanishning yo'nalishini yurgizamiz, uning yo'nalishi BC ga perpendikulyar bo'ladi. C nuqtaning tezlanishi Ax o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Shuning uchun π nuqtadan Ax o'qiga parallel chiziq o'tkazamiz. Bu chiziq o'zaro kesishib, c nuqtani beradi. Hosil bo'lgan πbc shakl tezlanishlar rejasini deyiladi. Tezlanishlar rejasidagi b va c nuqtalarni birlashtirib C nuqtaning B nuqtaga nisbatan nisbiy tezlanishi a_{CB} ni olamiz.

Tezlanishlar rejasidan foydalanib, C nuqtaning B nuqtaga nisbatan burchak tezlanishi ε_2 ning yo'nalishini topish mumkin. Buning uchun tezlanishlar rejasidagi nc kesmani yo'nalishini C nuqtaga olib kelish kifoyadir. Uning son qiymati $\varepsilon_2 = \frac{nc}{BC} \cdot \omega_1^2$ ga teng bo'ladi.

40-§. MEXANIZMLARNI KINEMATIKASINI EHM YORDAMIDA HISOBLASH

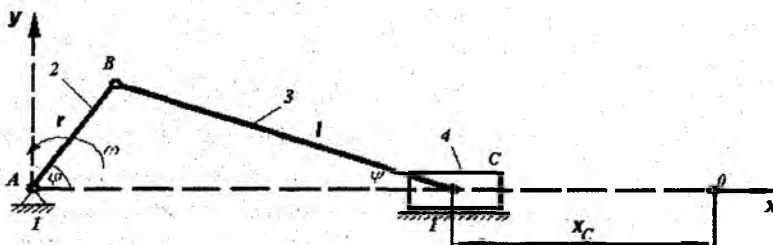
Mexanizmlar kinematikasini analitik usulda hisoblash katta aniqliklarda yechiladi, lekin EHM yordamisiz ushbu masalalarni hal qilib bo'lmaydi. Shuning uchun mexanizmlarni analitik hisoblashni bir necha mexanizmlarni yechish misollarida keltirib o'tamiz.

40.1-misol. 40.1-chizmada ko'rsatilgan mexanizمنىng porsheni C nuqtasi kinematik parametrlari aniqlansin. Buning uchun EHM yordamida aniqlash uchun «Qbasic» tilida dastur yaratamiz.

Yechish. Porshen C nuqtasining yo'l harakati tenglamasini keltirib chiqaramiz. 40.1-chizmaga binoan,

$$x_C = r + l - (r \cos \varphi + l \cos \psi)$$

bu erda $\lambda = r/l$ deb belgilash kiritib, ba'zi bir matematik o'zgartirishlar kiritib quyidagini olamiz.



40.1-chizma.

$$x_C = r \left[\left(1 + \frac{\lambda}{4} \right) - \left(\cos \varphi + \frac{\lambda}{4} \cdot \cos 2\varphi \right) \right], \quad (40.1)$$

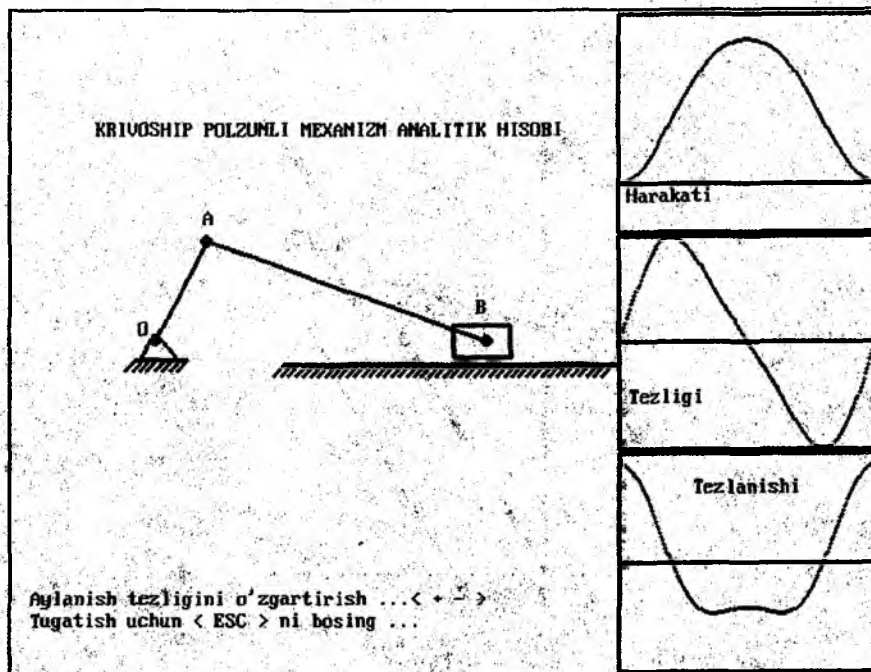
bu yerda, x_C – porshenning ko‘chishi; r – krivoship uzunligi, l – shatun uzunligi, φ – krivoship burilish burchagi.

Porshen C nuqtasining tezlik va tezlanish analogi quyidagi tenglamalar orqali hisoblab topiladi.

$$v_C = \frac{dx_C}{dt} = r \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\varphi \right) \quad (40.2)$$

$$a_C = \frac{d^2x_C}{dt^2} = r(\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi), \quad (40.3)$$

Mexanizmning porsheni C nuqtasi kinematik parametrlari (40.1), (40.2) va (40.3) formulalar orqali aniqlanadi va ularni hisoblash uchun «Qbasic» tilida EHM dasturi darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan. Dasturni ishlatish orqali quyidagi natijalarni olinadi (40.2-chizma).



40.2-chizma.

40.2-misol: 40.3-chizmada keltirilgan kulusali mexanizmning kulisa 3 uchun buralish burchagi φ , burchak tezligi ω , burchak tezlanishi ε larni topish talab qilinadi.

Berilganlar $l_{AC} = a$, $l_{AB} = r$.

Yechish: 3-bo'g'in Oy o'qi bilan tashkil etuvchi burchagi φ ni aniqlaymiz.

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{r \sin \alpha}{a + r \cos \alpha}$$

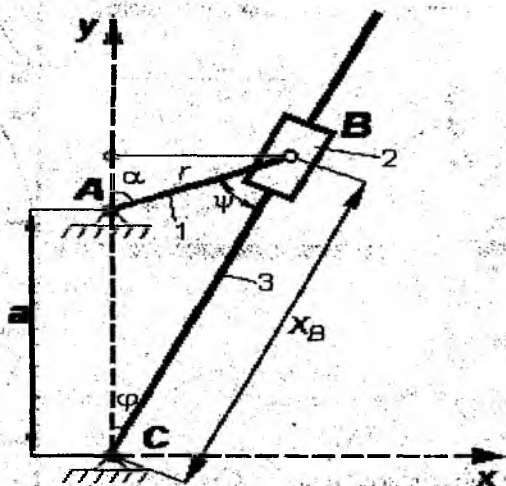
$\lambda = \frac{a}{r}$ deb belgilash kiritib,

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left(\frac{r \sin \alpha}{a + r \cos \alpha} \right) \quad (40.4)$$

olamiz.

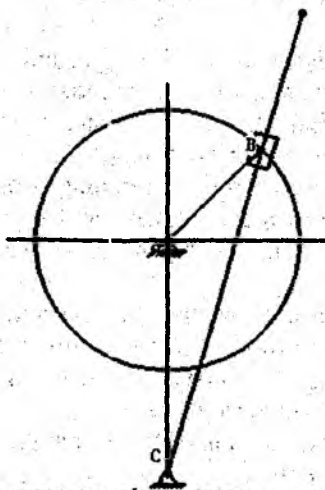
$$\frac{d\alpha}{dt} = \omega_1 \text{ va } \frac{d\varphi}{dt} = \omega_3$$

ekanligidan

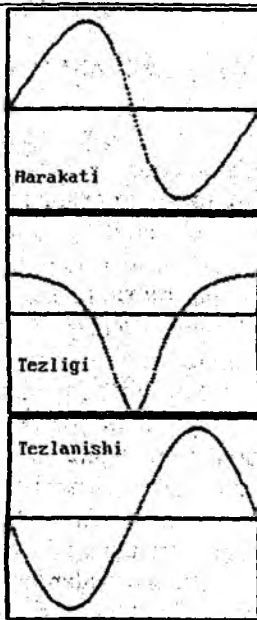


40.3-chizma.

KULISALI MEKANIZMNI ANALITIK USULDA HISOBLASH



Aylanish tezligini o'zgartirish ... < + - >



$$\omega_3 = \omega_1 \frac{1 + \lambda \cos \alpha}{1 + 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2} \quad (40.5)$$

40.4-chizma..

$\omega_1 = const$ bo'lgani uchun $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt} = 0$ ekanligini e'tiborga olib, quyidagini olamiz:

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{\lambda(1 + \lambda^2) \sin \alpha}{(1 + 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2)^2} \quad (40.6)$$

Yuqoridagi (40.4), (40.5) va (40.6) tenglamalarni yechish uchun «Qbasic» tilida EHM uchun dastur yaratilgan hamda ushbu darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan. Dasturni ishlatish orqali quyidagi natijalarni olinadi (40.4-chizma).

IX BOB. MEXANIZMLAR DINAMIKASI

41-§. MEXANIZMLAR DINAMIKASINING ASOSIY MASALALARI

Biz hozirga qadar mexanizmlar harakatini o'rganganimizda, bu harakatlarni vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olmasdan, mexanizm bo'g'inlarining harakatini uning yetaklovchi bo'g'ini harakatiga muvofiq ravishda tekshirib chiqdik.

Endi «Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy qismi bo'lgan mexanizmlar dinamikasi, ya'ni mexanizmlar harakatini vujudga keltirgan kuchlar va momentlarni e'tiborga olgan holda tekshirishga o'tamiz.

Mexanizmlar dinamikasi asosan ikki xil masalani hal qiladi.

a) Mexanizmga, uning bo'g'inlariga, kinematik juftlariga tashqi kuchlarning, ishqalanish kuchlarining va inersiya kuchlarining ta'sirini hamda bu ta'sirlarni kamaytirish uslublarini o'rgatadi.

b) Berilgan kuchlar ta'siri ostida mexanizmlarning harakat tartibini va uni amalga oshirish uslublarini o'rganadi.

Bu masalalardan birinchisi mexanizmga ta'sir qiluvchi noma'lum tashqi kuchlarni, kinematik juftlarda hosil bo'ladigan ichki ta'sir kuchlarini topishni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi.

Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlarga gaz yoki suyuqlikning porshenga bergan bosimi (ichki yonish dvigateli, par bilan ishlovchi yuritgich, havo qisgich) elektr yuritgich rotoridagi burovchi moment va hokazolar kiradi.

Ba'zi bir kuchlar mexanizm harakati natijasida paydo bo'ladi, ya'ni inersiya kuchlarining ta'siri ostida paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlar, ishqalanish kuchlari, muhitning qarshilik kuchlari va hokazolardir.

Ba'zan mexanizmga ta'sir qiluvchi tashqi kuch va bo'g'inlarning harakat qonunlari berilgan bo'ladi, bunday hollarda mexanika qonunlariga asoslanib qolgan kuchlarni topish mumkin. Mexanizmlar dinamikasining bu muammosiga, mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlarni hisoblash deb ataladi.

Mexanizm harakati vaqtida hosil bo'ladigan inersiya kuchlari va bu kuchlar ta'sirida kinematik juftlarda paydo bo'ladigan qo'shimcha bosimlarni kamaytirish uslublariga mexanizmlarni muvozanatlash deyiladi.

Mexanizmlar dinamikasining ikkinchi masalasi mexanizm va mashinalar harakatini ma'lum tartibda saqlab turish uchun kerak

bo'ladigan quvvatni aniqlashni o'z oldiga maqsad qilib qo'yadi. Bu masala mexanizm va mashinalar harakatining haqiqiy mohiyatini va uni ma'lum tartibda boshqarish uslublarini qarab chiqadi.

42-§. MEXANIZM BO'G'INLARIGA TA'SIR QILUVCHI KUCHLAR. INERSIYA KUCHLARI VA MOMENTLARI

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar tabiatan ikki xil bo'ladi: tashqi kuchlar va ichki kuchlar.

Tashqi kuchlar – harakatlantiruvchi kuchlar, qarshilik kuchlari, og'irlik kuchlari va hokazolar.

Ichki kuchlar – kinematik juftlardagi reaksiya kuchlari, ishqalanish kuchlari va hokazolar.

Mexanizmga ta'sir qiluvchi kuchlar o'zlarining ta'sir mohiyatiga qarab quyidagicha bo'ladi:

a) Mexanizm harakatini tezlashtiruvchi kuchlarga *harakatlantiruvchi kuchlar deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari musbat bo'ladi.

b) Mexanizm harakatini kamaytiruvchi kuchlarga *qarshilik kuchlari deyiladi*. Bu kuchlarni bajargan ishlari manfiy bo'ladi. Bu kuchlar o'z navbatida foydali va foydasiz qarshilik kuchlariga bo'linadi.

Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni ta'minlash uchun sarflansa, bunday kuchlarga *foydali qarshilik kuchlari deyiladi*. Bajargan ishi biron bir texnologik jarayonni ta'minlovchi foydali qarshilikka qo'shimcha ravishda sarflansa, bunday kuchlarga *foydasiz qarshilik kuchlari deyiladi*.

Harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish sarflangan ish deyiladi, foydali qarshilik kuchlari bajargan ish *foydali ish deyiladi*, foydasiz kuchlar bajargan ish esa *zararli ish deyiladi*.

Yuqorida ko'rib o'tilgan kuchlarni hisoblash va ularning kinematik juftlarga ta'sirini ko'rsatish mexanizmlar dinamikasining asosiy masalasidan biridir. Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlarni hisoblash uchun tashqi kuchlar va bo'g'inlarni harakat qonunlari ma'lum bo'lishi kerak. Masalani yoritish uchun qattiq jismning muvozanati shartini eslaylik (buni *Dalamber tamoyili deyiladi*).

Bu tamoyilni mexanizmlarga tatbiq etsak, unga quyidagi ta'rifni berish mumkin: agarda harakatlanayotgan mexanizmga ta'sir etuvchi kuchlar ichiga inersiya kuchlarini qo'shib qaralsa bunday mexanizمنى shartli ravishda muvozanat holatda deb qabul qilishi mumkin.

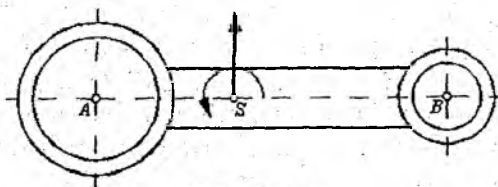
Berilgan kuchlarga inersiya kuchlarini qo'shib hisoblash *kinetostatik hisoblash deyiladi*.

Ma'lumki, mexanizm bo'g'ini murakkab ravishda harakatlanayotgan bo'lsa, u holda uning og'irlik markaziga qo'yilgan inersiya kuchi F_u va inersiya kuchlarining momenti M_u lar mavjud bo'ladi. F_u kuch quyidagi formula bilan topiladi:

$$\bar{F}_u = -m\bar{a}_S, \quad (42.1)$$

bu yerda, $\bar{F}_u - AB$ bo'g'in inersiya kuchlarining vektori, N ; m - bo'g'inning massasi, kg ; \bar{a}_S - og'irlik markazi tezlanishi vektori, m/s^2 .

Mexanizm bo'g'inining inersiya kuchini hisoblashni ko'rsatilgan bo'g'in uchun olib boramiz (42.1-chizma).



42.1-chizma.

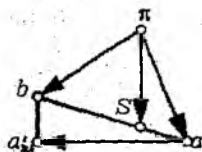
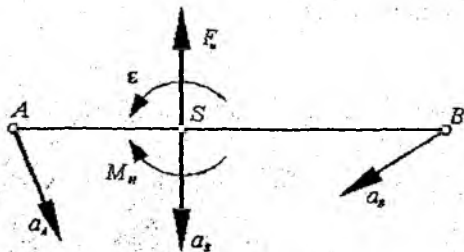
AB bo'g'inining A va B nuqtalari tezlanishlari mos ravishda a_A va a_B bo'lsin. Tezlanishlar rejasida ularga mos keluvchi kesmalar πa va πb bo'lsin.

Bo'g'inning og'irlik markazining tezlanishini topish uchun a va b nuqtalarni birlashtiramiz va bu kesmada S nuqtaning holatini quyidagi formula orqali aniqlaymiz.

$$a_S = \frac{AS \cdot ab}{AB}$$

Hosil bo'lgan S nuqtani π bilan birlashtirib S nuqtaning to'la tezlanishini hosil qilamiz (42.2-chizma).

$$a_S = \pi S \cdot \mu_a$$



a)

b)

42.2-chizma.

Inersiya kuchi $F_u = -ma_S$ bo'ladi va S nuqtaning tezlanishi a_S ga parallel hamda qarama-qarshi tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi.

Inersiya kuchlaridan hosil bo'lgan moment burchak tezlanishi ε ga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

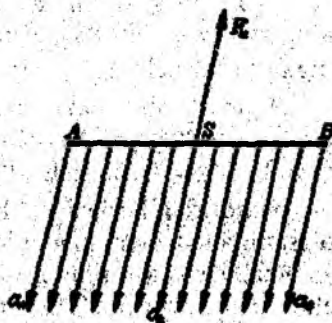
$$\bar{M}_u = -I_C \bar{\varepsilon}$$

bu yerda, I_C — bo'g'inning og'irlik markazi orqali o'tuvchi va harakat tekisligiga perpendikulyar bo'lgan o'qqa nisbatan olingan inersiya momenti; ε — bo'g'inning burchak tezlanishi bo'lib uning qiymati quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$|\varepsilon| = \frac{a_{AB}^t}{l_{AB}} = \frac{(n_{AB} b) \mu_a}{AB \mu_l} \quad [s^{-2}]$$

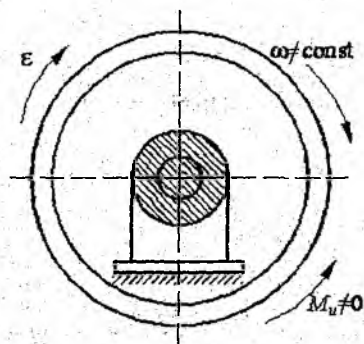
yo'nalishi esa $n_{AB} b$ kesma orqali aniqlanadi.

Bo'g'inning harakatidagi ba'zi bir holatlarni ko'rib chiqamiz.

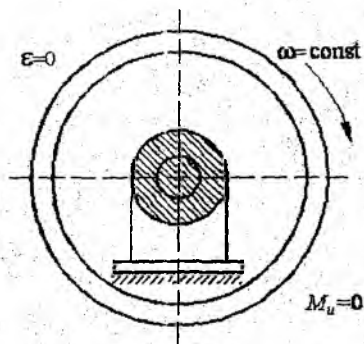


42.3-chizma.

Agar bo'g'in faqat ilgariylanma harakat qilsa (42.3-chizma), u holda bu bo'g'inning burchak tezlanishi $\varepsilon = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_u \neq 0$, $M_u = 0$ bo'ladi.



42.4-chizma.



42.5-chizma.

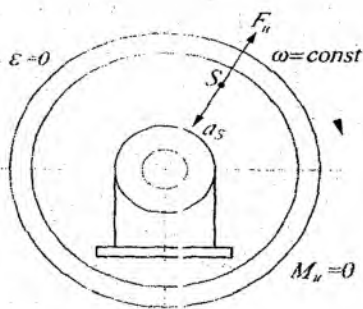
Agar bo'g'in faqat aylanma harakat qilsa (42.4-chizma), u holda bu bo'g'inning og'irlik markazi uning aylanish o'qining ustida yotganligi uchun $a_S = 0$ bo'ladi, ya'ni $F_u = 0$, $M_u \neq 0$ bo'ladi.

Agar bo'g'in bir tekis aylanma harakat qilsa (42.5-chizma), ya'ni $\omega = const$ bo'lsa, u holda bo'g'inning og'irlik markazi ustida yotgan holat uchun $F_u = 0$, $M_u = 0$ bo'ladi.

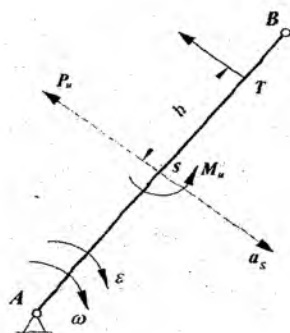
Agarda bir tekis aylanma harakat qilayotgan bo'g'inning og'irlik markazi S aylanish o'qida yotmagan bo'lsa, u holda $F_u \neq 0$, $M_u = 0$ bo'ladi (42.6-chizma).

Yuqoridagilardan ko'rinib turibdiki, 42.5-chizmada ko'rsatilgan tasvir eng ideal holatdir. Mashinalarni loyihalashda aylanma harakat qiluvchi bo'g'inlar harakatini shu holatga olib kelish maqsadga muvofiqdir.

Ba'zi bir ilmiy-tekshirish ishlarida inersiya kuchlari momenti M_u ni inersiya kuchi F_u bilan almashtirish maqsadga muvofiq bo'ladi. Bu muammoni hal qilishda bir necha uslublar mavjud bo'lib, ulardan eng yaqqol va aniq uslub bo'lgan qo'shimcha momentlar uslubidan foydalanamiz.



42.6-chizma.



42.7-chizma.

42.7-chizmada ko'rsatilgan bo'g'inning markazga qo'yilgan inersiya kuchini o'ziga parallel ravishda biron T nuqtaga ko'chiramiz.

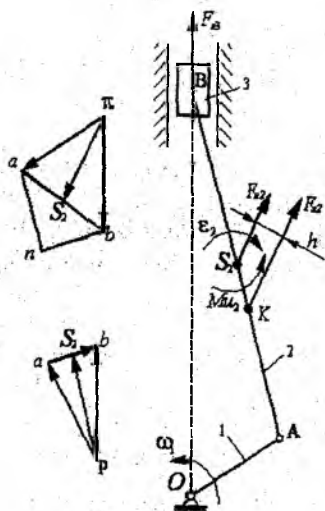
Mexanika qoidalariga muvofiq T nuqtaga ko'chirilgan F_u kuchi biron bir moment ($F_u \cdot h$) bilan birga ko'chadi. Agarda bu moment qiymatini $F_u \cdot h \cdot \mu_2 = M_u$ deb qabul qilsak, u holda

$$h = \frac{M_u}{P_u \cdot \mu_1} \quad (42.2)$$

ekanligi kelib chiqadi. Bu yerda, M_u — bo'g'in inersiya kuchlarining momenti, $N \cdot M$; P_u — bo'g'inning inersiya kuchi, N ; h — P kuchini ko'chirish kerak bo'lgan elka, MM ; μ_1 — mexanizm tasvirining masshtabi.

42.1-misol: 42.8-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizm bo'g'inlarining inersiya kuchlarini topamiz.

Mexanizm bo'g'inlarining o'lchamlari va bosh bo'g'inning burchak tezligi $\omega = const$ berilgan bo'lsin. Tezlik va tezlanishlar rejasini quramiz.



42.8-chizma.

1-bo'g'inni og'irlik markazi S_1 aylanish o'qi O bilan ustma-ust tushgan bo'lsin. U holda,

1-bo'g'in uchun:

$$F_{u_1} = 0, \quad M_{u_1} = 0.$$

2-bo'g'in uchun:

$$|F_{u_2}| = m_2 a_{S_2} = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a, \quad |M_{u_2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = \frac{nb \cdot \mu_a}{AB \cdot \mu_l} \cdot J_{S_2}$$

3-bo'g'in uchun:

$$|F_{u_3}| = m_3 a_B = m_3 \cdot \pi b \cdot \mu_a, \quad M_u = 0.$$

Inersiya kuchlari F_u va inersiya momentlari M_u larning yo'nalishlarini yuqoridagi mulohazalarga asosan ko'rib chiqamiz. 2-bo'g'inda S_2 nuqtadan h masofada A nuqta tomonga qarab biror-bir K nuqtani tanlaymiz va bu nuqtaga F_{u_2} kuchini o'z-o'ziga parallel holatda ko'chiramiz. (42.2) formulaga asosan

$$h = \frac{M_u}{F_u \cdot \mu_l}, \quad [mm] \quad (42.3)$$

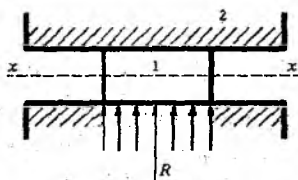
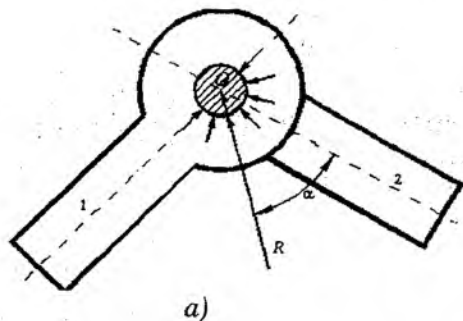
Bu topilgan K nuqta zarba markazi bo'ladi.

43-§. MEXANIZMLARNI KINETOSTATIK HISOBLASH. MEXANIZMNING KINEMATIK JUFTLARIDAGI REAKSIYA KUCHLARINI TOPISH

Mexanizmni kinetostatik hisoblashni kinematik juftlarda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlarini aniqlashdan boshlaymiz. Reaksiya kuchlari mexanizmning harakati jarayonida hosil bo'ladigan kuchlarni e'tiborga olgan holda hisoblanadi. Ma'lumki, mexanizm harakati jarayonida uning bo'g'inlarida inersiya kuchlari hosil bo'ladi.

Agarda mexanizmga berilgan tashqi kuchlarga (harakatlantiruvchi, qarshilik, og'irlik va muhitning qarshiligi va h.k.) inersiya kuchlarini qo'shib hisoblasak bunday hisob *kinetostatik hisob deyiladi*.

Ma'lumki, tekis mexanizmlarda P_4 va P_5 , ya'ni V va IV sinf kinematik juftlar mavjuddir. 43.1-chizmada V sinf kinematik juft va unda hosil bo'ladigan reaksiya kuchlari ko'rsatilgan.



43.1-chizma.

- a) aylanma harakat qiluvchi kinematik juft;
 b) ilgarilanma harakat qiluvchi kinematik juft;

43.1-chizma, a) dagi aylanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchi R ning va uning o'qiga nisbatan burchagi α ning qiymatlari noma'lumdir.

43.1-chizma, b) dagi ilgarilanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftda hosil bo'ladigan reaksiya kuchining qiymati R va u qo'yilgan nuqtaning koordinatasi noma'lumdir.

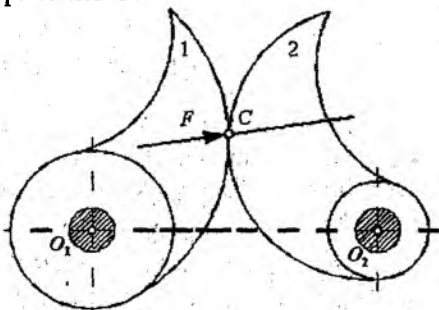
43.2-chizmada IV sinf oliy kinematik jufti ko'rsatilgan. Oliy kinematik juftda reaksiya kuchi bo'g'inlarning bog'lanish nuqtasi C ga qo'yiladi va ular umumiy normal $n-n$ bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. Demak, oliy kinematik juftlarda hosil bo'lgan reaksiya kuchlarining faqat qiymati noma'lumdir.

Shunday qilib, reaksiya kuchlarini hisoblash uchun V sinf quyi kinematik juftlarida ikkita noma'lum, IV sinf oliy kinematik juftlarida esa bitta noma'lumni topish kerak.

Agarda V sinf kinematik juftlar soni P_5 , IV sinf kinematik juftlar soni P_4 bo'lsa, u holda n ta bo'g'in uchun uchta muvozanat tenglamalarni yozish mumkin.

Mexanik sistemaning statik aniqligi shartiga ko'ra yozilgan tenglamalar soni noma'lumlar soniga teng bo'lishi kerak.

$$3n = 2P_5 + P_4 \quad (43.1)$$



43.2-chizma.

yoki

$$3n - 2P_5 - P_4 = 0.$$

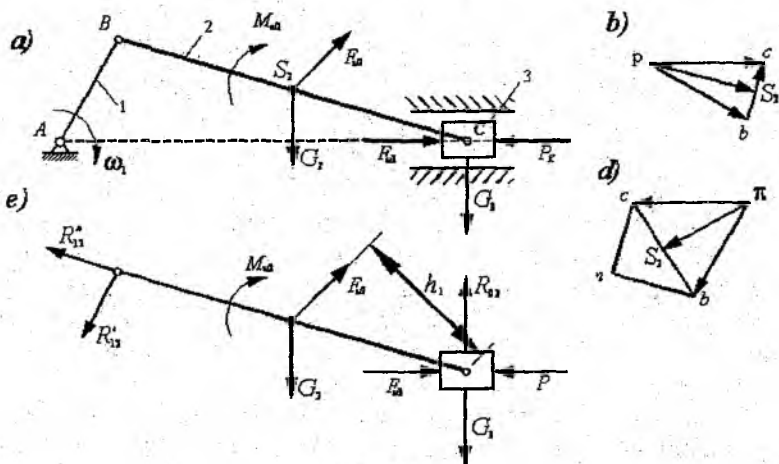
Lekin, oldingi paragrafdan bizga ma'lumki, har bir *IV* sinf oliy kinematik juftni *V* sinf quyi kinematik juft bilan almashirish mumkin. Shunday qilib,

$$3n - 2P_5 = 0$$

bundan

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (43.2)$$

Demak, mexanizm tarkibiga kiruvchi Assur guruhlar (43.1) va (43.2) larga binoan statik aniq sistema ekanligi ko'rinib turibdi.



43.3-chizma.

a) mexanizm tasviri; b) tezlik rejasi;
d) tezlanish rejasi; e) Assur guruhi.

43.3-chizmada ko'rsatilgan krivoship-shatunli mexanizmni kinetostatik hisoblash kerak bo'lsin. Berilganlar: mexanizmni bo'g'inlari, o'lchamlari, og'irliklari, yetaklovchi bo'g'in burchak tezligi ω_1 , uning holati φ_1 , qarshilik kuchi P_K .

Eng avvalo mexanizm bo'g'inlarining inersiya kuchlari F_u va bu kuchlarning momentlari M_u larni aniqlaymiz. Bu masala yuqorida ko'rib chiqilgani uchun ular ustida to'xtalmasdan tayyor

formuladan foydalanamiz. Avvalo tezlik va tezlanish rejalarini quramiz. So'ngra inersiya kuchlarini topamiz:

$$|F_{u_2}| = m_2 \cdot \pi S_2 \cdot \mu_a, \quad |F_{u_3}| = m_3 \cdot \pi c \cdot \mu_a, \quad |M_{u_2}| = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2$$

Bularni o'z yo'nalishlari bilan mexanizm tasviriga ko'chiramiz. Assur guruhini ajratib olib, unga topilgan va topilishi kerak bo'lgan kuchlar qiymatlarini qo'yamiz. 43.3-chizma, e) da ko'rsatilgan Assur guruhidagi A nuqtasiga ta'sir etuvchi kuchni qulaylik uchun ikkita tashkil etuvchiga ajratib olamiz R'_{12} , R''_{12} .

Agarda C nuqtaga nisbatan berilgan va noma'lum kuchlardan moment olib muvozanatlik shartini yozsak quyidagini olamiz,

$$\sum M_C = R'_{12} l_{BC} - M_{u_2} - F_{u_2} h_1 \mu_1 + Q_2 h_2 \mu_1 = 0 \quad (43.3)$$

bu yerdan,

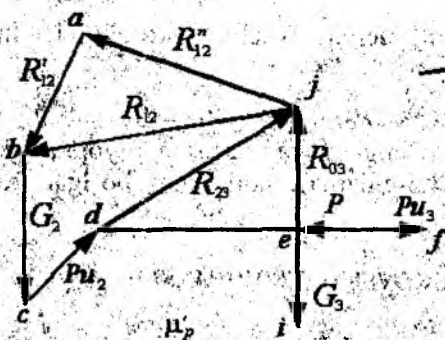
$$R'_{12} = \frac{M_{u_2} + F_{u_2} h_1 \mu_1 - Q_2 h_2 \mu_1}{l_{BC}} \quad (43.4)$$

Agarda (43.4) tehlamadan topilgan R'_{12} ning qiymati manfiy bo'lsa, u holda 43.3-chizmadagi R''_{12} ning yo'nalish ko'rsatkichini teskari tomonga qarab yo'naltirish kerak.

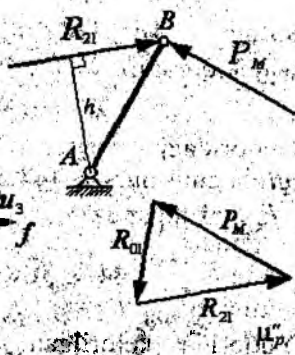
Assur guruhi uchun Dalamber tamoyiliga binoan quyidagicha yozamiz:

$$\vec{R}'_{12} + \vec{R}''_{12} + \vec{F}_{u_2} + \vec{Q}_2 + \vec{F}_{u_3} + \vec{P}_K + \vec{Q}_3 + \vec{R}_{03} = 0 \quad (43.5)$$

(43.5) ifoda kuchlar vektorlaridan tashkil topgan kuch ko'pburchagini yopiq kontur ekanligini ko'rsatadi.



43.4-chizma.



43.5-chizma.

Kuchlar ko'pburchagini qurish uchun kuchlar masshtabi μ'_p ni tanlab olamiz. Bu masshtabni qiymati ixtiyoriydir. Chizmalı qog'oz sathidan ixtiyoriy bir «a» nuqtani tanlab olamiz va bu nuqtadan barcha kattalıkları ma'lum bo'lgan kuchlarni μ_p masshtabda o'z yo'nalishlariga binoan qo'yib chiqamiz (*ab, bc, cd, df, fe, ei, ij*, 43.4-chizma). So'ngra kattaligi noma'lum bo'lgan R_{12}'' , R_{03} kuchlarni (ularni yo'nalishlari ma'lum) yo'nalishlari o'zaro kesishguncha davom ettirib yopiq kontur hosil qilamiz. Noma'lum kuchlar yo'nalishlari konturning yopiqlik shartidan kelib chiqadi. Ularni kattaligi mos kesmalarini μ_p ga ko'paytirish orqali topiladi. Shatun 2 ning porshen 3 ga ta'siri R_{23} ni porshen 3 ga ta'sir etuvchi kuchlar vektorlarining konturini yopib topish mumkin (*dj*). Katetlari R_{12}'' , R_{12}' kuchlardan tashkil topgan uchburchakning gipotenuzasi R_{12} ni beradi (*bj*). Yetaklovchi bo'g'in 1 ni hisoblaymiz. Buning uchun unga ta'sir etuvchi hamma kuchlarni μ''_p masshtabda, jumladan R_{12} reaksiya kuchini ham olib kelimiz (43.5-chizma). Bu kuchni o'ziga parallel lekin qarama-qarshi tomonga yo'naltiramiz. *A* nuqtada reaksiya kuchi R_{01} paydo bo'ladi. Demak, bu yerda noma'lumlar soni ikkitadir. Shuning uchun bu sistemani muvozanat holatiga keltirish uchun *B* nuqtasiga kattaligi noma'lum bo'lgan P_M kuchni 90° burchak ostida qo'yamiz. Uning kattaligi (43.6) tenglamadan topiladi.

$$P_M \cdot AB = R_{21} \cdot h \quad (43.6)$$

So'ngra *AB* bo'g'in uchun kuchlar ko'pburchagini μ''_p masshtabda quramiz.

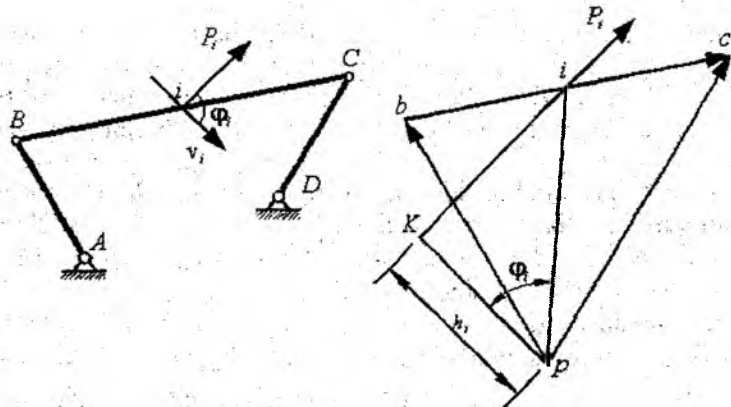
$$\overline{P_M} + \overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0. \quad (43.7)$$

Yuqoridagi vektor tenglamaga asosan yopiq kuchlar ko'pburchagini qursak (43.5-chizma), noma'lum bo'lgan reaksiya kuchi R_{01} ni topamiz.

44-§. JUKOVSKIY TEOREMASI

Yuqorida keltirilgan masalalarning ichida eng murakkab muammo bu berilgan kuchlarning quvvatini hisoblashdir. Bu muammoni Jukovskiyning «richagi» yordamida hisoblash hiyla

qulaylik tug'diradi. Berilgan mexanizm BC bo'g'inining i nuqtasiga P_i kuchi qo'yilgan bo'lsin (44.1-chizma).



a) 44.1-chizma

- a) sharnirli to'rt bo'g'inli mexanizm;
- b) burilgan tezliklar rejasini

Bu kuchning quvvati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_i = P_i \cdot v_i \cos \varphi_i \tag{44.1}$$

bu yerda, $\varphi_i - P_i$ va v_i lar orasidagi burchakdir.

Quvvat ifodasi (44.1) ni quyidagicha yozamiz:

$$N_i = P_i \cdot (pi) \cdot \mu_v \cdot \cos \varphi_i$$

P_i kuchini burilgan tezliklar rejasining i nuqtasiga ko'chiramiz. P_i kuchining yo'nalishiga p nuqtadan pK perpendikulyar tushiramiz.

ΔpKi dan

$$pK = h_i = (pi) \cos \varphi_i$$

$$N_i = P_i \cdot h_i \cdot \mu_v = M(P_i) \tag{44.2}$$

Yuqoridagi formula (44.2) dan shuni ko'rish mumkinki, berilgan kuchning quvvatini topish uchun eng avvalo burilgan tezliklar rejasini qurish lozim. So'ngra bu rejaning mos nuqtalariga kuchlarni o'z-o'ziga parallel holatda ko'chirib, tezliklar rejasining qutbi p ga nisbatan moment olish kerak. Bu momentning qiymati mexanizmga ta'sir etayotgan kuchning quvvatini beradi.

45-§. KELITIRILGAN KUCH (MOMENT) VA KELITIRILGAN MASSA (INERSIYA MOMENT)

Dinamika masalalarini hal qilishda ba'zan butun sistemani emas, balki biron bir bo'g'inni tekshirish qulaylik tug'diradi. Buning uchun mazkur bo'g'inni mexanizm tarkibidan ajratib olib unga mexanizm harakati holatidagi dinamik «sharoit» ni yaratish kerak bo'ladi.

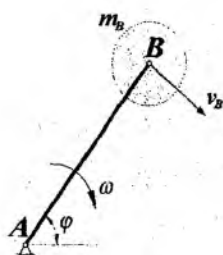
Ko'pincha bunday bo'g'in uchun aylanma harakat qiluvchi yetaklovchi bo'g'inni tanlash maqsadga muvofiq bo'ladi. Yuqorida qayd etilgan uslub kuchlarni (momentlarni) va massalarni (inersiya momentlarini) keltirish uslubi deyiladi.

A. Mexanizmga ta'sir etuvchi harakatlantiruvchi kuchlarni va momentlarni mos ravishda P_X va M_X deb, qarshilik kuchlari va momentlarini esa P_K va M_K deb belgilaymiz. Keltirilgan kuch (moment) qo'yilgan bo'g'in *keltirish bo'g'ini*, nuqta esa *keltirish nuqtasi* deyiladi.

Keltirish bo'g'iniga keltirilgan kuchning bajargan ishi yoki quvvati qolgan hamma kuchlarning bajargan ishi yoki quvvatlari yig'indisiga tengdir, ya'ni

$$A_{kel} = \sum A_i \text{ yoki } N_{kel} = \sum N_i \quad (45.1)$$

Keltirish bo'g'inining tasviri 45.1-chizmada keltirilgan.



45.1-chizma.

Agarda mexanizm bo'g'inlariga ta'sir etuvchi kuchlar B nuqtaga, momentlar esa A nuqtaga keltirilgan bo'lsa, u holda keltirilgan kuch va momentlar ta'rifiga ko'ra

$$N_{kel} = P_{kel} \cdot v_B = M_{kel} \cdot \omega, \quad (45.2)$$

bu yerda, P_{kel} - keltirilgan kuch;

M_{kel} - keltirilgan moment; v_B - keltirish nuqta tezligi; ω - keltirish bo'g'ining burchak teziigi.

Yuqoridagi (45.2) dan

$$P_{kel} = \frac{N_{kel}}{v_B} = \frac{\sum N_i}{v_B} \quad (45.3)$$

Berilgan kuchlar va momentlar quvvatlarining yig'indisi quyidagicha bo'ladi:

$$\sum N_i = \sum P_i \cdot v_i \cdot \cos \alpha_i + \sum M_i \omega_i, \quad (45.4)$$

bu yerda, $P_i - i$ bo'g'inga qo'yilgan kuch; $M_i - i$ bo'g'inga qo'yilgan moment; $v_i, \omega_i - i$ bo'g'inning chiziqli va burchak tezliklari; $\alpha_i - P_i$ va v_i orasidagi burchak.

(45.4) ning qiymatini (45.3) va (45.2) larga qo'ysak

$$P_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{v_B} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{v_B} \quad (45.5)$$

$$M_{kel} = \sum P_i \frac{v_i \cdot \cos \alpha_i}{\omega} + \sum M_i \cdot \frac{\omega_i}{\omega} \quad (45.6)$$

Yuqorida keltirilgan (45.5) va (45.6) lardan ko'rinadiki, keltirilgan kuch va keltirilgan momentlar mexanizmning holatlariga va mexanizm bo'g'inarining uzatish nisbatlariga bog'liqdir.

B. Keltirilgan massa va keltirilgan inersiya momentlarning kinetik energiyasi butun mexanizmning kinetik energiyalarining yig'indisiga teng.

Buning uchun eng avvalo mexanizmning kinetik energiyasini topamiz. Ixtiyoriy i bo'g'inning kinetik energiyasi quyidagicha bo'ladi:

$$T_i = \frac{1}{2} m_i v_i^2 + \frac{1}{2} I_i \omega_i^2, \quad (45.7)$$

bu yerda, $T_i - i$ bo'g'inning kinetik energiyasi; $m_i - i$ bo'g'inning massasi; $I_i - i$ bo'g'inning inersiya momenti; $v_i, \omega_i - i$ bo'g'inning chiziqli va burchak tezligidir.

(45.7) ifodaning yig'indisi mexanizmning to'la kinetik energiyasini beradi.

$$T = \sum T_i = \frac{1}{2} (\sum m_i v_i^2 + \sum I_i \omega_i^2)$$

Demak, keltirish bo'g'ini va keltirish nuqtasi uchun kinetik energiya ifodasi quyidagicha bo'ladi:

$$T_{kel} = \frac{1}{2} m_{kel} \cdot v^2, \quad T_{kel} = \frac{1}{2} I_{kel} \cdot \omega^2,$$

bu yerda, m_{kel}, I_{kel} - mos ravishda keltirilgan massa va inersiya momentlari; v, ω - keltirish nuqtasi va keltirish bo'g'inining chiziqli va burchak tezliklari.

U holda

$$m_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{v} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{v} \right)^2 \quad (45.8)$$

$$I_{kel} = \sum m_i \left(\frac{v_i}{\omega} \right)^2 + \sum I_i \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \quad (45.9)$$

Yuqoridagi (45.8) va (45.9) ifodalar keltirilgan massa va inersiya momentlarining ifodasidir, bular tezliklar nisbatining yoki uzatishlar nisbatining kvadratlariga bog'liqdir.

Keltirilgan massa va inersiya momentlari orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$I_{kel} = m_{kel} \cdot l_{AB}^2, \quad (45.10)$$

bu yerda, l_{AB} – keltirish bo'g'ini uzunligi.

46-§. MASHINALARNING MEXANIK XARAKTERISTIKASI

Mexanizmlar dinamikasini tekshirishda yuritgich mashinaning, ish bajaruvchi mashinaning har xil tezlikda qiladigan harakatiga mos keluvchi quvvatini bilish katta ahamiyatga egadir.

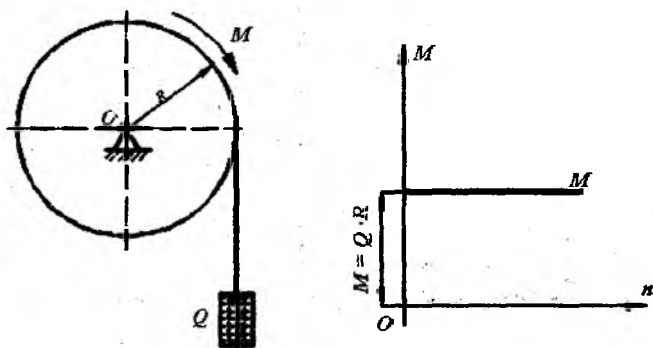
Yuritgich mashinaning yetaklanuvchi o'qidagi yoki ish bajaruvchi mashinaning yetaklovchi o'qidagi moment M yoki quvvat N ni bu o'qlarning burchak tezliklariga bog'liq holda o'zgarish chizig'i mashinalarning mexanik xarakteristikasi deyiladi. Shunday qilib, mashinalarning mexanik xarakteristikasi deb quyidagicha bog'lanishlarga aytiladi:

$$M = M(\omega), \quad M = M(n), \quad \text{yoki} \quad N = N(\omega), \quad N = N(n).$$

Quyida ba'zi bir mashinalarning mexanik xarakteristikasini ko'rib chiqamiz.

46.1-chizmada ko'rsatilgan yuritgichning mexanik xarakteristikasi quyidagiga teng bo'ladi:

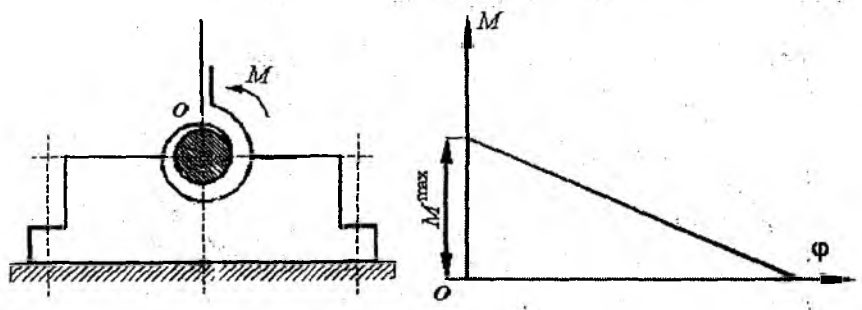
$$M = Q \cdot R = const.$$



46.1-chizma.

46.2-chizmada prujinali yuritgichning mexanik harakteristikasi keltirilgan.

$$M = M^{\max} - q \cdot b$$

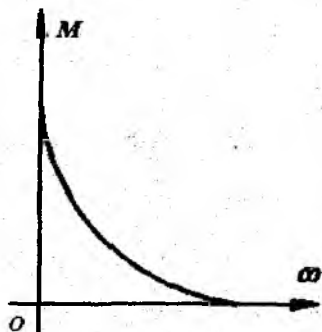


46.2-chizma.

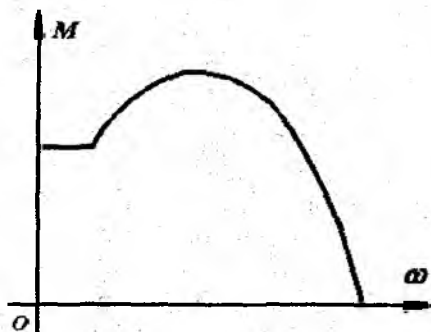
Elektr yuritgichlarning mexanik harakteristikasi 46.3-rasmda ko'rsatilgan.

46.4-chizma, a) da karbyuratorli ichki yonuv dvigateling mexanik harakteristikasi ko'rsatilgan

$$M_{dv} = M_{dv}(\omega).$$



a)

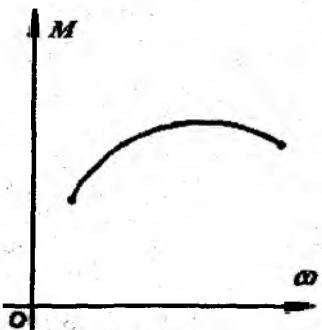


b)

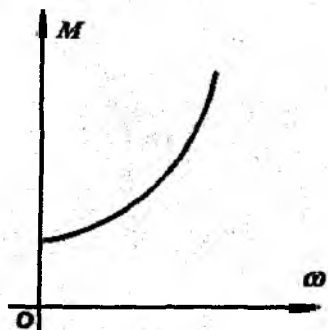
46.3-chizma.

- a) o'zgarmas tok bilan ishlovchi elektr yuritgich;
 b) o'zgaruvchan tok bilan ishlovchi elektr yuritgich.

46.4-chizma. b) da havo haydovchi ichki mashinaning (ventilyator) mexanik harakteristikasi ko'rsatilgan. Ishchi mashinalarda qarshilik kuchlarining burchak tezlik ω bilan bog'lanish funksiyasi ularning mexanik harakteristikasi bo'ladi.



a)



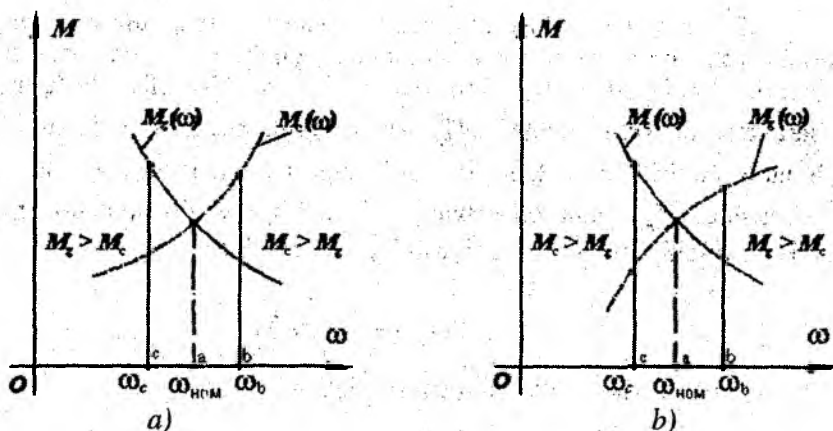
b)

46.4-chizma.

Mashinalar bir tekis ishlashi uchun dvigatellar bilan ishchi mashinalarning mexanik harakteristikasini to'g'ri tanlash muhim ahamiyatga egadir. Birgalikda ishlovchi mashinalarning mexanik harakteristikalarini ikki hil usulda tanlash mumkin.

46.5-chizma, a) da barqaror tartibda ishlaydigan yuritmaning mexanik xarakteristikasi tasviri ko'rsatilgan.

46.5-chizma, b) da beqaror tartibda ishlaydigan yuritmaning mexanik xarakteristikasi tasviri ko'rsatilgan.



46.5-chizma.

Barqaror tartibda ishlaydigan yuritma agarda ω ning qiymati $\omega = \omega_c < \omega_{\text{HOM}}$ bo'lsa, u holda $M_g > M_c$ bo'ladi va ortiqcha ΔM moment harakatini tezlashtirib $\omega = \omega_{\text{HOM}}$ holatiga olib keladi. Agarda bu yuritmada $\omega = \omega_b > \omega_{\text{HOM}}$ bo'lib qolsa, u holda $M_c > M_g$ bo'ladi va ortiqcha ΔM moment harakatni sekinlashtirib $\omega = \omega_{\text{HOM}}$ holatiga olib keladi. Demak, harakat har doim ω_{HOM} atrofida bo'ladi.

46.5-chizma, b) da ko'rsatilgan yuritmani ko'rib chiqamiz.

Agarda $\omega = \omega_c < \omega_{\text{HOM}}$ bo'lsa, u holda $M_c > M_g$ bo'ladi natijada ortiqcha qarshilik momenti ΔM yuritmani to'xtatishga olib keladi.

Agarda $\omega = \omega_a > \omega_{\text{HOM}}$ bo'lsa, u holda $M_g > M_c$ bo'ladi. Natijada ortiqcha harakatlantiruvchi moment yuritmani cheksiz ravishda tez yurgizib uni ishdan chiqaradi. Demak, bunday yuritmani harakati *beqaror* harakatdir.

Shunday qilib, biron-bir yuritma harakatini amalga oshirishda dvigatel va ishchi mashinalarning mexanik xarakteristikalarini to'g'ri tanlash katta ahamiyatga ega.

47-§. MEXANIZMLAR DINAMIKASINING ASOSIY TENGLAMASI

Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi uning etaklovchi bo'g'ini harakat tenglamasi bilan ekvivalentdir. Faraz qilaylik (47.1-chizma) mexanizmni yetaklovchi bo'g'iniga harakatlantiruvchi kuchlar M_{kel}^h va qarshilik kuchlari M_{kel}^q alohida holatda keltirilgan bo'lsin. Shu bo'g'inga massalar m_{kel} va inersiya momentlari I_{kel} ham keltirilgan bo'lsin. Eng avvalo mexanizmning i bo'g'inining kinetik energiyasini yozib olaylik.

$$T_i = \frac{1}{2} (m_i \cdot v_i^2 + I_i \cdot \omega_i^2)$$

agarda t vaqt bo'yicha differensiallab,

$$\frac{dT}{dt} = \frac{m_i}{2} 2v_i \frac{dv_i}{dt} + \frac{I_i}{2} 2\omega_i \frac{d\omega_i}{dt}$$

$$dT = m_i \cdot a_i \cdot v_i dt + I_i \cdot \varepsilon_i \cdot \omega_i dt$$

Agarda $v_i dt = ds_i$, $\omega_i dt = d\varphi_i$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda,

$$d\dot{O}_i = F_i ds_i + M_i d\varphi_i \quad (47.1)$$

Yuqoridagi (47.1) tenglikning o'ng tomoni bajarilgan ish A_i ni beradi, u holda

$$dT_i = dA_i \quad (47.2)$$

Bundan ko'rinadiki, mexanizm i bo'g'inining bajargan elementar ishi mexanizmning kinetik energiyasining o'zgarishiga tengdir.

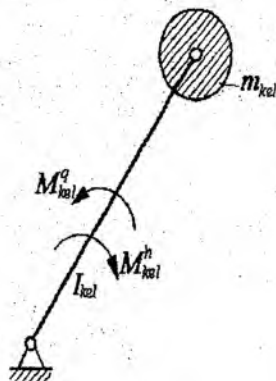
Agarda (47.2) ifodani keltirish bo'g'ini uchun yozsak

$$dT_{kel} = dA_{kel} \quad (47.3)$$

Yuqorida ko'rsatilgan (47.3) formulani ilgarilma harakat qiluvchi bo'g'in uchun quyidagi ko'rinishda yozamiz.

$$A_{kel}^{Fh} - A_{kel}^{Fq} = \sum \frac{m_{k1} \cdot v_{k1}^2}{2} - \sum \frac{m_{k0} \cdot v_{k0}^2}{2}, \quad (47.4)$$

bu yerda, A_{kel}^{Fh} - keltirish bo'g'iniga keltirilgan harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi; A_{kel}^{Fq} - keltirish bo'g'iniga keltirilgan qarshilik kuchlarining bajargan ishi; m_{k_1}, m_{k_0} - harakat qaralayotgan oraliqning boshlang'ich va oxirgi nuqtalaridagi keltirilgan massalar qiymatlari; v_{k_1}, v_{k_0} - harakat qaralayotgan oraliqning boshlang'ich va oxirgi nuqtalaridagi tezliklar qiymatlari.



47.1-chizma.

Yuqoridagi (47.4) tenglama mashinalarning kinetik energiya ko'rinishidagi harakat tenglamasi deyiladi. Ba'zan (47.4) tenglamada keltirilgan kuch F_{kel}^q va F_{kel}^h lar o'rniga keltirilgan moment M_{kel}^q va M_{kel}^h lar, keltirilgan massa m_{k_1} va m_{k_0} lar o'rniga keltirilgan inersiya moment I_{k_1} va I_{k_0} lar, tezlik lar o'rniga burchak tezlik ω_{k_1} va ω_{k_0} larni qo'ysak, u holda (47.4) quyidagicha yoziladi.

$$A_{kel}^{Mh} - A_{kel}^{Mq} = \sum \frac{I_{k_1} \cdot \omega_{k_1}^2}{2} - \sum \frac{I_{k_0} \cdot \omega_{k_0}^2}{2} \quad (47.5)$$

Natijada aylanma harakat qiluvchi bo'g'in uchun kinetik energiya ko'rinishidagi harakat tenglamasi (47.5) ni olinadi.

Mashinalarning harakat tenglamasi differensial tenglama ko'rinishiga ham egadir. Bu tenglamani keltirib chiqarish uchun quyidagi belgilanishlarni kiritamiz. Keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining farqini $F_{kel}^h - F_{kel}^q = F_{kel}$ deb belgilasak, u holda (47.1) tenglamani bunday yozish mumkin $dT = dA = F_{kel} \cdot ds$ bundan

$$F_{kel} = \frac{dA}{ds} = \frac{dT}{ds} \quad (47.6)$$

bu yerda, dA – keltirilgan kuchlarning bajargan elementar ishi; ds – keltirilgan nuqtaning elementar siljishi, dT – kinetik energiyaning elementar o'zgarishi.

Kinetik energiyaning qiymatini o'rniga qo'yib quyidagini olamiz:

$$F_{kel} = \frac{d}{ds} \left(\frac{m_{kel} \cdot v^2}{2} \right), \quad (47.7)$$

bu yerda, m_{kel} – keltirilgan massa, u o'zgaruvchan bo'lib o'zgarishi «s» ga bog'liqdir.

$$\frac{d}{ds} \left(m_{kel} \frac{v^2}{2} \right) = m_{kel} \frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds}.$$

Lekin,

$$\frac{d}{ds} \left(\frac{v^2}{2} \right) = \frac{d}{dv} \left(\frac{v^2}{2} \right) \frac{dv}{ds} = v \frac{dv}{ds} = v \frac{dv \cdot dt}{dt \cdot ds} = \frac{dv}{dt};$$

u holda (47.7) quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$F_{kel} = m_{kel} \frac{dv}{dt} + \frac{v^2}{2} \cdot \frac{dm_{kel}}{ds} \quad (47.8)$$

Agarda keltirilgan kuch F_{kel} o'rniga keltirilgan moment M_{kel} , keltirilgan massa m_{kel} o'rniga keltirilgan inersiya moment I_{kel} , chiziqli tezlik v o'rniga burchak tezlik ω larni qo'ysak quyidagini olamiz:

$$M_{kel} = I_{kel} \frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{kel}}{d\varphi}, \quad (47.9)$$

bu yerda, φ – keltirilgan bo'g'inning buralish burchagi.

(47.8) va (47.9) larda keltirilgan tenglamalar differensial tenglama ko'rinishidagi mashina harakatining tenglamasidir.

Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, mashinalarning harakat qonunlarini aniqlash uchun yuqoridagi (47.8) va (47.9) tenglamalardan keltirish bo'g'inining haqiqiy harakat qonunini bilish yetarlidir, yoki boshqacha qilib aytganda, keltirish bo'g'inining boshlang'ich koordinatasini t vaqtning o'zgarishiga qarab o'zgaradigan funksiya ekanligini ifodalash mashinaning harakat qonunini aniqlashga olib keladi.

Yuqoridagi (47.8) va (47.9) tenglamalar ikkinchi tartibli Lagranj shaklidagi mexanizmning harakat tenglamasi deyiladi.

Ma'lumki, mexanizm tekis harakat qilishi uchun keltirilgan harakatlantiruvchi va qarshilik kuchlarining bajargan ishlari o'zaro teng bo'lishi kerak. Buning uchun (47.8) va (47.9) tenglamalardagi keltirilgan massa m_{kel} va keltirilgan inersiya moment I_{kel} larning o'zgarmas qiymatlarga ega bo'lishligi zarurdir, ya'ni $m_{kel}(S) = const$, $I_{kel}(\varphi) = const$ bo'lishlari kerak.

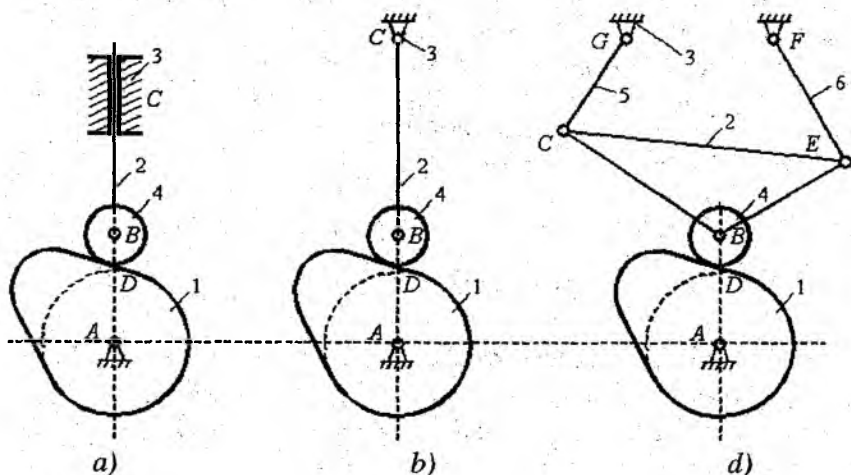
Bu mexanizmlar dinamikasining moddiy nuqta dinamikasidan farqli ekanligini bildiradi.

X BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR

48-§. KULACHOKLI MEXANIZMLARNING TURLARI

Kulachokli mexanizmlarni quyidagi turlari mavjuddir:

A. Yetaklanuvchi bo'g'ini ilgarilama harakat qiluvchi mexanizmlar (48.1-chizma, a). Bu mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in 2 qo'zg'almas bo'g'in 3 bilan ilgarilanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juft tashkil etadi.



48.1-chizma.

Kulachok I va yetaklanuvchi bo'g'in 2 orasida yordamchi bo'g'in «g'ildirakcha» joylashgan bo'lib, bu mexanizmning ishlash muhlatini oshirishga mo'ljallangandir. Yordamchi bo'g'in «g'ildirakcha» mexanizmning erkinlik darajasini sun'iy ravishda orttiradi, shuning uchun ham ularni yordamchi (passiv) bo'g'inlar deyiladi.

B. Yetaklanuvchi bo'g'ini tebranma harakat qiladigan mexanizmlar (48.1-chizma, b). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in 2 qo'zg'almas bo'g'in 3 bilan aylanma harakat qiluvchi V sinf kinematik juftga kiradi.

D. Yetaklanuvchi bo'g'ini murakkab harakat qiladigan mexanizmlar (48.1-chizma, d). Bunday mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'in murakkab mexanizmdan iborat bo'lib, u qo'zg'almas bo'g'in bilan bir nechta kinematik bog'lanishga kirishi mumkin.

Kulachokli mexanizmlardagi 1 va 2 bo'g'inlar o'zaro kinematik bog'lanishga qarab, quyidagi sinflarga bo'linadi:

a) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 o'zaro biror bir egri profil orqali kinematik bog'lanadi;

b) kulachok 1 bilan yetaklanuvchi bo'g'in 2 yassi tekislik orqali kinematik bog'lanadi.

Kulachokli mexanizmlarni loyihalash uchun yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni berilgan bo'ladi. Bu harakat qonunini amalga oshiruvchi mexanizm yaratiladi. Yetaklanuvchi bo'g'inlarning harakat qonunlari ixtiyoriy bo'lishi mumkin, 48.2-chizmada amalda uchraydigan qonunlarning asosiylari ko'rsatilgan.

Harakat qonunlari asosan yetaklanuvchi bo'g'inning harakati kulachokning burilish burchagiga nisbatan

II tartibli hosila ko'rinishida berilishi mumkin, ya'ni

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2}, \frac{d^2 \psi}{d\varphi^2} \right)$$

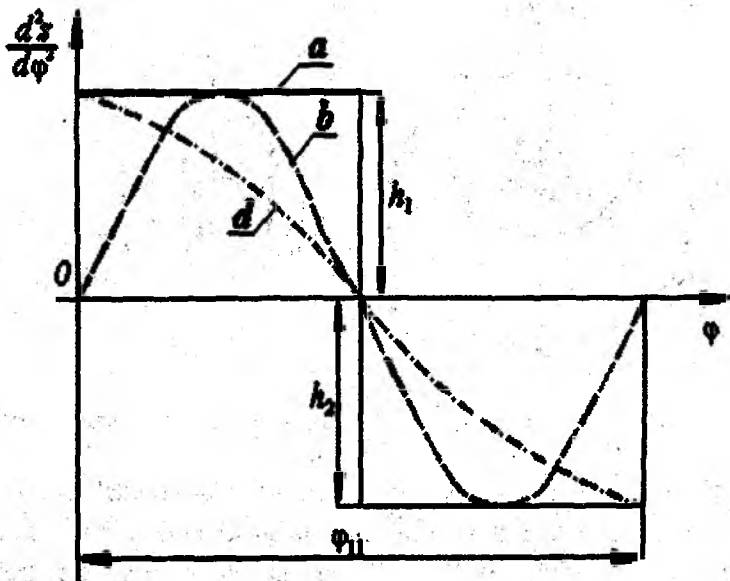
48.2-chizmada keltirilgan harakat qonunlaridagi ordinatalari h_1 va h_2 lar turlicha qiymatlarga ega bo'lishi mumkin. Ular o'zaro teng yoki aksincha bo'lishi ham mumkin. Ularning qiymatlariga qarab yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni har xil bo'ladi. Yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni $d^2 S/dt^2$ va $d^2 \psi/dt^2$ ko'rinishida ham berilishi mumkin.

Yetaklanuvchi bo'g'inning harakat qonuni ma'lum bo'lsa, u holda yetaklanuvchi bo'g'in harakati mobaynida paydo bo'ladigan inersiya kuchlarni topish mumkin, ya'ni

$$\bar{P}_u = -m\bar{a}, \quad \bar{M}_u = -I\bar{\varepsilon},$$

bu yerda, a - yetaklanuvchi bo'g'inning chiziqli tezlanishi; ε - yetaklanuvchi bo'g'inning burchak tezlanishi.

Bu kuchlar yetaklanuvchi bo'g'inning kulachokka bergan qo'shimcha bosimi bo'ladi va mazkur mexanizmining ishlash muhlatini kamaytiradi.

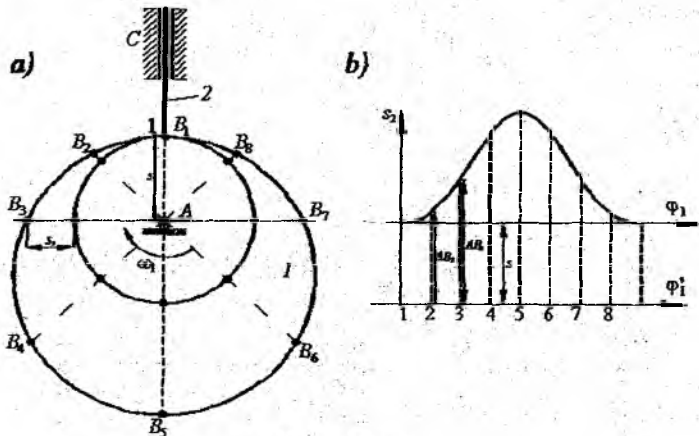


48.2-chizma.

- a) to'g'ri chiziqli harakat qonuni;
- b) sinusoidal harakat qonuni;
- d) kosinusoidal harakat qonuni.

49-§. KULACHOKLI MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAHLILI

Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili ularning yetaklanuvchi bo'g'inlarini holatlarini aniqlashdan boshlanadi. Agarda kulachokli mexanizmlarda yetaklanuvchi bo'g'inlarning holatlari ma'lum bo'lsa, u holda ularning tezlik va tezlanishlarini aniqlash mazkur darslikning VIII bobida ko'rib chiqilgan. Shuning uchun kulachokli mexanizmi yetaklanuvchi bo'g'inining turli holatlarini aniqlashni ko'rib chiqamiz (49.1-chizma, a).



49.1-chizma.

a) kulachokli mexanizm; b) yetaklanuvchi bo'g'inning yo'l chizig'i.

Buning uchun harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz, ya'ni kulachok 1 ga ω_1 burchak tezlik bilan ta'sir qilamiz, u holda kulachok 1 to'xtab qoladi ($\omega_1 - \omega_1 = 0$). Yetaklanuvchi bo'g'in 2 kulachok 1 atrofida ω_1 tezlik bilan harakatlanadi. Yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning ($B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6, B_7, B_8$) holatlarini 49.1-chizma, b) da ko'rsatilgan koordinata sistemasini ordinata o'qi S_2 da μ_s masshtabda ko'rsatamiz. Absissa o'qida 2π ga teng l kesma tanlaymiz va bu kesmani teng ravishda 8 ta bo'laklarga bo'lib chiqamiz. Bu o'qning masshtabi $\mu_l = \frac{2\pi}{l}$, (rad/mm) bo'ladi. Ordinata va absissa

o'qlaridagi mos kesmalardan chiqarilgan chiziqlarni o'zaro kesishtirib $S_2(\varphi)$ chizig'ini nosil qilamiz. Bu chiziq μ_s masshtabida olingan yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning yo'l chizig'i bo'ladi.

Yetaklanuvchi bo'g'in 2 ning tezlik va tezlanish chiziqlarini topish yo'l chizig'ini ketma-ket chiziqli differensiallab hosil qilinadi.

50-§. BOSIM VZ UZATISH BURCHAKLARI

Kulachokli mexanizmlarning o'lchamlari kinematika, dinamika va mexanizmlar tuzilishi talablariga javob berishi kerak.

Kulachokli mexanizmning berilgan qonun ostida harakatlanishi kinematika shartini bildiradi.

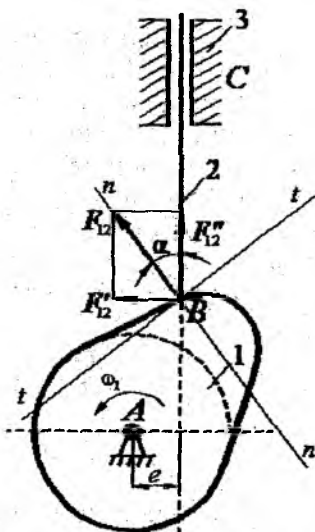
Kulachokli mexanizmning yuqori foydali ish koeffitsienti bilan ishlashi va uning bo'g'inlari o'zaro qadalmasdan ishlashini ta'minlash dinamika shartini bildiradi.

Kulachokli mexanizmning alohida olingan detallarining mustaxkamligini ta'minlash uning tuzilish shartini bildiradi. Umumiy qilib olganda, bu shartlarning hammasi birgalikda kulachokli mexanizm o'lchamlarga ma'lum cheklanishlarni taqozo qiladi.

50.1-chizmada yetaklanuvchi bo'g'ini ilgarilama harakat qilayotgan kulachokli mexanizm ko'rsatilgan. Kulachok 1 dan

yetaklanuvchi bo'g'in 2 ga ta'sir etuvchi kuch F_{12} normal chiziq "n-n" bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

Bu kuchning yetaklovchi bo'g'inining harakat yo'nalish bilan ustma-ust tushadigan qismi F_{12}'' foydali ish bajaradi. Yetaklanuvchi bo'g'in harakatiga perpendikulyar bo'lgan qismi F_{12}' ish bajarishga halaqit beradi. Yuqoridagi mulohazadan quyidagi kelib chiqadi. Yetaklanuvchi bo'g'in harakatini yo'nalishi bilan normal (n-n) ning



50.1-chizma.

orasidagi burchak α bosim burchagi deyiladi. Bu burchakni 90° ga to'ldiruvchi burchak $\gamma_{12} = 90^\circ - \alpha$ uzatish burchagi deyiladi.

50.1-chizmadan ko'rinadiki,

$$F_{12}'' = F_{12} \cos \alpha$$

$$F_{12}' = F_{12} \sin \alpha$$

Bundan

$$\alpha = 0^\circ \text{ bo'lsa } F_{12}'' = F_{12}, F_{12}' = 0;$$

$$\alpha = 90^\circ \text{ bo'lsa } F_{12}'' = 0, F_{12}' = F_{12}$$

ekanligini ko'rish mumkin.

Demak, burchak α ning qiymati qancha katta bo'lsa yetaklovchi bo'g'inning harakati shuncha yomonlashadi.

Bosim burchak α ning qiymati ma'lum bir miqdordan oshmasligi kerak, burchakning bunday miqdorini bosim burchagini ruxsat etilgan qiymati deyiladi.

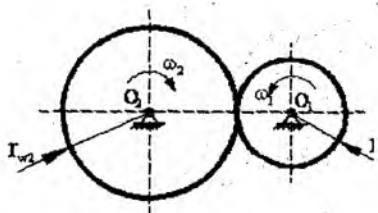
Amaliyotda kulachokli mexanizmlarni loyihalayotgandagi bosim burchagini ruxsat etilgan qiymatidan chetga chiqishi mexanizm harakati jarayonida qadalish hodisasini keltirib chiqaradi va sinib ketish xavfini tug'iladi.

XI BOB. TISHLI MEXANIZMLAR

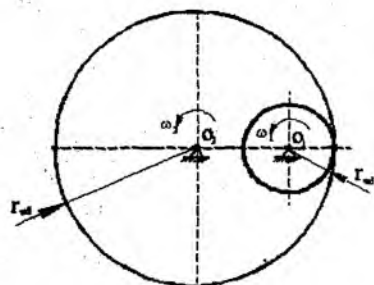
51-§. TISHLI MEXANIZMLARNING TURLARI

Mashinasozlikda va asbobsozlikda tishli mexanizmlardan keng ko'lamda foydalaniladi. 51.1-chizmada. 1 va 2 oddiy tishli g'ildiraklardan tashkil topgan tashqi tishli uzatma ko'rsatilgan. Har bir tishli g'ildirak doiraviy silindrdan iborat bo'lgan va tashqi sirti tishlar bilan jihozlangan bo'g'inlardan iborat. Bu g'ildiraklarni tishlari o'zaro ilashib tishli uzatmani tashkil etadi. Tishli g'ildirakning burchak tezliklari ω_1 va ω_2 lar ikki xil ishoraga egadir.

51.2-chizmada ichki ilashmada bo'lgan tishli uzatma ko'rsatilgan. Bunday uzatmada burchak tezliklar ω_1 va ω_2 bir xil ishoraga egadir.



51.1-chizma.



51.2-chizma.

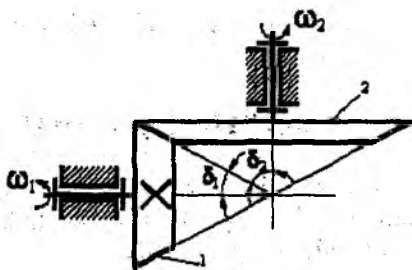
51.1 va 51.2-chizmalarda ko'rsatilgan tishli uzatmalarda tishli g'ildiraklar, radiuslar r_{w1} va r_{w2} bo'lgan boshlang'ich aylana deb ataluvchi aylanalar orqali harakatni o'tkazadilar. Shunday qilib, tishli uzatmalarning uzatish nisbati quyidagicha bo'ladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Ba'zan tishli g'ildiraklar radiuslari nisbatini tishlar sonlari nisbati bilan almashtiriladi:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

Yuqorida ko'rsatilgan tishli uzatmalar t ekis t ishli uzatmalar deyiladi. Bundan tashqari fazoviy tishli uzatmalar ham mavjuddir. 51.3-chizmada konussimon tishli uzatma ko'rsatilgan.

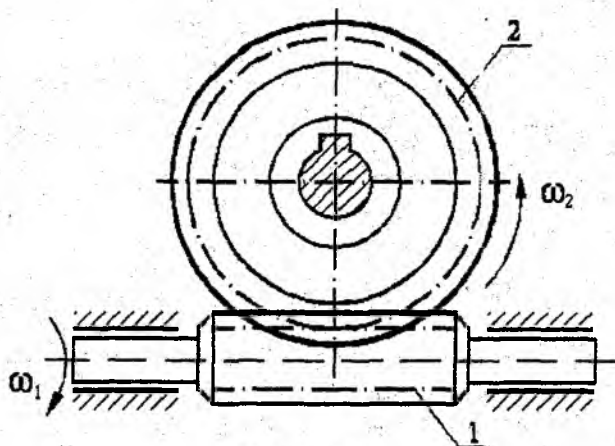


51.3-chizma.

Konussimon tishli uzatmada uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

bu yerda, δ_1 , $\delta_2 - 1$ va 2 g'ildiraklar konus burchaklaridir.



51.4-chizma.

51.4-chizmada chervyakli uzatma ko'rsatilgan bo'lib, uning uzatish nisbati quyidagicha aniqlanadi.

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_{g'it}}{z_k}$$

bu yerda, $z_{g'it}$ - g'ildirakning tishlar soni; z_k - chervyakning tishlar o'rami.

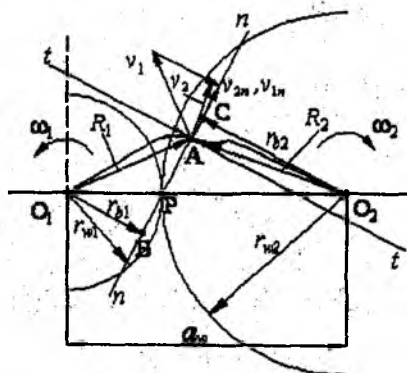
52-§. TISHLI ILASHMANING ASOSIY QONUNI

Mazkur darslikning oldingi boblarida tishli mexanizmlar oliy kinematik juft tashkil etadi va bunday mexanizmlarning imkoniyati katta ekanligini aytgan edik.

Tishli ilashmalarda o'zaro ilashishda bo'lgan bitta sirtning nisbiy harakatiga qarab ikkinchi sirtni topish ularni loyihalashda o'ta muhim masaladir. Bu masala tishli ilashishning asosiy teoremasi orqali olib boriladi.

52.1-chizmada o'zaro ilashmada bo'lgan ikkita tishli uzatma ko'rsatilgan. Ikki tishli g'ildirak tishlarning umumiy nuqtasi A bo'lsin. A nuqtaning tezligi mos ravishda v_1 va v_2 bo'lsin. Bu tezliklarning "n-n" normal chizig'iga bo'lgan soyalari v_{1n} va v_{2n} bo'lsin, "t-t"

urinma chizig'iga bo'lgan soylari v_{1t} va v_{2t} bo'lsin. Harakat birinchi g'ildirakdan ikkinchi g'ildirakka uzluksiz o'tishi uchun $v_{1n} = v_{2n}$ bo'lishi kerak.



52.1-chizma.

ΔO_1BA va $\Delta Av_{2n}v_1$ lar o'zaro o'xshash bo'ladi, ΔO_2CA va $\Delta Av_{2n}v_2$ lar ham o'zaro o'xshash bo'ladi. Bu uchburchaklarning o'xshashligidan foydalanib quyidagilarni yozamiz:

$$v_1 \frac{r_{b1}}{R_1} = v_2 \frac{r_{b2}}{R_2}$$

lekin,

$$v_1 = R_1 \omega_1 \text{ va } v_2 = R_2 \omega_2$$

bo'lganligi uchun

quyidagilarni olamiz:

$$r_{b1} \omega_1 = r_{b2} \omega_2$$

bundan $\frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$

Buni quyidagicha yozishimiz mumkin:

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} \quad (52.1)$$

bu yerda, u_{12} —uzatish nisbati deyiladi.

Yuqorida keltirilgan (52.1) ifoda ilashmaning asosiy teoremasi bo'lib, quyidagicha ta'riflanadi:

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirak tish profillariga o'tkazilgan umumiy normal o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 ni burchak tezliklar ω_1 va ω_2 larga teskari, proporsional bo'lgan holatlarda bo'ladi.

Bu teorema Villis teoremasi ham deb yuritiladi.

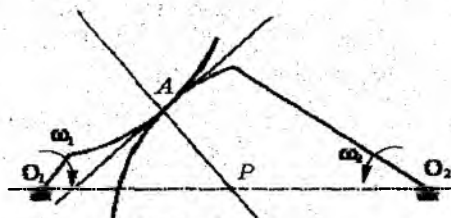
Umumiy normal “n-n” ning o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 bilan kesishgan P nuqtasi yetaklovchi va yetaklanuvchi bo'g'inlarning nisbiy harakatdagi qutbi deyiladi.

Qutb P ni holatiga qarab ilashishlar har xil bo'ladi:

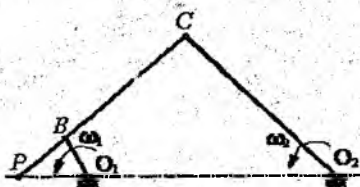
a) agarda P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazining o'rtasida bo'lsa, bunday ilashmaga tashqi ilashma deyiladi va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O_2P}{O_1P}$$

manfiy qiymatga ega bo'ladi (52.2-chizma).



52.2-chizma.



52.3-chizma.

b) agarda P nuqta O_1 va O_2 aylanishlar markazidan chetda bo'lsa, bunday ilashmaga ichki ilashma deyiladi va uzatishlar nisbati

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}$$

musbat qiymatga ega bo'ladi (52.3-chizma).

53-§. EVOLVENTA VA UNING XOSSASI

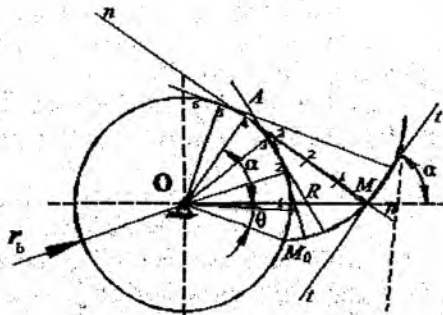
Tishli g'ildiraklar tishlarining yon tomonlari evolventa chizig'i bilan chegaralangandir. Bundan tashqari epitsikloidli va gipotsikloidli chiziqlar bilan chegaralangan tishli g'ildiraklar ham mavjuddir.

Evolventa chizig'i birinchi bo'lib, Leonard Eyler tomonidan tavsiya etilgan bo'lib, u o'zgarmas uzatish nisbatini berish qobiliyatiga egadir.

Aylana evolventasi deb, aylana ustida sirpanishsiz yumalayotgan $n-n$ to'g'ri chiziqning biror n_j nuqtasini chizgan chizig'iga aytiladi.

Evolutenta chizig'ini qurish 53.1-chizmada ko'rsatilgan. AM kesmani teng to'rtga bo'lib kesma uzunligini asosiy aylana yoyi ustiga qo'yib chiqamiz.

Hosil bo'lgan nuqtalardan aylanaga urinma to'g'ri chiziqlar o'tkazamiz. Urinma chiziqlar ustiga mos ravishda uzunligi bir bo'lakka kichik bo'lgan kesmalar qo'yib chiqamiz. Masalan, 3-nuqtadan uch bo'lak, 2-nuqtadan ikki bo'lak va h.k. Hosil bo'lgan nuqtalarni birlashtirib evolventa egri chizig'ini hosil qilamiz. Evolutenta egri chizig'ining tenglamasini quyidagi shartdan topamiz:



53.1-chizma.

$$\overline{AM_0} = \overline{AM} \quad (53.1)$$

Evolutentaning M nuqtasidagi radius vektori OM , shu nuqtaga o'tkazilgan urinma " $t-t'$ " orasidagi burchak α bo'lsin. Evolutentali ilashma nazariyasida bu burchak profil burchagi deyiladi. Boshlang'ich radius vektor OM bilan uning ixtiyoriy nuqtasidagi radius-vektor orasidagi burchak evolventa burchagi deyiladi. Evolutenta hosil qiluvchi va radiusi $r_b = OM_0$ bo'lgan aylana asosiy aylana deyiladi.

(53.1) ifodaga asosan

$$\begin{aligned} r_b(\alpha + \theta) &= r_b \operatorname{tg} \alpha \\ \theta &= \operatorname{tg} \alpha - \alpha \end{aligned}$$

Bu trigonometrik funksiya evolventa funksiyasi deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$\theta = \operatorname{inv} \alpha. \quad (53.2)$$

M nuqtaning radius vektori R quyidagicha topiladi:

$$R = \frac{r_b}{\cos \alpha} \quad (53.3)$$

Yuqorida keltirilgan (53.2), (53.3) formulalar qutb koordinatalaridagi evolventa tenglamalari deyiladi.

Evolutentani quyidagi xossalari bor:

evolventaning ixtiyoriy nuqtasi asosiy aylana radiusi r_b va burchak α orqali to'la aniqlanadi;

evolventa asosiy aylana ichida yotuvchi nuqtaga ega emas;

evolventaning ixtiyoriy nuqtasiga o'tkazilgan normal asosiy aylanaga urinma bo'ladi;

evolventa nuqtalarining egrilik markazi asosiy aylana bilan evolventaga o'tkazilgan normalning urinish nuqtalarida yotadi.

54-§. EVOLVENTALI ILASHMA

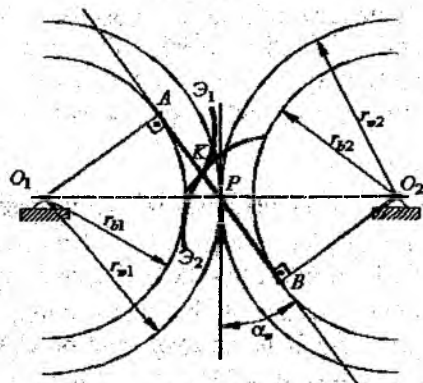
Evolventali egri chiziqdan iborat bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning (54.1-chizma) o'zaro ilashish jarayonini ko'rib chiqamiz.

Tishli g'ildiraklardan

bittasining tishi r_{b1} radiusga ega bo'lgan asosiy aylananing evolventasi, ikkinchisining esa radiusi r_{b2} bo'lgan asosiy aylananing evolventasidan iborat bo'lsin.

G'ildiraklarning markazlari O_1 va O_2 nuqtalarda joylashgan bo'lsin, ularning evolventalari esa K nuqtada o'zaro urinishga ega bo'lsin.

Demak, K nuqtadan o'tgan ikkala evolventaga normal



54.1-chizma.

bo'lgan chiziq bir vaqtning o'zida radiusi r_{b1} va r_{b2} bo'lgan ikkala asosiy aylanaga urinma bo'ladi, K nuqta esa shu urinish ustida yotadi. Bu g'ildiraklar aylanganda ularning evolventalarining urinish nuqtalari AB kesma ichida bo'ladi. Tishlarning ilashish chizig'i evolventalarga o'tkazilgan umumiy normal va asosiy aylanalarga urinma bo'lgan chiziq ustida yotadi. Qutb nuqtasi P ning holati o'zgarmas bo'ladi va bu nuqtadan o'tuvchi aylana radiusi r_{w1} va r_{w2} mos ravishda boshlang'ich aylana radiuslari deyiladi.

Evolventa xossasiga asosan bu aylana yoylari o'zaro ilashib biri-biri ustida sirpanishsiz yumalanadi.

Ilashishning asosiy teoremasiga asosan:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{w2}}{r_{w1}}$$

Ilashish chizig'i va o'qlar orasidagi masofa O_1O_2 ga perpendikulyar bo'lgan chiziq orasidagi burchak α_w ilashish burchagi deyiladi.

$\Delta O_1AP \sim \Delta O_2BP$ dan quyidagilar kelib chiqadi

$$b_1 = r_{w1} \cdot \cos \alpha_w, \quad b_2 = r_{w2} \cdot \cos \alpha_w.$$

Demak, uzatish nisbatining qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$u_{12} = \pm \frac{r_{b2}}{r_{b1}}$$

Bu formuladan ilashmaning uzatish nisbati o'qlararo masofaning o'zgarishiga bog'liq emasligi kelib chiqadi, chunki o'qlararo masofa o'zgarganda faqat r_{w1} va r_{w2} largina o'zgarib, r_{b1} va r_{b2} lar o'zgarmaydi.

55-§. TISHLI G'ILDIRAKLARNING ASOSIY O'LCHAMLARI

Ma'lumki, evolventali tishli g'ildirakli mexanizmlar loyixasining asosiy sharti talab qilingan o'zgarmas uzatish nisbatini olishdir. Bu shartni bajarish tishli g'ildirakni o'lchamlariga bog'liq. Tishli g'ildirak sathida ixtiyoriy aylana yoyining uzunligini quyidagicha yozamiz:

$$\pi d = pz$$

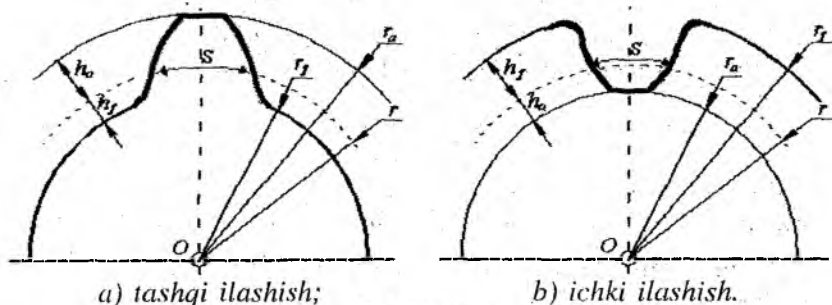
bu yerda, p - ixtiyoriy aylana yoyi ustida o'lchangan ikkita qo'shni tishning mos nuqtalari orasidagi yoy uzunligidir, ya'ni tish qadamidir, z - tishlar soni (55.1-chizma).

Yuqoridagi formuladan quyidagilarni topamiz:

$$d = \frac{pz}{\pi} = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad \text{yoki} \quad d = mz,$$

bu yerda, m - tish moduli (tish qadamini π soniga bo'lgan nisbati), mm . Tish moduli qaysi aylana yoyida o'lehanishiga qarab har xil qiymatga egadir. Aylanalar ichida shunday bir aylana mavjudki, bu aylana yoyi bo'yicha o'lchangan tish moduli standart qiymatga egadir (GOST 9563-60). Bu aylana bo'luvchi aylana deb ataladi. Bo'luvchi aylana bitta tishli g'ildirakning asosiy parametri bo'lsa, boshlang'ich aylana esa o'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan uzatmaning asosiy parametridir va uning kattaligi o'qlararo

masofaning o'zgarishiga bog'liqdir. Bo'luvchi aylana tish balandligini ikki bo'lakka bo'ladi: tish cho'qqisi va tish balandliklaridagi botiqligi. Tish cho'qqisi aylanasi radiusi r_a va tish botiqligi aylanasi radiusi r_f lar mavjuddir. Masofa h_a tish cho'qqisi balandligi deyiladi, bo'luvchi aylana bilan tish botiqligi orasidagi masofa h_f tish botiqligi deyiladi.



55.1-chizma.

Tishning umumiy balandligi $h = h_a + h_f$ bo'ladi. Har bir tish yon tomonidan simmetrik ravishda egri chiziqlar bilan o'ralgan. Biron bir aylana yoyi bilan o'lchangan bu simmetrik egri chiziqlar orasidagi masofa "S" tish qalinligi deyiladi. Yuqorida tahlil qilingan S , h_a va h_f kattaliklarni o'zgartirib, «tuzatilgan» tishli g'ildiraklarni olamiz. Tuzatish tishli g'ildirak xom-ashyosiga tish hosil qiluvchi asbobning o'zaro joylashuvini o'zgartirish orqali olib boriladi. *Bu masofani siljish deyiladi.* Bular haqida kengroq ma'lumotlar 56-§ da keltirilgan.

Agarda siljishi nol bo'lgan tishli g'ildirak ishlab chiqarilgan bo'lsa, bunday tishli g'ildirakni nolinchii tishli g'ildirak deyiladi. Nolinchii tishli g'ildirak uchun

$$h_a = m, \quad h_f = 1.25m, \quad S = 0.5\pi m$$

bo'ladi.

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning ilashishi manzarasini ko'rib chiqamiz (55.2-chizma).

Quyidagilar berilgan bo'lsin: g'ildiraklarning tishlar soni z_1 va z_2 ; tish moduli m ; ilashish burchagi α_w .

Tishli g'ildiraklar siljishi nolga teng bo'lgan g'ildiraklar bo'lsin. Bu holda bo'luvchi aylana radiusi r va boshlang'ich aylana radiusi r_w lar o'zaro bir-biriga teng bo'ladi.

$$r_1 = 0,5 \cdot m \cdot z_1$$

$$r_2 = 0,5 \cdot m \cdot z_2$$

O'qlararo masofa $a_w = 0,5m(z_1 + z_2)$ bo'ladi. O_1 va O_2 markazlardan boshlang'ich aylanalarni yurgizamiz. Bu aylanalar o'zaro urinib qutb nuqtasi P ni hosil qiladi. Ushbu P nuqtadan o'qlararo masofa O_1O_2 ga perpendikulyar bo'lgan chiziqqa nisbatan α_w burchak ostida chiziq o'tkazamiz. Evolventaning xossasiga binoan bu chiziq asosiy aylanalarga urinma bo'ladi. Bu urinmaga markazlar O_1 va O_2 dan perpendikulyar chiziqlar o'tkazib, asosiy aylana radiuslarini topamiz:

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_w$$

$$r_{b2} = r_2 \cos \alpha_w$$

So'ngra urinma chiziq NN ni asosiy aylanalar ustida yumalatib tishlarning evolventalarini hosil qilamiz. Evolventalar tashqaridan radiuslari

$$r_{a1} = r_1 + ha_1 = 0,5m(z_1 + 2)$$

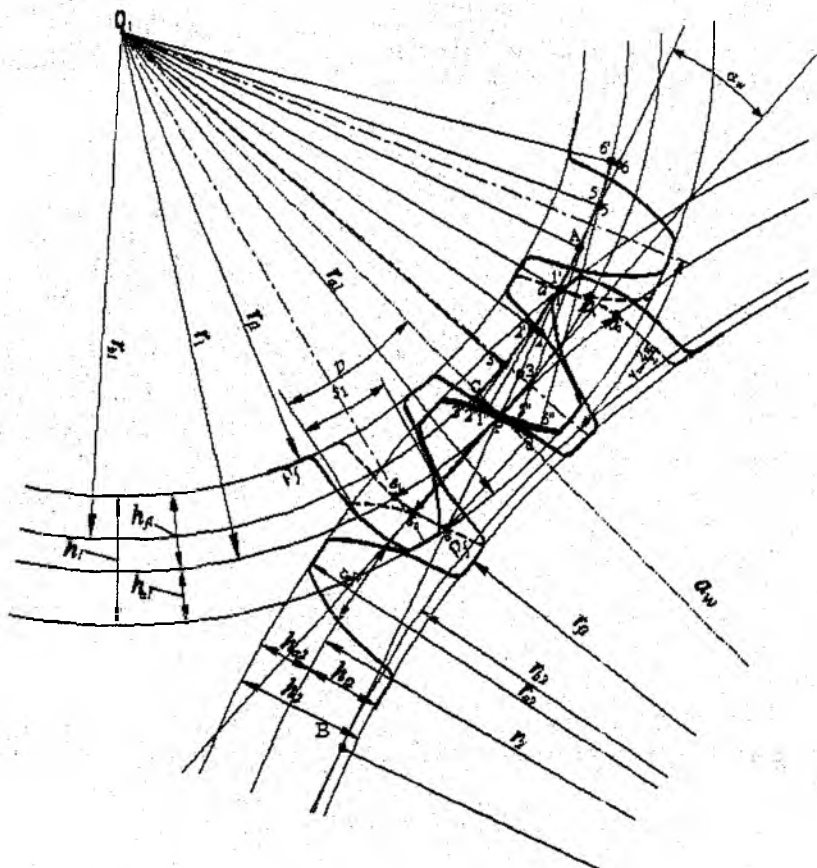
$$r_{a2} = r_2 + ha_2 = 0,5m(z_2 + 2)$$

bo'lgan tish cho'qqisi aylanalari bilan, ichkaridan esa radiuslari

$$r_{f1} = r_1 - h_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5)$$

$$r_{f2} = r_2 - h_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5)$$

bo'lgan tish botiqligi aylanalari bilan chegaralangandir. Birinchi tish cho'qqisi aylanasini bilan ikkinchi tish botiqligi aylanasini o'rtasida bo'shliq hosil bo'ladi, bu bo'shliqni radial bo'shliq deyiladi. Radial bo'shliqning kattaligi $0,25m$ ga teng bo'lib, u tishlarning o'zaro ilashishda qadalmaslik shartini va o'zaro moylanish shartini bajaradi (55.2-chizma).



55.2-chizma.

Tish cho'qqisi aylanalari bilan ilashish chizig'i «*AB*» ning kesishgan nuqtalari "*a*" va "*b*" lar ilashish chizig'ining aktiv qismi deyiladi. Tish yon tomonining tish cho'qqisi aylanasidan O_1 nuqtadan O_1a va O_2b radiuslar orqali o'tkazilgan aylanalardan kesishgan nuqtalari orasidagi masofa tish profilining ishchi qismi deyiladi. O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning tishlari "*a*" nuqtada ilashishga kirishadi va "*b*" nuqtada ilashishdan chiqadi va aksincha. Tishlarning ilashishiga kirishi va ilashishdan chiqishi uchun ketgan vaqt

ichida buralgan burchagi qoplanish burchagi deyiladi. Qoplanish burchagini burilish qadamiga nisbati qoplanish koeffitsienti deyiladi.

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\varphi_{\alpha}}{\tau},$$

bu yerda, ε_{α} – qoplanish koeffitsienti; φ_{α} – qoplanish burchagi; τ – burilish qadami.

Ilashmaning uzluksizlik sharti $\varepsilon_{\alpha} > 1$ bo‘ladi. Evolventa chizig‘ining ta‘rifiga binoan, qoplanish burchagi quyidagicha bo‘ladi:

$$\varphi_{\alpha} = \frac{ab}{r_b}$$

ekanligini ko‘rish mumkin. Agarda $\tau = \frac{2\pi}{z}$, $r_{b1} = 0,5mz \cos\alpha$ ekanligini e‘tiborga olsak, 55.2-chizmaga asosan

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{(ab)}{P_b}$$

bu yerda, $P_b = \pi \cdot m \cdot \cos\alpha$ – asosiy aylana bo‘yicha olingan tish qadami.

55.2-chizmaga binoan

$$(ab) = (Ab) - (AP) + (Ba) - (BP)$$

Quyidagi ΔO_1Ab , ΔO_1AP , ΔO_2Ba , ΔO_1BP uchburchaklardan foydalanib,

$$(ab) = r_{b1}(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w) + r_{b2}(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w),$$

bu yerda, α_{a1} va α_{a2} – tish cho‘qqisiga mos keluvchi burchaklar bo‘lib, ularning qiymatlari

$$\cos\alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}, \quad \cos\alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}}$$

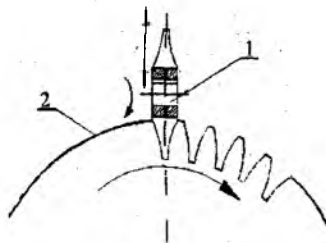
u holda qoplanish koeffitsienti

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_1} \right] + \left[\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}{\tau_2} \right]. \quad (55.1)$$

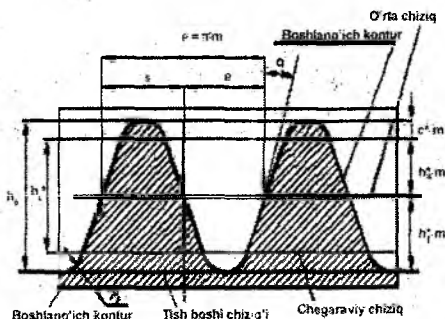
56-§ TISHLI G'ILDIRAKLARNI ISHLAB CHIQRISH

Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish ikki usul bilan, ya'ni nushalash va tig'izlash usulida olib boriladi.

Nushalash usulida tish kesuvchi asboblardan foydalaniladi. Bunda tish kesuvchi asbobning tishlari shakliga o'xshash tishlar xom-ashyoda hosil bo'ladi (56.1-chizma). Shuning uchun ham bu usul nushalash usuli deyiladi. 56.1-chizmada 1-tish qirquvchi asbob; 2-tishli g'ildirakning xom-ashyosi.



56.1-chizma.



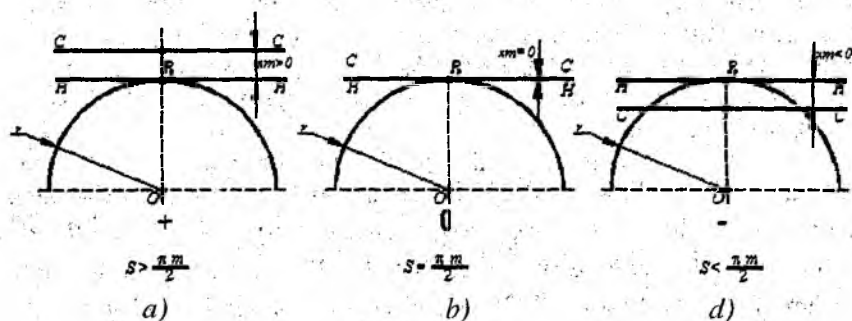
56.2-chizma.

Tish qirquvchi asbob 1 o'z o'qi atrofida to'la bir aylanganda xom ashyo 2 da bitta tishning botiqligi hosil bo'ladi, so'ngra tish hosil qiluvchi asbob orqaga qaytadi, xom-ashyo 2 esa bitta qadamga buriladi. Shunday qilib, yana ikkinchi tishning botiqligi hosil bo'ladi va hokazo.

Tig'izlash usulida tishli g'ildirak hosil qilish uchun xom-ashyo atrofida qirquvchi asbob o'zaro ilashayotgan ikki tishli g'ildirakdek harakatlanishi kerak. Bu usulda kesuvchi asbob tishlarining yon tomonlari o'tkir qilib tayyorlanadi. Bu tishli g'ildirak tish hosil qiluvchi xom-ashyo bilan o'zaro ilashib, uning sathida tishlar hosil qiladi.

Ko'p hollarda, xom-ashyoda tish hosil qilish uchun tishlari o'tkir qilib tayyorlangan asbob-reyka ishlatiladi. 56.2-chizmada shu asbobning konturi tasvirlangan (GOST 9587-86). Bu konturni tish hosil qiluvchi yoki asosiy kontur deyiladi. Balandligining o'rtasidan o'tuvchi CC chiziq asbobning o'rta chizig'i deyiladi. Modul m tishli g'ildiraklar uchun ko'rsatilgan standartlar jadvalidan tanlanadi. Tish hosil qilish jarayonida bu kontur xom-ashyoga nisbatan har xil joylashishi mumkin.

56.3-chizmada tish hosil qiluvchi konturning xom-ashyoga nisbatan joylashishlari ko'rsatilgan. 56.3-chizma, b) da konturni o'rta chizig'i CC xom-ashyoni bo'luvchi diametriga urinma bo'lgan hollari tasvirlangan.



56.3-chizma.

Asbob va xom-ashyolarni o'zaro harakatlari natijasida asbobning o'rta chizig'i CC bo'luvchi aylana yoyi ustida sirpanishsiz yumalaydi. Natijada xom-ashyo ustida tish hosil bo'ladi. Bunday usulda hosil bo'lgan tishning bo'luvchi aylana ustidagi tish qalinligi $S_0 = \pi m/2$ bo'ladi va nolinch tishli g'ildirak deb yuritiladi.

56.3-rasm, a) da boshlang'ich konturning CC chizig'i xom-ashyo bo'luvchi aylanas: yoyidan xm masofaga siljigan holati tasvirlangan, bu yerda, x siljish koeffitsienti deyiladi. Bu yerda, xom-ashyoning bo'luvchi aylanas: yoyi ustida tish qiruvchi asbob CC o'rta chizig'idan xm masofada joylashgan to'g'ri chizig'i sirpanishsiz yumalaydi. Bu usulda hosil qilingan tishli g'ildirakning bo'luvchi aylana yoyi bo'yicha o'lchangan tish qalinligi quyidagicha o'lchanadi:

$$S = \frac{1}{2} \pi m + x m \operatorname{tg} 20^\circ$$

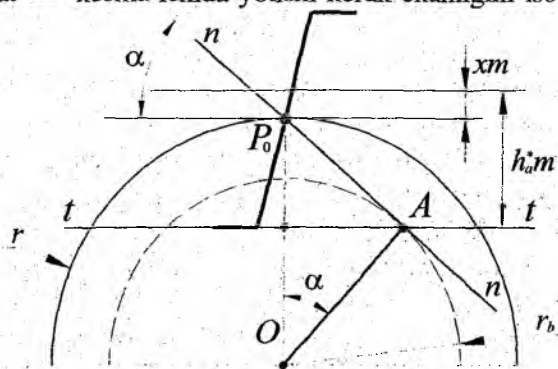
Bu holatda siljish koeffitsienti x musbat bo'ldi va hosil bo'lgan tishli g'ildirak musbat g'ildirak deyiladi.

56.3-chizma, $d)$ da boshlang'ich kontur CC ni xom-ashyoning bo'luvchi aylana yoyidan uning markazga qarab xm masofaga siljirilgan holati tasvirlangan. Bu usulda hosil bo'lgan tishli g'ildirak manfiy g'ildirak deyiladi va uni bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan tish qalinligi quyidagicha bo'ldi:

$$S = \frac{1}{2} \pi m - xm \operatorname{tg} 20^\circ$$

Xom-ashyoda hosil bo'lgan tishlar soni z nihoyat kichik bo'lgan holatda tish hosil qiluvchi asbob tishining bosh qismi hosil bo'ladigan tishlar botiqligini qirqib (interferensiya) ularni mustahkamligiga putur yetkazishi mumkin. Bunday holatda tish hosil qiluvchi asbobni xom-ashyo markazidan uzoqlashtiriladi. 56.4-chizmada boshlang'ich konturni tish oyoqlari qirqilmasligi uchun qancha masofaga siljitish kerak ekanligi ko'rsatilgan.

Aytaylik, tishning botiqlik qismi qirqilmasdan z tishga ega bo'lgan tishli g'ildirak hosil qilish uchun tish hosil qiluvchi asbobning uchidan o'tuvchi " $t-t$ " chiziq asosiy aylanaga urinma bo'lgan " $n-n$ " chiziqning A nuqtasidan o'tishi kerak. Biz oldingi ma'ruzalarda ilashma faqat ab kesma ichida yotishi kerak ekanligini isbotlagan edik.



56.4-chizma.

Shuning uchun a va A nuqtalarning ustma-ust tushishi eng chetki holat hisoblanadi, aks holda interferensiya hodisasi muqarrardir. Shunday qilib,

$$\frac{1}{2}mz + xm - h_a^*m = \frac{1}{2}mz \cos^2 20^\circ$$

bu yerdan,

$$x = \frac{17-z}{17}$$

ekanligi kelib chiqadi. Demak, xom-ashyoda tishli g'ildirakning tishlar soni $z < 17$ bo'lsa, u holda tish hosil qiluvchi asbob xom-ashyo markazidan $x = \frac{17-z}{17}$ masofaga siljitish muqarrar ekan, aks holda tishli g'ildirak tishlarining botiqlik qismi qirqilib uning mustahkamligi pasayadi.

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakdan tashkil topgan tishli uzatmalar ularni tashkil etgan tishli g'ildiraklarga qarab quyidagicha bo'ladi:

Nolinchi uzatma. Bunday uzatmada bo'luvchi va boshlang'ich aylanalar ustma-ust yotadi, ilashish burchagi 20° bo'ladi, o'qlararo masofa

$$a_w = a = \frac{1}{2}m(z_1 + z_2)$$

ga teng bo'ladi (56.5-chizma, b). Bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishning qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligiga teng bo'ladi.

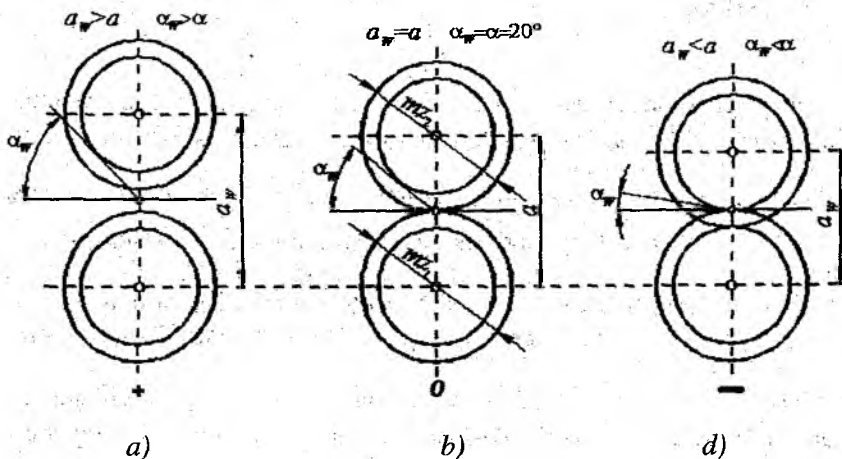
Musbat uzatma. Bunday uzatma bo'luvchi aylana yoyi bo'ylab o'lchangan birinchi tishli g'ildirak tishining qalinligi ikkinchi tishli g'ildirak tishining botiqligi kengligidan katta bo'ladi. Bu ikkita kattalikni o'zaro tenglashtirish uchun bunday uzatmalarning boshlang'ich aylanalari siljirilgan bo'ladi va o'qlararo masofa a_w hamda ilashish burchagi α_w nolinchi uzatmaga nisbatan katta bo'ladi (56.5-chizma, a), ya'ni,

$$a_w > a; \alpha_w > \alpha = 20^\circ$$

Musbat uzatma hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirak o'zaro musbat yoki bittasi nolinchi, ikkinchisi musbat; bittasi manfiy, ikkinchisi musbat, lekin musbat siljish absolyut qiymati jihatidan manfiy siljishdan katta bo'lishi kerak.

Manfiy uzatma. Manfiy uzatmada bo'luvchi aylana yoyida o'lchangan birinchi tishli g'ildirakning tish qalinligi, ikkinchi tishli g'ildirakning tish botiqligi kengligidan kichik bo'ladi (56.5-chizma, d).

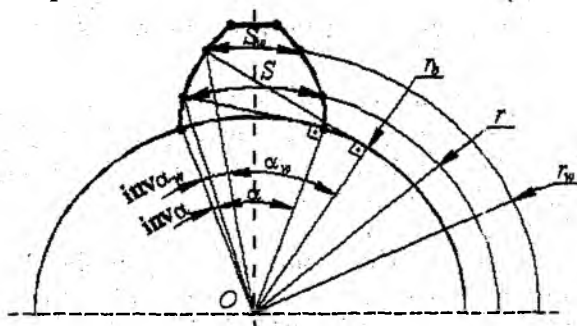
Bu holatda mo''tadil ilashma hosil qilish o'qlararo masofani va ilashish burchagini kichraytirish hisobiga olib boriladi.



56.5-chizma.

Bunday uzatmani hosil qilish uchun ikkala tishli g'ildirakni manfiy, bittasi nolinch, ikkinchisi manfiy yoki bittasini manfiy, ikkinchisini musbat, lekin absolyut qiymatlari jihatidan manfiy siljishdan kichik qilib tayyorlash kerak.

Demak, o'zaro siljishga ega bo'lgan tishli g'ildiraklardan tashkil topgan tishli uzatmalarda asosan a_w va α_w lar o'zgaruvchan qiymatlarga egadir. Bu qiymatlarni topish uchun 56.6-chizmada ko'rsatilgan tishli g'ildirakning ixtiyoriy aylanasi bo'ylab o'lchangan yoy uzunligini topamiz.



56.6-rasm.

Yuqorida keltirilgan evolventa va uning xossasiga asoslanib quyidagini yozamiz:

$$\frac{S_w}{r_w} = \left(\frac{S}{r} + 2\text{inv}\alpha - 2\text{inv}\alpha_w \right)$$

bu yerda, S – bo‘luvchi aylana bo‘yicha o‘lchangan tish qalinligi, mm ; S_w – boshlang‘ich aylana bo‘yicha o‘lchangan tish qalinligi, mm ; $r = 0,5mz$ – bo‘luvchi aylana radiusi, mm ; $r_w = 0,5m_w z$ – boshlang‘ich aylana radiusi, mm ; m_w – boshlang‘ich aylana bo‘yicha o‘lchangan tish moduli, mm .

U holda

$$S_{w1} + S_{w2} = \pi m_w$$

ekanligini e‘tiborga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\text{inv}\alpha_w = \text{inv}\alpha + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \text{tg}\alpha \quad (56.1)$$

bu yerda, $\alpha = 20^\circ$ – tish hosil qiluvchi asbob parametri; α_w – ilashish burchagi.

(56.1) formuladan $\text{inv}\alpha_w$ qiymati topilgandan so‘ng maxsus jadval orqali α_w topiladi.

So‘ngra

$$r_{w1} = \frac{0,5mz_1 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w} \quad r_{w2} = \frac{0,5mz_2 \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

topilib, o‘qlararo masofa quyidagicha topiladi:

$$a_w = r_{w1} + r_{w2} = \frac{0,5m(z_1 + z_2) \cos 20^\circ}{\cos \alpha_w}$$

Tishli g‘ildirak, tish botiqligi aylanasi radiuslari quyidagicha topiladi.

$$r_{f1} = 0,5m(z_1 - 2,5 + 2x_1)$$

$$r_{f2} = 0,5m(z_2 - 2,5 + 2x_2)$$

Tish cho‘qqisi aylanasi quyidagicha aniqlanadi.

$$r_{a_3} = a_W - r_{f_2} - 0,25m$$

$$r_{a_2} = a_W - r_{f_1} - 0,25m$$

57-§. PLANETAR MEXANIZMLAR

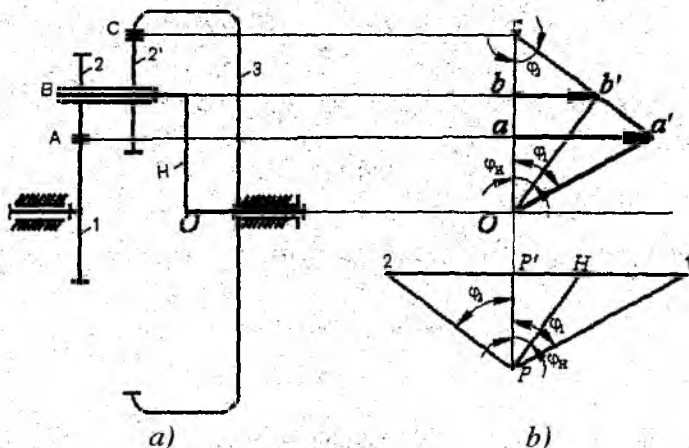
Tarkibida qo'zg'aluvchan o'qli, tishli g'ildiraklar mavjud bo'lgan uzatmalar planetar mexanizmlar yoki planetar uzatmalar deyiladi.

O'qi qo'zg'aluvchan bo'lgan tishli g'ildirak o'rnatilgan bo'g'in dastak (vodilo) deyiladi. O'qi qo'zg'aluvchan bo'g'in esa yo'ldosh (satellit) deyiladi. O'qi qo'zg'almas bo'g'inlar esa markaziy yoki quyoshsimon g'ildiraklar deyiladi.

57.1-chizma, a) da ko'rsatilgan planetar mexanizmni ko'rib chiqamiz. Uning kinematikasini analitik usulda tahlil qilish uchun harakatni to'xtatish usulidan foydalanamiz. Buning uchun mexanizmnning hamma bo'g'inlariga H bo'g'inining tezligiga teng, lekin unga qarama-qarshi yo'nalgan tezlik beramiz. U holda, vodilo H (dastak) to'xtab qoladi, ya'ni planetar mexanizm oddiy mexanizmga aylanadi. Bu mexanizmni aylantirilgan mexanizm deyiladi.

U holda bunday oddiy mexanizm uchun

$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H}$$



57.1-chizma.

57.1-chizma, a) da ko'rsatilgan mexanizm uchun $\omega_3 = 0$ bo'lganligi munosabati bilan quyidagini yozamiz:

$$u_{13}^{(H)} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - u_{1H}^{(3)}$$

ya'ni

$$u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} \quad (57.1)$$

Yoki tishli g'ildirak tishlari sonlari z_1 , z_2 , z_2' va z_3 larni e'tiborga olsak, u holda quyidagini olamiz.

$$u_{1H}^{(3)} = \frac{z_1 z_2' + z_2 z_3}{z_1 z_2'} \quad (57.2)$$

Planetar mexanizmlarning uzatish nisbatini grafik usullar bilan ham aniqlash mumkin. 57.1-chizma, b) da uzatish nisbatini Kutsbax-Smirnov usulida aniqlash ko'rsatilgan.

Bu masalani yechish chiziqli tezliklar manzarasini qurishdan boshlanadi. Buning uchun OC o'q chizig'ini yurgizamiz va unda A nuqta bilan bir sathda yotgan a nuqtadan aa' kesmani yurgizamiz. Bu chiziq A nuqtaning μ_v masshtabdagi tezligining ifodasidir. So'ngra a nuqtani O nuqta bilan birlashtirsak 1-bo'g'inning chiziqli tezliklar manzarasini chizamiz. Mexanizmdagi 3-bo'g'in qo'zg'almas bo'lganligi uchun undagi C nuqtaning tezligi nolga teng bo'ladi va OC o'q chizig'i ustida yotadi. OC o'q chizig'idagi « a' » va « c » nuqtalarni birlashtirib 2-2' tishli g'ildiraklardan tashkil topgan murakkab bo'g'in uchun tezliklar manzarasini chizamiz. Demak $\Delta aa'c$ 2-2' bo'g'inning tezliklar manzarasini beradi.

Mexanizm sxemasidagi B nuqtada gorizontal to'g'ri chiziq o'tkazib $a'c$ kesma bilan kesishtiramiz va natijada bb' kesmani olamiz. Bu kesmani b' nuqtasini markaz O bilan birlashtirib H bo'g'in uchun tezliklar manzarasi $\Delta bb'O$ ni hosil qilamiz. φ_1 , φ_2 , φ_H burchaklarni tangenslari mos ravishda burchak tezliklar ω_1 , ω_2 , ω_3 ga proporsionaldir.

$$\operatorname{tg} \varphi_1 = \omega_1 \frac{\mu_I}{\mu_V}; \quad \operatorname{tg} \varphi_2 = \omega_2 \frac{\mu_I}{\mu_V}; \quad \operatorname{tg} \varphi_H = \omega_H \frac{\mu_I}{\mu_V}.$$

Uzatish nisbatini topish uchun burchak tezliklar manzarasini quramiz. Buning uchun PP' ixtiyoriy kesma olamiz va P nuqtadan

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_H$ burchaklarga parallel nurlar yurgizamiz. Bu nurlar 1, 2, va H nuqtalarda PP' ga perpendikulyar bo'lgan chiziqni kesib o'tadi. U holda uzatish nisbati quyidagicha topiladi.

$$u_{1H} = \frac{P1}{P'H}; \quad u_{2H} = -\frac{P'2}{P'H}; \quad u_{12} = -\frac{P'1}{P'2}. \quad (57.3)$$

Bu yerda, manfiy belgi kesmalarni har xil tomonga qarab yo'nalishlarini bildiradi.

58-§. DIFFERENSIAL MEXANIZMLAR KINEMATIKASI

Erkinlik darajasi ikkiga teng bo'lgan planetar mexanizmlar *differensial mexanizmlar* deyiladi. Differensial mexanizmlarda uchta

bo'sh bo'g'in bo'lib, ulardan ikkitasi yetaklovchi bittasi yetaklanuvchi yoki bittasi yetaklovchi ikkitasi esa yetaklanuvchi bo'lishi mumkin. 58.1-chizmada differensial mexanizm ko'rsatilgan. Harakatni to'xtatish usulini qo'llasak

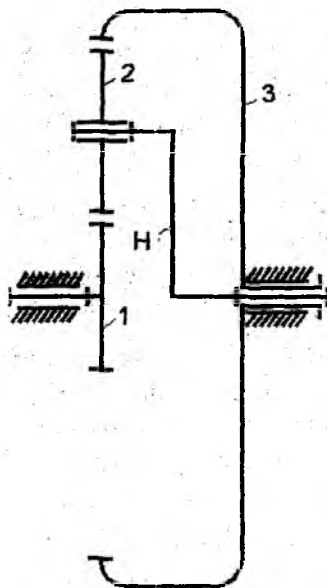
$$u_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} \quad (58.1)$$

Bu tenglamani ω_3 ga nisbatan yechsak, u holda quyidagini yozish mumkin.

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)}\omega_1 + u_{3H}^{(1)}\omega_H \quad (58.2)$$

Yuqorida ko'rsatilgan (58.2) formula har qanday differensial mexanizm uchun umumiydir, ya'ni uni quyidagicha yozish mumkin, agar differensial mexanizmning bosh bo'g'inlari A, B, C lar bo'lsa, u holda

$$\omega_A = u_{AB}^{(C)}\omega_B + u_{AC}^{(B)}\omega_C \quad (58.3)$$



58.1-chizma.

59-§. TUTASHIRILGAN DIFFEREHSIAL MEXANIZMLAR

Ma'lumki, differensial mexanizmlarda uchta mustaqil harakat qiluvchi bo'g'in mavjuddir. Agarda ulardan hohlagan ikkitasini o'zaro tutashirsak, u holda bunday mexanizm tutashtirilgan differensial mexanizm deyiladi.

59.1-chizmada oddiy tutashtirilgan differensial mexanizm ko'rsatilgan. Bu mexanizmning uzatish nisbatini aniqlashda (58.2) formuladan foydalanamiz:

$$\omega_3 = u_{31}^{(H)} \omega_1 + u_{3H}^{(1)} \omega_H,$$

hadlarni ω_4 ga bo'lib yuborsak, u holda

$$u_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = u_{31}^{(H)} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_4} + u_{3H}^{(1)} \cdot \frac{\omega_H}{\omega_4}$$

$$\text{yoki } u_{34} = u_{31}^{(H)} u_{14} + u_{3H}^{(1)} u_{H4},$$

bu yerdan,

$$u_{14} = u_{13}^{(H)} \left(u_{34} - u_{3H}^{(1)} u_{H4} \right) \quad (59.1)$$

Yuqoridagi (59.1) formulaga o'zgartirish ki ritamiz, buning uchun bu formulani quyidagicha yozamiz.

$$u_{14} = u_{13}^{(H)} u_{34} - u_{13}^{(H)} u_{3H}^{(1)} u_{H4} \quad (59.2)$$

Ikkinchi hadida quyidagicha yozamiz.

$$u_{13}^{(H)} u_{3H}^{(1)} u_{H4} = u_{13}^{(H)} \left(1 - \frac{1}{u_{13}^{(H)}} \right) u_{H4} = - \left(1 - u_{13}^{(H)} \right) u_{H4} = - u_{1H}^{(3)} u_{H4} \quad (59.3)$$

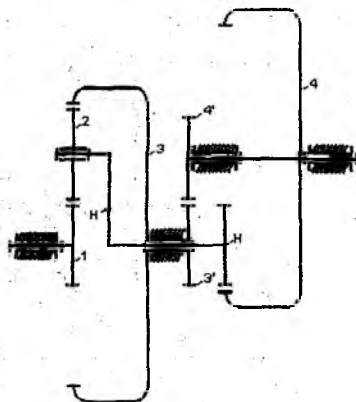
yoki yuqoridagini e'tiborga olib quyidagini yozamiz.

$$u_{14} = u_{13}^{(H)} u_{34} + u_{1H}^{(3)} u_{H4}$$

yoki

$$u_{14} = u_{14}^{(H)} + u_{1H}^{(3)} \quad (59.4)$$

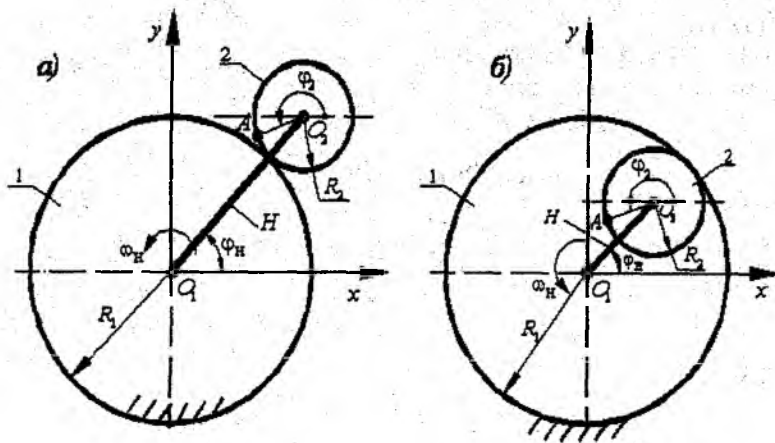
Bu ifoda tutashtirilgan differensial mexanizmlar uchun Soliev formulasi deyiladi.



59.1-chizma.

60-§. PLANETAR MEXANIZMLAR KINEMATIKASINI EHM YORDAMIDA HISOBLASH

Ba'zan planetar mexanizmlarning satellitlarining biror-bir nuqtasi (60.1-chizma) harakatini tezligi va tezlanishini topish kerak bo'ladi (masalan, paxta terish mashinasida). Chizmada ko'rsatilgan mexanizmlar satellitining A nuqtasi harakat qonunini topamiz.



60.1-chizma.

60.1-chizma, a) uchun:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_H \cos \varphi_H - R_2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \\ y_A &= R_H \sin \varphi_H - R_2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \end{aligned} \right\}, \quad (60.1)$$

bu yerda, $R_H = R_1 + R_2$ - vodilo uzunligi;

$\varphi_H = \omega_H t$ - vodiloning burilish burchagi, $\omega_H = const.$;

$u_{21}^H = -\frac{R_1}{R_2}$ - aylantirilgan mexanizmning uzatish nisbati.

Satellit A nuqtasining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini mos ravishda vaqt t bo'yicha differensiallab A nuqta tezligining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini topamiz. Tezlik proeksiyalarini vaqt t bo'yicha differensiallab A nuqta tezlanishining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini topamiz.

Tezlik

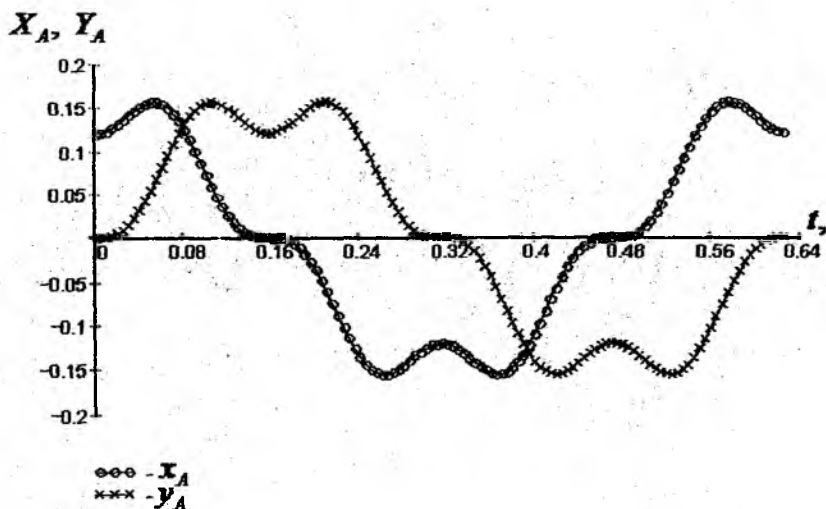
$$\left. \begin{aligned} v_{AX} &= \frac{dx_A}{dt} = -\omega_H \left(R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \\ v_{AY} &= \frac{dy_A}{dt} = \omega_H \left(R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \end{aligned} \right\} (60.2)$$

Tezlanish

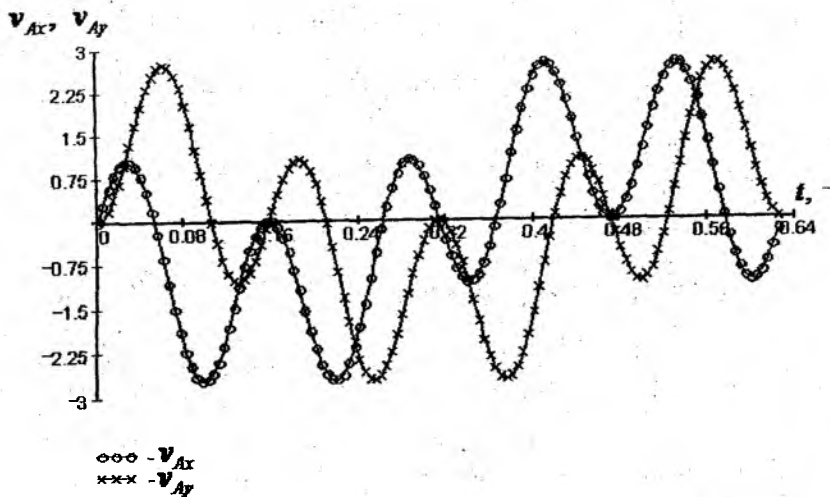
$$\left. \begin{aligned} a_{AX} &= \frac{d^2 x_A}{dt^2} = -\omega_H^2 \left(R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \\ a_{AY} &= \frac{d^2 y_A}{dt^2} = -\omega_H^2 \left(R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \right) \end{aligned} \right\} (60.3)$$

Tashqi ilashmali planetar mexanizmni hisoblashga EHM uchun dastur ushbu darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan.

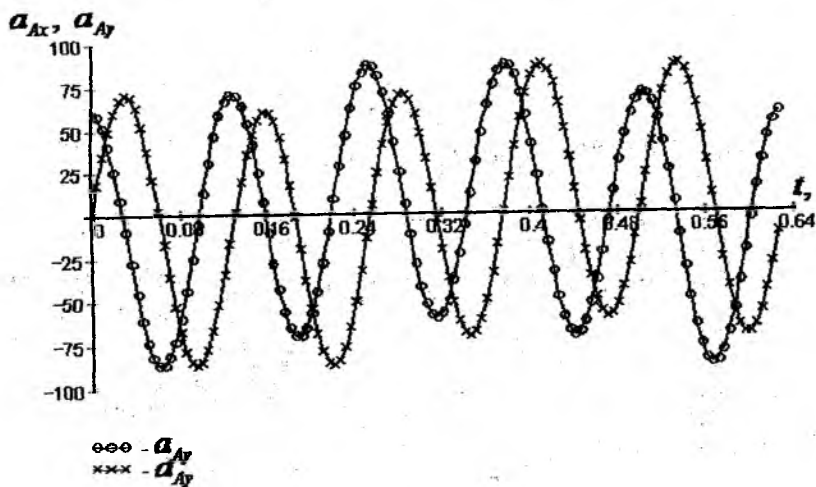
Tashqi ilashmali planetar mexanizmning kinematik parametrlarini dasturni ishlatishda olingan natijalar 60.2–60.4-chizmalarda ko'rsatilgan.



60.2-chizma.



60.3-chizma.



60.4-chizma.

60.1-chizma, b) uchun:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_H \cos \varphi_H - R_2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H \\ y_A &= R_H \sin \varphi_H - R_2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H \end{aligned} \right\} \quad (60.4)$$

bu yerda, $R_H = R_1 - R_2$; $u_{21}^H = \frac{R_1}{R_2}$ - aylantirilgan mexanizmning uzatish nisbati.

Satellit A nuqtasining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini mos ravishda vaqt t bo'yicha differensiallab A nuqta tezligining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini topamiz. Tezlik proeksiyalarini vaqt t bo'yicha differensiallab A nuqta tezlanishining xOy koordinata o'qlariga bo'lgan proeksiyalarini topamiz.

Tezlik

$$\left. \begin{aligned} v_{AX} &= \frac{dx_A}{dt} = -\omega_H (R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \\ v_{AY} &= \frac{dy_A}{dt} = \omega_H (R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H) \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \end{aligned} \right\} \quad (60.5)$$

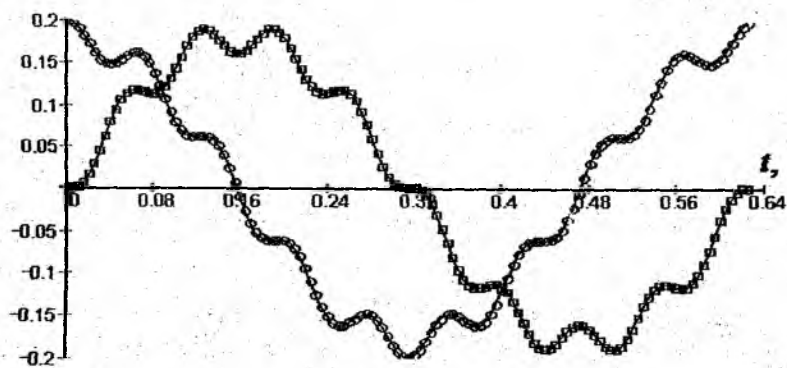
Tezlanish

$$\left. \begin{aligned} a_{AX} &= \frac{d^2 x_A}{dt^2} = -\omega_H^2 (R_H \cos \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \cos(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \\ a_{AY} &= \frac{d^2 y_A}{dt^2} = -\omega_H^2 (R_H \sin \varphi_H - R_2 (1 - u_{21}^H)^2 \sin(1 - u_{21}^H) \varphi_H) \end{aligned} \right\} \quad (60.6)$$

Ichki ilashmali planetar mexanizmni hisoblashga EHM uchun dastur ushbu darslikka ilova qilingan CD-R diskda keltirilgan.

Ichki ilashmali planetar mexanizmning kinematik parametrlarini dasturni ishlatishda olingan natijalar 60.5–60.7-chizmalarda ko'rsatilgan.

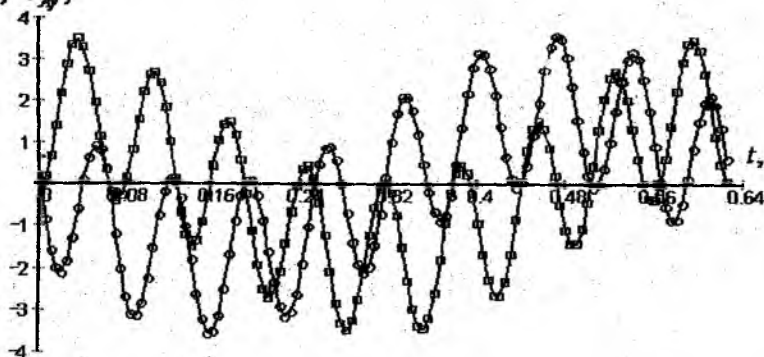
$X_A, Y_A,$



○-○-○ X_A
□-□-□ Y_A

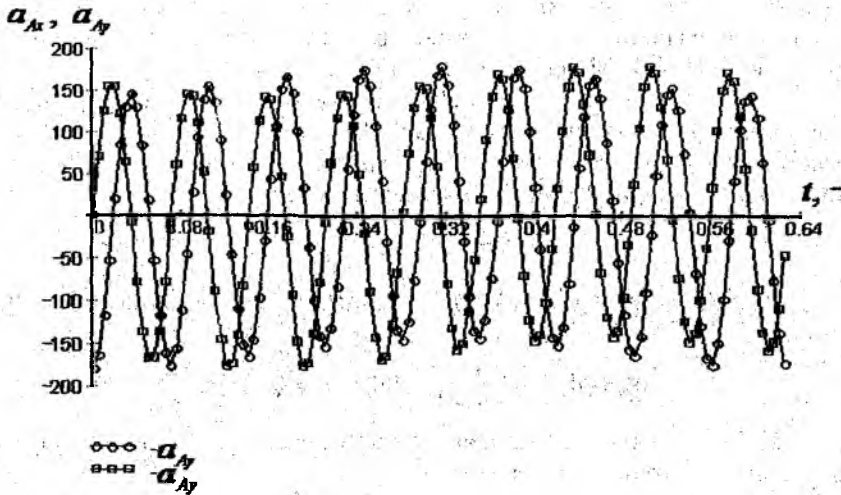
60.5-chizma.

$V_{Ax}, V_{Ay},$



○-○-○ V_{Ax}
□-□-□ V_{Ay}

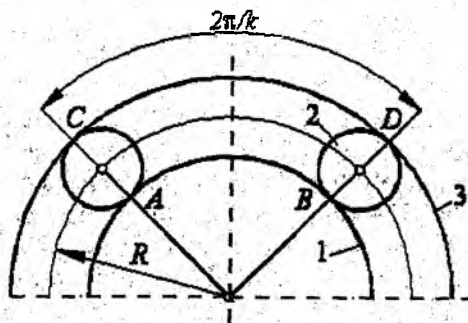
60.6-chizma.



60.7-chizma.

61-§. PLANETAR MEXANIZMLAR SINTEZI

Planetar mexanizmlarni loyihalash uchun ularning satellitlari har doim bir-biriga nisbatan bir xil masofada joylashgan bo'lishi kerak, hamda ularning ishlashi jarayonida hosil bo'ladigan markazdan qochuvchi kuchlari o'zaro muvozanatlashgan bo'lishi kerak. Satellitlar soni ortishi bilan ularning tishlar soni va ularda bo'ladigan zo'riqishlar kamayib boradi hamda markaziy o'qqa o'rnatilgan podshipniklar ham o'zaro muvozanatlashib ularning ishlash muhlati ortadi. Bu holat mexanizmlarning og'irliklarini kam va o'zlarini ixcham qilib ishlab chiqarish imkoniyatini beradi. Biroq satellitlar sonini haddan tashqari ko'paytirib yuborish ham mumkin emas, chunki ularning ishlash



61.1-chizma.

jarayonida tishlari bir-biriga tegib sinib ketishi mumkin. Shuning uchun planetar mexanizmlarni loyihalashda bir necha shartlar mavjud bo'lib, ularni loyihalashda alohida-alohida ko'rib chiqamiz.

1. *Qo'shnilik sharti.* Bu shart ikkita qo'shni bo'lib joylashgan satellitlarni bir-biriga tegmasdan ishlashini talab etadi. Buning uchun satellitlar tishlari cho'qqisi aylanalarining radiuslari yig'indisi ular orasidagi masofadan kichik bo'lishi kerak, ya'ni

$$2r_a < 2R \sin \frac{\pi}{K}$$

Agarda tishli g'ildiraklarni geometrik o'lchamlarini e'tiborga olsak,

$$2[0,5m(z_2 + 2)] < 2 \cdot 0,5m(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{K}$$

61.1-chizmada ko'rsatilgan tasvirni e'tiborga olib tenglamani quyidagicha yozamiz.

$$\sin \frac{\pi}{K} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (61.1)$$

2. *O'qdoqlik sharti.* Bu shart markaziy g'ildiraklarni bitta geometrik o'q atrofida joylashishini talab qiladi (61.1-chizma).

$$r_1 + 2r_2 = r_3$$

yoki

$$z_1 + 2z_2 = z_3$$

3. *Yig'ilish sharti.* Bu shart satellit 2 ni tishlari bir vaqtning o'zida 3 va 1 bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishini talab qiladi. Satellitlar soni ko'p bo'lgan taqdirda birinchi satellit 1 va 3 bo'g'inlarning tishlari bilan ilashishga kirishadi, lekin ikkinchi va qolgan satellitlar 1 va 3 g'ildiraklar tishlari bilan ilashishga kirisha olmaydi, chunki birinchi bo'lib o'rnatilgan satellit 1 va 3 g'ildiraklar erkinligini yo'qotib ularni o'zaro bog'lab qo'yadi (61.1-chizma). Bu muammoni hal qilish uchun quyidagicha mulohaza yuritamiz: satellitlar o'zaro simmetrik ravishda joylashgan deb faraz qilamiz, u holda

$$\overset{\cup}{AB} = \frac{pz_1}{k}, \quad \overset{\cup}{CD} = \frac{pz_3}{k}$$

bu yerda, p - tishlar qadami; k - satellitlar soni.

AB va CD yo'ylar uzunligida tish qadami p butun son bo'ylab joylashsin. Butinini « l », qoldig'ini esa « S » bilan belgilaylik, u holda quyidagilarni yozish mumkin:

$$AB = \delta l_1 + S_1, \quad CD = \delta l_3 + S_3$$

yoki

$$\delta z_1 = k(\delta l_1 + S_1), \quad \delta z_3 = k(\delta l_3 + S_3)$$

bu tenglamalarni hadma-had qo'shamiz, u holda

$$z_1 + z_3 = \frac{k}{p}(\delta l_1 + S_1 + \delta l_3 + S_3)$$

yoki

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3) + \frac{k}{p}(S_1 + S_3) \quad (61.2)$$

Yuqorida ko'rsatilgan tenglama (61.2) ni quyidagicha mulohaza qilish mumkin: tenglamada $z_1 + z_3$ butun sonidir, demak tenglamaning o'ng tomoni ham butun son bo'lishi kerak. Shu shartga ko'ra l_1 , l_3 va k lar butun sonlardir, demak $k(l_1 + l_3)$ butun son bo'ladi. Agar $k(S_1 + S_3)/p$ butun son bo'lishi uchun $(S_1 + S_3) = p$ bo'lishi kerak. (61.2) dan quyidagilarni yozish mumkin:

$$z_1 + z_3 = k(l_1 + l_3 + 1) = kE, \quad (61.3)$$

bu yerda, $E = (l_1 + l_3 + 1)$.

Planetar mexanizmlar yig'ilish sharti (61.3) tenglamadan kelib chiqadi, ya'ni tanlangan z_1 , z_2 va z_3 lardan hosil bo'lgan planetar mexanizm yig'ilish imkoniyatiga ega bo'lishi uchun $(z_1 + z_3)/k$ butun son bo'lishi kerak.

Shunday qilib, planetar mexanizmlarni loyihalashda uchta shartni bir vaqtda bajarilishi zarurdir. Aks holda bunday planetar mexanizm ishlash qobiliyatiga ega emas.

III BO'LIM MASHINA DETALLARI

XII BOB. MASHINA VA DETALLARNING KONSTRUKSIYASIGA QO'YILADIGAN ASOSIY TALABLAR

62-§. MASHINA VA UNING QISMLARINING ISHLASHGA LAYOQATLILIK MEZONI

Ma'lumki, mashinasozlikning asosiy vazifasi insonlar hayotini yaxshilash va uning ravnaq etishini ta'minlashdan iboratdir. Bu muammolar yaratilayotgan mashinalarga quyidagi talablarni: mashina ustuvorligini, uning tezligi va FIK ning yetarli darajada yuqori bo'lishini, ishonchliligini, boshqaruv sistemasining keng ko'lamda avtomatlashtirilganligini, massasi va tashqi o'lchamlarining ixchamliligini, tannarxining pastligini, ishlatish va tamirlash ishlarining soddaligini, hamda xavfsizligini ta'minlash kerak ekanligini qo'yadi.

Bu talablar mashinalardan ishlash qobiliyatining asosiy ko'rsatkichlari bo'lmish mustahkamlik, bikrlilik, yeyilishga chidamlilik, massa va tashqi o'lchamlarning ixchamligi, xavfsizlik talablariga javob berishi kerak ekanligini bildiradi.

Bundan tashqari detalning massasi va uning tashqi o'lchamlari iloji boricha minimal qiymatlarga ega bo'lishi, hamda uni tayyorlash uchun kerak bo'lgan material kamyob bo'lmasligi va nihoyat detal yoki mashinani ishlab chiqarishda oson texnologiyalardan foydalanish kerak.

Detal va mashinalarni ishlab chiqarishda va ularni ishlatish vaqtida xavfsizlik talablariga rioya qilinishi kerak. Mashina hamda detallar davlat standartlari talablariga mos kelishi kerak.

Yuqorida keltirib o'tilgan talablarning bajarilishi mashina va uning detallarini ishlab chiqarishda iqtisodiy talablarni to'la qondirishga olib keladi.

Mazkur kursda oddiy detallar ko'rib chiqiladi. Murakkab detallar esa maxsus kurslarda o'rganiladi. Yuqorida keltirilgan talablarning ayrimlari mazkur darslikning birinchi bobida ma'lum darajada keltirilgan, lekin biz bu yerda ularni mashina detallariga mos holatda ko'rib chiqamiz.

63-§. ISHONCHLILIKNING ASOSIY TUSHUNCHALARI

Ishonchlilik – detal (mashina) ning ishchanligini ishlash muhlati davomida o'zgartirmasdan saqlanish xususiyatiga aytiladi.

Ishchanlikning ko'rsatkichlari quyidagilardir: ishlashga layoqatliligi, uzoq ishlashi, ta'mirlashga layoqatliligi va saqlanishi.

- Ishlashga layoqatliligi – mashinalarning ma'lum sharoitda va ma'lum vaqt ichida ishchanlik qobiliyatini o'zgartirmaslik xususiyatidir.

- Uzoq ishlashlik – mashinalarning ishlash muhlatini texnik xizmat va ta'mirlashlar yordamida oxirigacha ishchanlik qobiliyatini saqlab qolish xususiyatidir.

- Ta'mirlashga layoqatlilik – mashinalarning ishchanlik qobiliyatini saqlashda texnik xizmat va ta'mirlashga moyilligidir.

- Saqlanish – mashinalarning sifat ko'rsatkichlarini ularni saqlash va bir joydan ikkinchi joyga ko'chirish vaqtida uzluksiz holatda o'zgarimaslik xususiyatidir.

Ishchanlik bu mashinaning sifatini bildiruvchi asosiy ko'rsatkichdir. Mashinaning ishchanligi past bo'lsa uning unumdorligi, ishlab chiqargan mahsulotni davlat andozasiga mos kelmasligi va h.k.larga olib keladi.

Shuning uchun mashinani ishlab chiqarishda uning ishonchlilikini mashinasozlar ta'minlashi kerak. Buning uchun konstruktor mashina yaratilayotganda uning detallarini, qismlarini ishlab chiqarish talablariga mos keladigan, detallar materiallari yuqori sifatli, ishlatish va ta'mirlash ishlari sodda qilib tayyorlash muammolarini mukammal ravishda hal qilishi kerak.

Mashina detallarining ishchanligi mashinalar ishonchlilikini ta'minlaydi.

Ishchanlik – mashinaning bajarishi kerak bo'lgan vazifalarini texnik talablarga mos holatda bajarish qobiliyatidir.

Mashinalarning ishchanlik ko'rsatkichlari quyidagilardir: *mustahkamlik, bikrlilik, yeyilishga chidamlilik, issiqqa chidamlilik, titrashga chidamlilik.*

Mustahkamlik – mashina yoki detalning deformatsiyalanishi me'yorida bo'lgani holda, sinmay va benuqson ishlay olish xususiyatidir. Ma'lumki, mashina va uning detallari ishlash jarayonida plastik deformatsiyaga uchraydi va u ba'zan buziladi. Bunday holatlarda nafaqat iqtisodiy yo'qotish sodir bo'ladi, ba'zan

baxtsiz hodisalar ham ro'y berishi mumkin. Shuning uchun mashinalarni tashkil etgan detallar mustahkam va qoldiq deformatsiyasiz ishlash kerak.

Detallarning o'lchamlari ularga ta'sir etuvchi kuchlar va ishlash sharoiti orqali aniqlanadi. Shuning uchun ham detallarni mustahkamlikka hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanishning va mustahkamlik zahira koeffitsientining qiymatlariga e'tibor berish kerak bo'ladi.

Bikrlik – detallarning kuch ta'sirida o'lcham va shakllarining o'zgarishiga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Ma'lumki, ba'zi detallar, ayniqsa kuch ta'sirida ishlaydigan detallar uchun mustahkamlikning o'zi yetarli bo'lmaydi. Masalan, ma'lum kuch va moment ta'sirida aylanayotgan val mustahkam bo'lishiga qaramay, ruxsat etilgandan ortiq egilishi mumkin. Bunday val ishlatilmasligi kerak, chunki valga o'rnatilgan detallar orasidagi masofa o'zgarib, ularning normal ishlashini ta'minlay olmaydi va natijada mashina ishdan chiqadi. Demak, detallarning mustahkamligi bilan bir qatorda ularning bikrligi ham ta'minlanishi kerak bo'ladi. Buning uchun detalning eng katta deformatsiyalangan qismi aniqlanadi va shu yerdagi haqiqiy deformatsiyaning qiymati topiladi. Bu qiymat ruxsat etilgan deformatsiyadan kichik bo'lishi kerak, aks holda detalning bikrligi ta'minlanmaydi.

Yeyilishga chidamlilik – mashina detallarining o'zaro nisbiy harakatchan holatda birikkan yuzalarining yeyilishiga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Ma'lumki, yeyilish natijasida detalning o'lchamlari o'zgaradi, bu esa o'z navbatida yeyilgan detalning notekis ishlashiga sabab bo'ladi, ishlab chiqarilgan mahsulot davlat andozasi talablariga javob bermaydi. Shuning uchun detalning yeyilishi ma'lum darajaga etgandan so'ng uni almashtirish tavsiya yetiladi. Ishlab chiqarishda yeyilishga qarshi kurashish choralari mavjud bo'lib, ulardan eng ko'zga ko'rinarlisi detallarning o'zaro ishqalanuvchi joylarini moylashdan iboratdir. Ba'zan yeyilishga chidamli bo'lgan materiallar – bronza, plastmassa va shu kabilar yeyilishni kamaytirish maqsadida ishlatiladi.

Issiqqa chidamlilik – mashina detallarining ishlash jarayonida o'zaro ishqalanishi tufayli kelib chiqadigan issiqlik natijasida paydo bo'ladigan deformatsiyaga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Ma'lumki, detallarning o'zaro ishqalanishi natijasida ularning harorati oshib ketadi va bu o'z navbatida mashinalarning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Mashinalarda issiqlikni kamaytiruvchi sovutgichlardan, qo'shimcha qirralardan foydalaniladi. Issiqqa chidamlilikning asosiy talabi, mashina ishlashi jarayonidan paydo bo'ladigan issiqlikning mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlikdan ortmasligidir.

Titrashga chidamlilik — mashina qismlari va detallarining ishlash jarayonida ularning muvozanatlanmaganligi natijasida kelib chiqadigan inersiya kuchlarining ta'siriga ko'rsatadigan qarshiligidir.

Ma'lumki, titrashlar mashinaning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatib, detallarning toliqishi oqibatida ishdan chiqishini tezlatadi. Odatda titrashlar natijasida rezonans hodisasi ro'y berganda xavfli holat kelib chiqadi. Rezonans hodisasi detallarning xususiy tebranishlar chastotasiga tashqi omilning tebranishlar chastotasi mos kelgan holatda ro'y beradi. Shunday qilib, titrashdan qutilishning asosiy sharti rezonans holatiga yo'l qo'ymaslikdir.

Mashinalarning ishonchli bo'lishida yuqorida keltirilgan omillardan eng e'tiborga moyili bu ularning mustahkamligidir, chunki mustahkamligi yetarli bo'lmagan detallar mutlaqo ishlay olmaydilar. Detailarning mustahkamligi deganda albatta birinchi navbatda ularning o'zaro bog'langan ishchi yuzalarining mustahkamligi tushuniladi. Bu ishchi yuzalarda hosil bo'ladigan kontakt kuchlanish σ_H ning qiymati doimo ruxsat etilgan qiymatidan kichik bo'lishi kerak, ya'ni

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (63.1)$$

Yuqorida keltirilgan (63.1) formula detallarni loyihalashda mustahkamlik shartini bildiradi. Mustahkamlik shartidan yangi detal loyihalashda yoki mavjud detalning mustahkamligini tekshirishda foydalaniladi. Detailarning mustahkamligini hisoblashda shuni nazarda tutish kerakki, xavfli yuzadagi kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan kichik bo'lishi bilan birga undan katta farq qilmasligi kerak. Bu shart bajarilmagan taqdirda detal og'irlashib ketadi va qimmatga tushadi. Lekin, ayrim vaqtlarda talab etilgan bikrlikni ta'minlash uchun detalning o'lchamlarini kattalashtirishga, ya'ni undagi kuchlanishning qiymatini ruxsat etilgan qiymatidan bir muncha kamaytirib, mustahkamlik zahirasini oshirishga to'g'ri keladi.

Shunday qilib, mashinalarni loyihalashda yuqorida ko'rsatilgan omillarni hammasiga to'la javob beradigan va ular uchun umumiy bo'lgan usulni qo'llash alohida ahamiyat kasb etadi.

64-§. STANDARTLASH TIRISH. O'ZARO ALMASHUVCHANLIK

Ishlab chiqarilgan mahsulotning sifati va parametrlarining davlat qonun-qoidalari tomonidan qo'yilgan talabga javob berishi *standartlashtirish* deyiladi.

O'zbekistonda ishlab chiqarilgan hamma mahsulot standartlashtirilgan. Ishlab chiqarilgan mahsulot Davlat standarti (GOST) talablariga javob berishi kerak. O'zbekistonda nostandart mahsulotlar ham ishlab chiqariladi. Bu holda ma'lum korxonada tomonidan texnik talablar (TU) yaratilib, mahsulot ushbu talabga javob berishi kerak.

Albatta bu texnik talablar, Davlat standarti talablari ostida yoziladi va unga mos keladi.

Standartlashtirish - umumdavlat ahamiyatiga ega bo'lgan masaladir. U mahsulotlarni maxsus korxonalarda ko'plab ishlab chiqarishga yo'l ochadi; ish unumdorligini oshiradi; mahsulot tannarxini kamaytiradi; sifatini yaxshilaydi; ishlash muhlatini uzaytiradi va o'zaro almashinuvga imkoniyat yaratadi.

O'zaro almashuvchanlik - mashina qismlarini yoki uning detallarini ularga qo'yilgan talablarni buzmasdan, qo'shimcha ishlov bermasdan almashtirishga aytiladi.

O'zaro almashinish buyumlarning va ularning qismlarini yoki boshqa turdagi mahsulotlarning juda ko'p nusxada ishlatilganda uni shu turdagi boshqa nusxasi bilan teng qiymatli almashtirish imkonini beradi. To'la va qisman o'zaro almashinish mavjud. Eng keng qo'llaniladigani bu to'la o'zaro almashtirishdir. U bir-biri bilan bog'lanmagan holda, berilgan aniqlikda tayyorlangan bir turli detallarni mashinalarning yig'ilgan qismlarini, ularni esa buyumlarga hamma parametrlari bo'yicha texnik talablariga rioya qilgan holda moslashtirib yig'ish imkoniyatini beradi. Qisman o'zaro almashinishda, kamroq aniqlik bilan tayyorlangan detal va uzellarni to'g'ri biriktirishda ishlatiladi.

Mashinalarni, ishlab chiqarishda va ishlatishda detallarning, mashinalar yig'ilgan qismlari va buyumlarining o'zaro almashinuvchanligini ta'minlaydigan boshlang'ich ilmiy-texnikaviy qoidalarning kompleksi *o'zaro almashinish tamoyili* deyiladi.

Ba'zan mashinalarni ishlatish talablarini qondirish uchun detal va mashinalarning yig'ilgan qismlarini juda kichik, iqtisodiy jihatdan qabul qilib bo'lmaydigan va texnologik jihatdan bajarilib bo'lmaydigan cheklamalar bilan tayyorlashga to'g'ri keladi. Bu hollarda talab qilingan yig'ish aniqligini olish uchun guruhlab tanlash, mashina va asboblarning ba'zi qismlari holatini sozlash, to'ldiruvchilar, moslashtirish va boshqa texnologik tadbirlar ishlatiladi. Bunda buyumlarning va yig'ilgan mashina qismlari sifatiga qo'yilgan talablar bajarilishi shart. Bunaqa o'zaro almashinish cheklangan deyiladi. Bulardan tashqari – tashqi va ichki o'zaroalmashinishlar mavjud.

Tashqi o'zaro almashirish – butlovchi qismlar va mashinalarning yig'ilgan qismlarini ishlatish ko'rsatkichlari, shuningdek biriktiriladigan yuzalarning o'lchamlari va shakli bo'yicha o'zaro almashinishdir. Masalan, elektrodvigatellarda tashqi o'zaro almashinish valning aylanishlari soni va quvvati bo'yicha ta'minlanadi hamda biriktiriladigan yuzalarning o'lchamlari bo'yicha; dumalash podshipniklarida esa tashqi diametri ichki halqasining ichki diametri hamda aylanishlar soni bo'yicha olib boriladi.

Ichki o'zaro almashirish – buyumga kiradigan detallar, mashinalarning yig'ilgan qismlari va mexanizmlarga taaluqli detallarga tegishli. Masalan, dumalash podshipniklarida dumalash sharlarning almashinishi.

O'zaro almashuvchanlikning halq xo'jaligidagi ahamiyati beqiyosdir. U mashinalarni ishlab chiqarishda, ta'mirlashda, ularni ehtiyot qismlar bilan ta'minlash muammosini hal qiladi.

Ishlab chiqarishda o'zaro almashuvchanlik standart detallardan foydalanishni va mashinalarni loyihalashda EHM dan foydalanish imkonini beradi.

65-§. QOYIM VA O'TQAZISHLAR HAQIDA QISQACHA MA'LUMOT

Detallarni o'zaro almashinuvi halqaro birliklar sistemasi (SI) ga mos kelgan qo'yim va o'tkazishlar yagona sistemasi (ESKD) da olib boriladi.

Ma'lumki, detallarni ishlab chiqarishda uni o'lchamlari nominal o'lchamdan, ya'ni loyihachi tomonidan tanlangan o'lchamdan farq qiladi. *Nominal o'lcham* (D , d , l va boshqalar)

– bu chetga chiqishlar uchun hisob boshi bo‘lib xizmat qiladigan va unga nisbatan chegaraviy o‘lchamlar aniqlanadigan o‘lchamdir. Birikma hosil qiladigan detallar uchun nominal o‘lcham bir xildir. Nominal o‘lchamlar mustahkamlikka va bikrlikka hisoblanib, shuningdek geometrik shakllarining mukammalligini va konstruksiya texnologiyasini soddaligini ta‘minlashdan kelib chiqqan holda topiladi.

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

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

Chegaraviy chetga chiqishlarni quyidagicha belgilash qabul qilingan:

- Teshik o‘lchamning yuqorigi chetga chiqishi $ES = D_{\max} - D$;
- Val o‘lchamining yuqorigi chetga chiqishi $es = d_{\max} - d$;
- Teshik o‘lchamining pastki chetga chiqishi $EI = D_{\min} - D$;
- Val o‘lchamining pastki chetga chiqishi $ei = d_{\min} - d$.

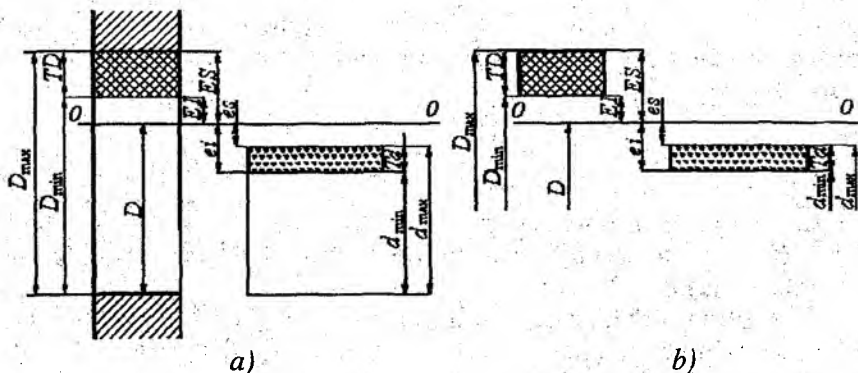
Nominal o‘lchamdan chetlanishlarning eng katta va eng kichigi orasidagi ayirma *qo‘yim* deyiladi.

Ikkala eng katta va eng kichik o‘lchamlar oralig‘idagi maydon *qo‘yimlar maydoni* deyiladi.

Qo‘yimlar maydoni ikki xil bo‘ladi, teshikning qo‘yim maydoni va valning qo‘yim maydoni (65.1-chizma).

65.1-rasmda qo‘yimlar va o‘lchamlarni chegaralari grafik ravishda ko‘rsatilgan (teshik qo‘yimi maydoni shtrix chiziqlar bilan, val qo‘yimi esa nuqtalar bilan ko‘rsatilgan).

Har xil birikmalarning aniqligiga qarab ularga qo‘yiladigan talablar ham xilma-xildir. Shuning uchun qo‘yimlar maydonchasi sistemasini 19 kвалitetga bo‘lib chiqiladi. Shuni ham e‘tiborga olish kerakki, kвалitet o‘sish bo‘yicha aniqlikka teskari, ya‘ni 19 kвалitet eng noaniq, 01 kвалitet esa eng aniq bo‘ladi. O‘rnatilishni detallarning ishlab chiqarishdagi o‘lchamlari bildiradi.



65.1-chizma.

- a) teshik va valning qo'yimlar maydoni ko'rsatilgan;
 b) teshik va valning qo'yimlar maydoni soddalashtirilgan holda ko'rsatilgan.

Barcha chizmalarda o'lchamlar va chetga chiqishlar millimetrdagi qo'yiladi

$$(GOST 2.307-68) \quad 50_{-0,013}^{0,003}; \quad 50_{-0,024}^{-0,013}; \quad 50_{-0,005}^{-0,005}$$

Detallarni bir-biriga o'tqazishda tirqish «S» yoki tig'izlik «N» hosil bo'lishi mumkin. Bundan tashqari bir vaqtning o'zida ham tirqishli, ham tig'izlik orqali o'tkazilishi mumkin.

O'tqazma deb - hosil bo'lgan bo'shliq yoki tig'izlik miqdori bilan belgilanadigan birikmaning xarakteriga aytiladi. O'tkazma birikkan detallar nisbiy harakati erkinligini yoki ularning o'zaro siljishiga qarshilik darajasini xarakterlaydi.

Val va teshik cheklamalari maydonlari joylashishiga bog'liq holda o'tqazmalar: tirqish bilan S, tig'izlik bilan N yoki o'tish o'tqazmalaridan iborat bo'ladi. O'tish o'tqazmasida tirqish olish imkoniyati ham, tig'izlik olish imkoniyati ham bo'ladi.

Tirqish S - bu teshik o'lchami val o'lchamlaridan katta bo'lganda ikkala o'lchamning ayirmasi. Tirqishli birikma yig'ilgan detallarning nisbiy harakatini ta'minlaydi. Eng katta, eng kichik va o'rtacha tirqish quyidagicha aniqlanadi:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min}; \quad S_{\min} = D_{\min} - d_{\max}.$$

Tig'izlik N - valning o'lchami teshikning o'lchamidan katta bo'lganda hosil bo'ladi va ikkala o'lchamlarining ayirmasiga

tengdir. Tig'izlik yig'ilgan detallarning o'zaro nisbiy qo'zg'almasligini ta'minlaydi. Eng katta va eng kichik tig'izliklar quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min}; \quad N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}.$$

Tirqishli o'tqazmadagi birikmada – tirqish kafolatlanadi, bunda teshikning cheklama maydoni val cheklama maydonining ustida joylashgan bo'ladi.

Tig'iz o'tkazmadagi birikmada – tig'izlik kafolatlanadi, bunda valning cheklama maydoni teshik cheklama maydonining ustida joylashgan bo'ladi.

O'tish o'tqazmasida – val va teshik cheklama maydonlari qisman yoki butunlay ustma-ust tushadi.

O'tqazma cheklamasi – bo'lishi mumkin bo'lgan eng katta va eng kichik tirqishlar (agar o'tqazma tirqishli bo'lsa) yoki eng katta va eng kichik tig'izliklar (agar o'tqazma tig'izli bo'lsa) ayirmasidir. O'tqazma cheklamasi TS va TN bilan belgilanadi.

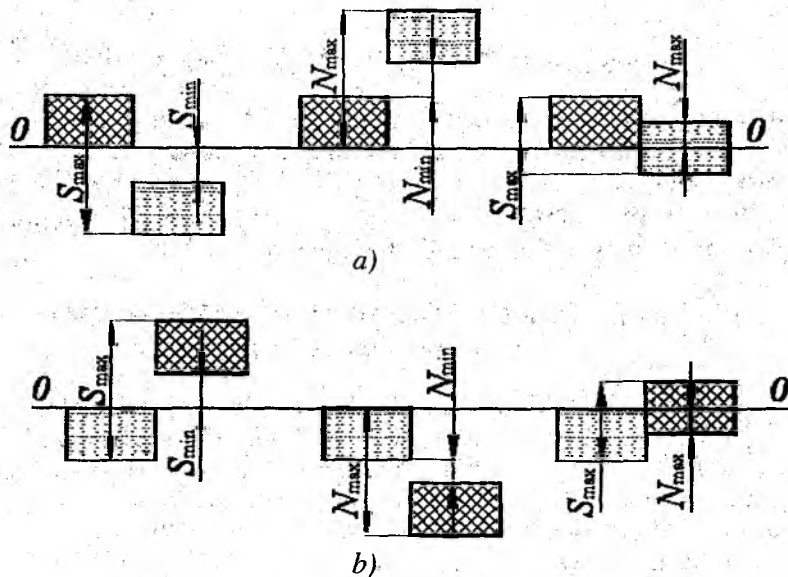
$$TS = S_{\max} - S_{\min}; \quad TN = N_{\max} - N_{\min}.$$

O'tish o'tqazmalarida cheklama eng katta tirqish va eng katta tig'izlik mutloq qiymatlarining yig'indisi va u teshik va val cheklamalarining yig'indisiga teng.

$$TS(TN) = TD + Td.$$

O'rnatilishlarning xilma-xil turlarini valning yoki teshikning qo'yish maydonchalarini o'zgartirish orqali amalga oshiriladi (65.2-chizma). Bu muammoni hal qilishda albatta bitta detal qo'yilish maydonini o'zgartirib, ikkinchi detal qo'yim maydonini o'zgartirmasdan erishish maqsadga muvofiqdir.

Agarda o'rnatishda qaysi detalning qo'yishlar maydoni o'zgarishsiz qolsa, u holda o'sha detal mazkur o'rnatishda asosiy hisoblanadi, ya'ni teshikning qo'yimlar maydoni o'zgarmagan bo'lsa, u holda bu o'rnatilish teshik tizimida bajarilgan, aks holda esa val tizimida bajarilgan deyiladi. Teshik tizimida teshik o'lchamlarini pastki chetlanishlari $EJ=0$ ga teng bo'ladi va qo'yimlar maydoni teshik nominal o'lchamining o'sishi tomon yo'nalgan bo'ladi.



65.2-chizma.

O'rnatish val sistemasida bajarilgan bo'lsa, u holda val o'lchamlarining yuqori chetlanishlari $es = 0$ ga teng bo'ladi va qo'yimlar maydoni nominal o'lchamning kamayishi tomonga qarab yo'nalgan bo'ladi. Teshik sistemasida teshik o'lchamlarining chetlanishlarini lotin alifbosining katta harflari bilan, val uchun esa lotin alifbosining kichik harflari bilan belgilanadi. Masalan: teshik sistemasida teshik o'lchamlari chetlanishlari A, B, C, \dots va $x.k$ harflar bilan, val o'lchamlarining chetlanishlari esa a, b, c, \dots va $h.k$ lar bilan belgilanadi. Eng ko'p uchraydigan o'rnatish teshik sistemasida H bilan olib boriladi. Uning o'lchamining pastki chetlanishi $EJ = 0$ bo'ladi va bunga mos keluvchi val o'lchamlarni chetlanishlari quyidagicha bo'ladi:

- f, g, h – tirqishli o'rnatilsa;
- j, s, m, n – o'tish o'tqazmalarida bo'lsa;
- p, r, s – tig'izlik bilan o'rnatilsa.

O'rnatish chizmada quyidagicha ko'rsatiladi: $\Phi 40 \frac{H7}{f7}$ ya'ni,

nominal o'lchami 40 mm bo'lgan ikkita detal bir-biriga teshik sistemasida o'rnatilgan. Teshikning o'lchami H7 da, ya'ni 7-kvalitetga to'g'ri keluvchi aniqlikda H qo'yimlar maydonida, ishlangan val esa 7-kvalitetga to'g'ri keluvchi aniqlikda f qo'yimlar maydonida ishlab chiqilgan.

66-§. MASHINASOZLIKDA ISHLATILADIGAN MATERIALLAR

Mashina detallarini ishlab chiqarishda turli xil materiallardan foydalaniladi. Bular: po'lat, cho'yan, rangli metallar birikmalari, kukunli birikmalar, rezina, plastmassa va h.k. Mashina detallari uchun material tanlashda eng avvalo yaratilayotgan mashinaning qanday maqsadda ishlatilishi, tayyorlash uslublari va boshqa faktorlarni e'tiborga olish kerak.

Material tanlashda quyidagilarni e'tiborga olish kerak:

- Mashina og'irligini oshirmasdan uning mustahkamligini va bikrligini ta'minlash;
- Mashinaning ishlatilish sharoitiga to'g'ri kelishi;
- Material narxining arzonligi;
- Material xususiyatini ishlov berishga mosligi.

Mashina detallari metal va nometal materiallardan tayyorlanadi.

Metallar o'z navbatida qora va rangli metallarga ajraydi. Qora metallar cho'yan va po'latlardan iborat.

Agarda temir bilan uglerod birikmasi tarkibida uglerodning tarkibi 2% gacha bo'lsa bunday birikmaga *po'lat* deyiladi. Po'latlar boshqa metallarga qaraganda yuqori mustahkamlikka, plastiklikka, payvandlanishga va mexanik ishlov berishlikka moyil.

Po'latlar bir necha turlarga bo'linadi:

- oddiy po'latlar: po'lat 0 dan to po'lat 7 gacha (ST0 ... ST7);
- sifatli po'latlar: bular po'lat 40, po'lat 45 .. (ST40, ST45 va boshqalar);
- legirlangan po'latlar. Bular sifatli va yuqori sifatli po'latlarga bo'linadi va ular quyidagicha belgilanadi. 20X;

12XH3A, 30X7GHA va h.k. Harflar oldidagi sonlar modda tarkibidagi uglerod foizini bildiradi. Harflardan keyin kelgan sonlar esa mazkur moddalarning po'lat tarkibidagi foizini beradi. Harflar oxirida kelgan A harfi yuqori sifatli po'lat ekanligini bildiradi.

Agarda temir bilan uglerod birikma tarkibida uglerodning miqdori 2% dan ko'p bo'lsa, u holda bunday modda *cho'yan* deyiladi. Ular kulrang cho'yan (*SCh*), bolg'alanuvchi cho'yan (*KCh*), oq cho'yan (*BCh*) lardan iborat. Ishlatilishi bo'yicha: yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan, antifiriksion va h.k turlarga bo'linadi. Bularning ichida eng ko'p qo'llaniladigani kul rang cho'yandir. U yaxshi mexanik xossalarga ega bo'lib, mexanik ishlovga moyil. Yozilishi *SCh10*, *SCh15* va h.k. Bu yerda, *SCh* harfi kul rang cho'yan ekanligini (seriy chugun) bildiradi, sonlar esa cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasini bildiradi.

Rangli metal birikmalari. Bronzani mis, qo'rg'oshin, alyuminiy, qalay, temir, marganes va h.k lar bilan birikmasidir. Bular yaxshi antifiriksion, antikorrozion xossalarga egadir.

Latunni mis va rux bilan birikmasidir. Bu ham yuqori antifiriksion, antikorrozion va plastiklik xossalarga egadir.

Kukun materiallar. Bular kukun metallurgiyasi yo'li bilan olinadi va mexanik ishlov talab qilinmaydi.

Plastmassalar. Bular tabiiy va sun'iy qatron birikmasidan olinadi va yuqori ximik mustahkamlikka hamda antikorrozion xususiyatlarga ega.

XIII BOB. BIRIKMALAR

67-§. BIRIKMALAR HAQIDA ASOSIY TUSHUNCHALAR

Mashinalarning asosini detallar va ularning birikmalari tashkil etadi. Birikmalar o'z navbatida ajralmas va ajraluvchan bo'ladi. Detallar o'zaro birikib uzellarni, uzellar esa mashinani tashkil etadilar.

Agarda birikmani qismlarga ajratish uchun ularni buzish shart bo'lsa, unda bunday birikmalarga *ajralmas birikmalar* deyiladi va aks holda *ajraluvchan birikma* deyiladi.

Umuman mashinasozlikda qanday birikmadan foydalanish mashinaning ishlash sharoitidan kelib chiqadi. Mashinalarda

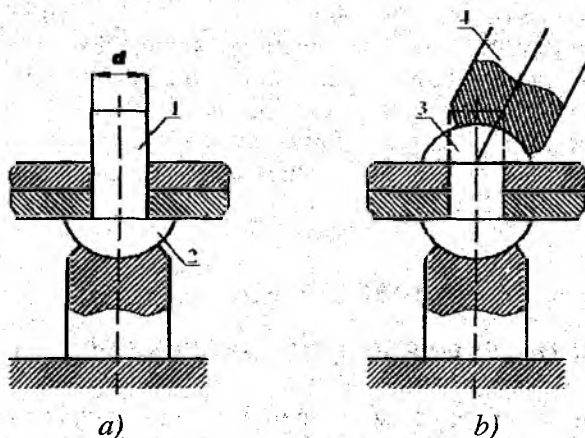
detallarni texnik xizmatda almashtirish ko'zda tutilgan bo'lsa, u holda ajraluvchan birikmalardan foydalaniladi (masalan: podshipniklar, vtulkalar va h.k larning korpuslari).

Agarda mashinalarda detallarni almashtirish ko'zda tutilmasa, ularni ajralmas birikmalar orqali birlashtirish maqsadga muvofiqdir (masalan: mashinaning tanasi, samalyotning qanotlari va h.k lar).

Ajraladigan birikmalarining ajralmas birikmaga nisbatan afzalligi shundaki, ular vositasida mashinani zarur vaqtda bo'laklarga ajratib, zarur vaqtda yana qayta yig'ish mumkin.

68-§. PARCHIN MIXLI BIRIKMALAR

Parchin mixli birikma – ajralmas birikmadir. Parchin mixli birikmalardan turli muhandislik inshootlarida, kemalar, qozonlar, kranlar, ko'priklar va boshqalarda keng foydalaniladi. Yengil qotishmalardan tayyorlangan konstruksiyalarda va aviatsiya sohasida parchin mixli birikmalardan keng ko'lamda foydalaniladi.



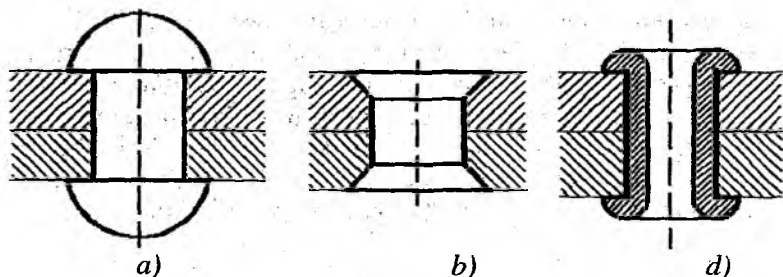
68.1-chizma.

Parchin mixli birikmalar va ularni hisoblash usullari haqida mazkur kitobning birinchi bobida ba'zi-bir ma'lumotlar keltirilgan. Hozir biz ularni umumlashtirib muhandislik tajribasida uchraydigan tomonlarini batafsil ko'rib chiqamiz.

Parchin mix (68.1-chizma, a) doiraviy ko'ndalang kesimli silindrik sterjen 1 bo'lib, uning uchida qo'ndirma kallagi 2 bor.

Parchinlash jarayonida silindrik sterjenning chiqib turgan uchi qisqich 4 bilan boshqa, tutashiruvchi, kallak deb ataluvchi kallak 3 ga aylantiriladi (68.1-chizma, *b*).

Parchin mixlar faqat kallaklarining shakli bilan farq qiladi. Yarim doiraviy kallakli parchin mixlar eng ko'p ishlatiladi (68.2-chizma, *a*). Detaldan kallaklarning chiqib turishiga yo'l qo'ymaslik hollarida yashirin kallakli parchin mixlar ishlatiladi (68.2-chizma, *b*). Samalyotsozlikda va sanoatning boshqa tarmoqlarida maxsus tipdagi parchin mixlar (pistonlar) ishlatiladi (68.2-chizma, *d*).



68.2-chizma.

Parchin mix uchun material sifatida, chokning vazifasiga va biriktirilayotgan detallarning materialiga qarab, tarkibida uglerod miqdori oz bo'lgan po'latlar (ST2, ST3), mis, alyuminiy va boshqalar ishlatiladi.

Detallarning parchin mix bilan biriktiriladigan joyi parchin mixli chok deyiladi.

Bajaradigan vazifasiga qarab parchin mixlar quyidagicha bo'ladi:

- mustahkam choklar (68.2-chizma, *a*) – bu choklardan faqat mustahkamlik talab qilinadi (balkalar, fermalar va boshqa muhandislik inshootlari);

- jips choklar (68.2-chizma, *b*) – bu choklar mustahkamligidan tashqari konstruksiyalarning (rezervuarlar, bug' qozonlari, sisternyalar) germetikligini ta'minlashi kerak.

To'la germetikli bo'lishi uchun chokka zarb beriladi (chekanka qilishadi). Maxsus asbob – chekan bilan biriktirilayotgan detallning chetining bir qismi ularning o'zaro siqilib turishi uchun cho'ktiriladi.

Parchin mixlarni joylashuviga qarab choklar bir qatorli va ko'p qatorli choklar bo'lishi mumkin.

Parchin mixlar shaxmat tartibida yoki parallel qatorlar tarzida joylashtirilishi mumkin.

Parchin mixli birikmani hisoblashda eng avvalo tashqi berilgan kuch va uning ta'sirini aniqlash kerak bo'ladi. Ularni hisoblash parchin mix sterjenining diametri yoki mixlar sonini aniqlashdan iborat.

Parchin mixli birikmani hisoblashda berilgan tashqi kuch hamma parchin mixlarga bir xil ta'sir qiladi va biriktirilayotgan detallar orasida ishqalanish kuchi yo'q deb tasavvur qilinadi.

Eng avvalo parchin mixning diametri tanlab olinadi va berilgan kuch ta'siriga bardosh beradigan parchin mixlar soni aniqlanadi. Ba'zan teskari masala hal qilinadi, ya'ni parchin mixlar soni tanlanadi, so'ngra berilgan yuklamaga bardosh beradigan parchin mix diametri hisoblanadi.

Hisoblash quyidagi formula orqali olib boriladi:

$$P = \frac{\pi d^2}{4} \cdot z \cdot [\tau_k]$$

bu yerda, P – parchin mixli chokka ta'sir etuvchi kuch; d – parchin mix sterjenining diametri; z – parchin mixlar soni; $[\tau_k]$ – parchin mix materialining kesilishga hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanishi.

Yuqoridagi formula orqali parchin mix sterjenining diametri topiladi va uni GOST ga muvofiq yaxlitlanadi. Qabul qilingan diametr, agarda biriktirilayotgan detallarni eng kichik qalinligi δ dan katta bo'lsa, u holda sterjen tanasini ezilishga chidamliligi tekshiriladi.

Ezilish hodisasi quyidagicha hisoblanadi.

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{d \cdot \delta \cdot z} \leq [\sigma_{ez}]$$

ST2 va ST3 materiallar uchun $[\sigma_{ez}] = 280 - 320 \text{ MPa}$ bo'lsa, va mabodo haqiqiy kuchlanishlar qiymati ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lsa, u holda hisoblashni qaytadan ko'rib chiqiladi. Bunda z ning qiymatini o'zgartirishga to'g'ri keladi.

69-§. PAYVAND BIRIKMALAR

Payvandlash – biriktiriluvchi detallarning qismlarini mahalliy qizdirish yohud deformatsiyalash natijasida molekullarning o'zaro tortilishuvi yordamida birikishiga aytiladi. Detal qismlarini mahalliy qizdirish orqali biriktirishni eritib biriktirish, deformatsiyalab biriktirishni esa bosim ostida biriktirish ham deyiladi.

Payvand birikmalarni p archin mi xli bir ikmalarga ni sbatan afzalliklari quyidagilardan iborat: payvand birikmalar kam mehnat talab qiladi; metall tejaladi; yuqori mustahkamlikka ega bo'lgan birikma hosil bo'ladi; payvandlashni avtomatik bajarish imkoniyati bor; shovqinsiz.

Payvand birikmalarning kamchiliklariga quyidagilar kiradi: payvandlangan choklarda kuchlanish konsentratorlarining mavjudligi; qoldiq kuchlanishning mavjudligi; har xil ko'rinishdagi yoriqlarning mavjudligi va h.k.

Payvandlashning yuqorida keltirilgan kamchiliklariga qaramay sanoatda keng ko'lamda foydalaniladi. Bunday birikmalar yuqori mustahkamlikka ega bo'libgina qolmay, metalni tejash imkonini beradi. Ayniqsa, murakkab shaklli cho'yan quymalar o'rniga payvand birikma vositasida tayyorlangan engil po'lat detallar ishlatish materialni bir necha marotaba tejash imkonini beradi.

Payvandlash usullarini ko'plab turlari mavjud bo'lib, ulardan eng ko'p qo'llaniladigani elektr energiyasidan va gaz alangasidan foydalanib payvandlash usullaridir.

Sanoat va qurilishda elektr energiyasi yordamida payvandlash ko'p qo'llaniladi, chunki bu usul jarayonni keng ko'lamda avtomatlashtirish imkonini beradi. Hozirgi va qtda payvandlash ishlarini katta korxonalarda, asosan robotlar yordamida olib boriladi. Payvandlashda robotlardan foydalanish yuqori sifatli chok hosil qilishga va ish unumini bir necha marotaba oshirish imkonini beradi.

Elektr yoy yordamida payvandlashda payvandlash materiali sifatida po'lat elektrod simdan foydalaniladi. Payvandlash simiga maxsus tarkib qoplanadi, elektrod suyuqlanganda bu tarkib metall chokida metallarni oksidlanishdan saqlaydi va bu bilan uning mustahkamligini oshiradi.

Payvand choklarning mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

ro'para va yon bosh choklar uchun:

$$\tau = \frac{F}{h \cdot l} = \frac{F}{0,7 \cdot \delta \cdot l} \leq [\tau']$$

uchma-uch choklar uchun:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma']$$

bu yerda, $[\tau']$, $[\sigma']$ —chokning cho'zilish, siqilish va qirqilishda ruxsat etilgan kuchlanishi.

Payvand birikmalarning turlari va ularni hisoblash usullari mazkur darslikning 12-§ da keltirilganligi uchun ular haqida chuqur mulohaza yurgizmaymiz.

70-§. YELIMLANGAN BIRIKMALAR

Konstruksion materiallarni biriktirishda yelimlardan foydalaniladi. Bunday birikmalarning mustahkamligi yelimlanayotgan detallarning materialiga, yelimlanadigan yuzaning holatiga, uning tozaligiga va yelimning turiga bog'liq. Yelimlanayotgan yuza benzin yoki atseton bilan tozalangan bo'lishi kerak. Sanoatda qo'llaniladigan yelimlar quyidagilar: $B\Phi$, BC , BK , $\Phi\Pi - 4$, $\mathcal{E}\mathcal{D} - 20$ va x.k.

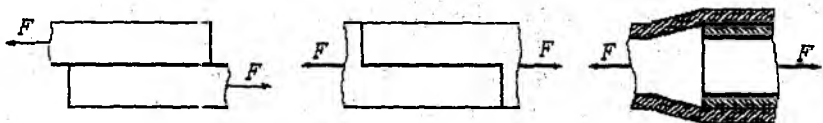
Yelimli birikmalar quyidagi afzalliklarga ega: materiali har xil bo'lgan detallarni mustahkam biriktirishi mumkin; yupqa detallarni puxta biriktirish mumkin; yelimlangan joy juda ham jips bo'ladi; kuchlanishning konsentratsiyasi bo'lmaydi va h.k.

Yelimli birikmalarning kamchiliklari: issiqlikka bardoshligi o'ta kichik; mustahkamligi yelimlangan yuzalar tozaligiga va ishlash sharoitiga bog'liqligi va h.k.

Yelimlangan birikmalar asosan elektrotexnika sanoatida, aviatsiyada va h.k joylarda qo'llaniladi.

71-§. KAVSHARLI BIRIKMALAR

Kavsharli birikmalar deb detallarni kavshar orqali biriktirishga aytiladi. Buning uchun kavshar bilan biriktirilayotgan detalning ustki qismi xo'llab chiqiladi. Kavshar qotganda ikkita detal o'zaro diffuziyaga kiradi va mustahkam birikma hosil qiladi (71.1-chizma). Kavsharlanayotgan joyni kisloroddan himoya qilish uchun flyusdan foydalaniladi.



71.1-chizma.

Kavsharlangan detallarni mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\tau = F/A,$$

bu yerda, A – kavsharlangan qism yuzasi.

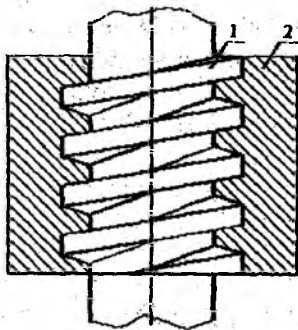
72-§. REZBALI BIRIKMALAR

Rezbali birikmalar ishlab chiqarishda juda keng tarqalgan bo‘lib, ajraladigan birikmalar turkumiga kiradi. Bunday birikmalar bolt, vint, shpilka va gaykalar vositasida amalga oshiriladi va asosiy elementi rezba bo‘lganligi uchun ularni *rezbali birikmalar* deyiladi.

Rezbali birikmalarning afzalliklari: detallarni biriktirishda yoki ajratishda hech qanday noqulayliklar tug‘dirmaydi; ishonchligi yuqori; ishlab chiqarish oson; hamma o‘lchamlari standartlashtirilgan; nisbatan arzon va h.k.

Ularning kamchiliklariga kuchlanish konsentratsiyasining mavjudligini ko‘rsatish mumkin.

Rezbali birikmalarning asosiy elementi vintli juftdir. Vintli juft vint 1 ni gayka 2 bilan biriktirib, hosil qilinadi (72.1-chizma). Ular bir-biriga vint sirtlari bo‘yicha tegib turadi.



72.1-chizma.

Vint sirtlarining hosil bo‘lishini ko‘rib chiqamiz. To‘g‘ri doiraviy silindrni olamiz (72.2-chizma). Unga asosi AA_1 silindr asosi aylanasining uzunligi bo‘yicha πd ga teng va balandligi $A_1C = P$ bo‘lgan to‘g‘ri burchakli uchburchakni o‘raymiz. U holda gipotenuza AC silindr sirtida vint chizig‘i deb ataladigan chiziq hosil qiladi. Vint chizig‘idagi ikki qo‘shni masofa orasidagi, silindr yasovchisi bo‘yicha o‘lchangan $A''C''$ masofa vint chizig‘ining

qadami deyiladi. Qadam kattaligi (uchburchakning balandligi) P ga tengdir. Uchburchakning asosi bilan gipotenuza orasidagi λ burchak vint chizig'ining ko'tarilish burchagi deb ataladi.

72.2-chizmadan quyidagi kelib chiqadi.

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{P}{\pi \cdot d}$$

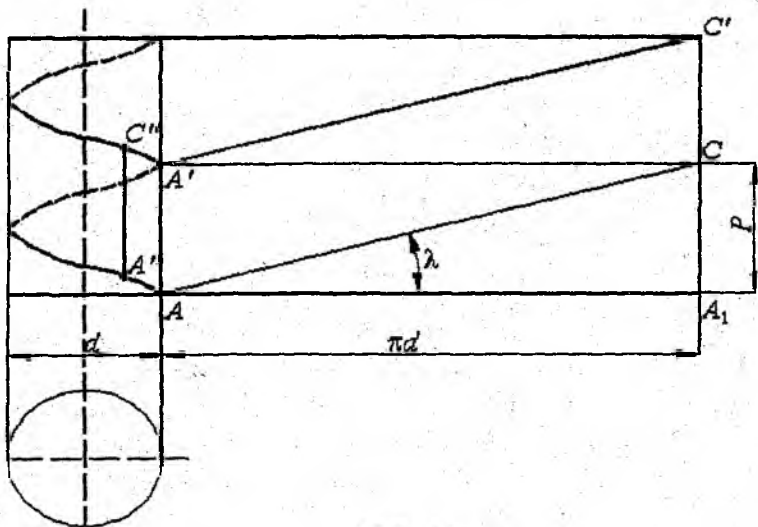
Silindrning o'qi vertikal holatda turganida silindrning ko'rinadigan qismida chapdan o'ngga qarab ko'tariladigan vint chiziq o'ng rezba deb ataladi, aks holda vint chap rezba deyiladi.

Vint sirtlari hosil qilingan silindrik jism (sterjen) vint deyiladi. Jismning vint sirtlari bilan chegaralangan qismi rezba deb ataladi. Yassi figuraning profili hosil qiladigan shaklga qarab uchburchak rezbali, to'g'ri to'rtburchak rezbali, trapetsiadal rezbali va h.k vintlar bo'ladi.

Rezbaning silindr sirtidagi bir aylanishi kirim (ip) deb ataladi. Rezbalar bir kirimli, ikki, uch va h.k kirimli bo'lishi mumkin. Kirimi birdan ko'p bo'lgan vintlar ko'p kirimli rezbalar deyiladi.

O'ng rezbali vint soat strelkasi harakati yo'nalishida aylantirilganda buralib kiradi, soat strelkasi harakatiga teskari yo'nalishda aylantirilganda buralib chiqadi.

Silindr yasovchi bo'ylab ikki qo'shni o'ramning bir nomli nuqtalari orasida o'lchangan masofa rezbaning qadami deb ataladi



72.2-chizma.

va P harfi bilan belgilanadi (72.2-chizma).

Bundan tashqari rezbalarda tashqi diametr d , ichki diametr d_1 va o'rta diametr $d_{or} = (d + d_1)/2$ mavjuddir. Mashinasozlikda ishlatiladigan hamma rezbalar mahkamlash rezbalariga va maxsus rezbalarga bo'linadi.

Mahkamlash rezbasining profili uchburchakdan iborat bo'ladi va uning mustahkamligi berilgan o'lchamlarida boshqa profilli rezbalarnikidan yuqori. Mashinasozlikda eng ko'p qo'llaniladigan mahkamlash rezbasi *metrik rezba*dir, (belgilanishi M20X2). Bu quyidagicha o'qiladi: bolt sterjeni diametri 20 mm, qadami 2 mm.

Metrik rezba profilining burchagi $\alpha = 60^\circ$, asosi rezba qadamiga teng va uchi o'tmas teng tomonli uchburchakdan iboratdir. Mahkamlash rezbalaridan yana profil burchagi $\alpha = 55^\circ$ va o'lchamlari dyuym hisobida o'lchanadigan dyuymoviy rezbalar ham mavjuddir (1 dyuym = 25,4 mm).

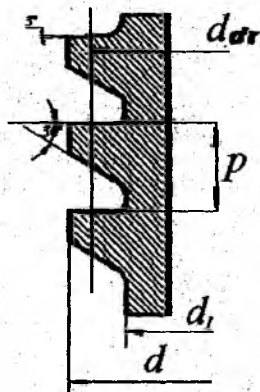
Maxsus rezbalar haqida qisqacha to'xtalamiz. Uchburchak profilli truba rezbasi – trubalar va fittinglarni birlashtirishda ishlatiladi. Belgilanishi quyidagicha bo'ladi: *trub 3"*, bu ichki diametri 3 dyuym (taxminan 76 mm) bo'lgan trubadagi truba rezbasini bildiradi. Trapetsial rezbaning profil burchagi $\alpha = 30^\circ$. Belgilanishi: *Trap. 40x8* (72.1-chizma).

Tirak rezbalar – bir tomonga ko'proq kuch beradigan vintlar uchun (damkrat, tiskilar) mo'ljallangan (72.3-chizma).

Rezbali birikmalarni hisoblashda quyidagilarga e'tibor berilishi kerak: rezbali birikmalar bolt sterjeni yemirilishi (uzilib ketishi, kesilishi); rezba kesilib ketishi; ezilishi oqibatida ishdan chiqishi mumkin.

Rezbali birikmaning ishdan chiqishining asosiy turi – bolt tanasining (silq yoki rez'bali qismi) uzilib ketishidir. Shuning uchun quyida birinchi navbatda berilgan kuch tasiridagi bolt diametrini aniqlashga doir hisoblashlarni ko'rib chiqamiz.

Tortilmagan boltlarni hisoblash. Bunday boltlarga yuk ko'tarish mashinalari, yuk ilgaklarining rezbali uchi



72.3-chizma.

xarakterli misol bo'la oladi (72.4-chizma). Bu holatda bolt sterjeni faqat cho'zilishga ishlaydi, shuning uchun mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_{chuz} = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_{chuz}],$$

bu yerda, Q - o'q bo'ylab yo'nalgan kuch; d_1 - rezbaning ichki diametri; $[\sigma_{chuz}]$ - cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish.

Yuqoridagi formuladan rezbaning ichki diametri aniqlanadi.

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot [\sigma_{chuz}]}}$$

Rezbaning ichki diametri d_1 ni bilgan holda qolgan hamma o'lchamlar GOST orqali topiladi.

Agarda bolt oldindan tarang qilib tortilgan bo'lsa, u holda o'q bo'ylab yo'nalgan kuch 30% ga oshirib hisoblanadi, ya'ni

$$Q_0 = 1.3 \cdot Q,$$

bu yerda, Q_0 - hisoblash uchun kerak bo'lgan kuch.

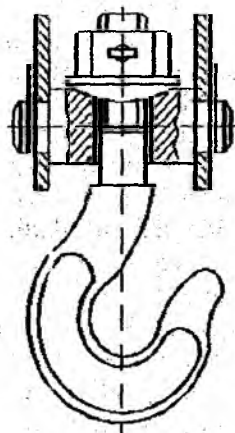
$$\text{Demak, } d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi \cdot [\sigma_{chuz}]}}$$

Bunday boltning strejeniga taranglab tortish natijasida hosil bo'ladigan cho'zuvchi kuch va burovchi moment ta'sir etadi. Kuchning 30% ga ortirib hisoblash amalda bolt sterjeniga ta'sir qilayotgan burovchi momentning ta'sirini e'tiborga olish natijasida kelib chiqadi.

Ko'ndalang kuch ta'siridagi boltli birikmani hisoblash.

Umuman mashinasozlikda boltli birikmalar quyidagi usullar bilan ishlab chiqariladi:

- Bolt sterjenining diametri biriktirilayotgan detalga tirqishli o'rnatiladigan holat;



72.4-chizma.

- Bolt va biriktirilatyogan detallar o'zaro tig'iz o'rnatilgan holat;

- Klemmali birikmalar detallarini biriktiruvchi holat.

Bolt sterjenning diametri biriktirilayotgan detaldagi teshik diametridan kichik bo'lgan holat. Birikmaning kontakt yuzalarida paydo bo'ladigan ishqalanish kuchlari ularga ta'sir etuvchi tashqi kuchlardan katta bo'lishi kerak, aks holda detallar o'zaro siljib ketadi, natijada bunday birikmadan talab qilinadigan texnik talablar bajarilmaydi. Demak, bunday birikma oldiga qo'yilgan asosiy talablardan biri detallarning tashqi kuch ta'siri ostida o'zaro siljimasligidir.

Yuqorida keltirilgan fikrlarning matematik ifodasi quyidagicha bo'ladi (72.5-chizma):

$$Q < 2Q_0 f$$

bundan

$$Q_0 = \frac{kQ}{2f}$$

bu yerda, f – ishqalanish koeffitsienti; $k = 1,3 \dots 2$ – mustahkamlik koeffitsienti.

Agarda biriktirilayotgan detallar soni ikkita bo'lsa, u holda

$$Q_0 = kQ/f,$$

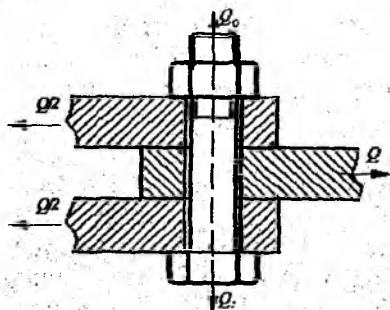
bo'ladi.

Bolt va detallar o'zaro tirqish hosil qilgan holatda biriktirilganligi uchun Q kuch bolt sterjeniga bevosita ta'sir etmaydi. Bolt sterjeni, asosan, taranglik kuchi ta'siri ostida cho'zilishga ishlaydi, u holda

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2Q}{\pi \cdot [\sigma_{chuz}]}}$$

bu yerda, Q – taranglik kuchi; d_1 – rezbaning ichki diametri.

Bu holatdagi birikmalarda ba'zan bolt hamda gayka kallagining detallarga tegib turadigan yuzalari notekis bo'lganda yoki nostandart boltlardan foydalanilganda ularning sterjenlarida cho'zuvchi kuchlardan tashqari, eguvchi moment ham hosil bo'ladi.



72.5-chizma.

Shuning uchun bunday boltlarni hisoblashda eguvchi kuchlarni ham e'tiborga olishga to'g'ri keladi, ya'ni haqiqiy kuchlanish quyidagicha bo'ladi.

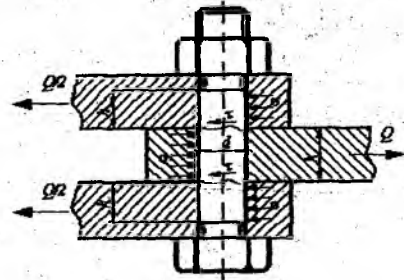
$$\sigma = \sigma_{chuz} + \sigma_{eg},$$

bu yerda, $\sigma_{chuz} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2}$ - cho'zuvchi kuchdan hosil bo'lgan

kuchlanish; $\sigma_{eg} = \frac{M_{3z}}{W} = \frac{Q \cdot x}{0.1 \cdot d_1^3}$ - eguvchi moment ta'siridan hosil

bo'lgan kuchlanish, bu yerda, x - bolt sterjeni o'qi bilan gayka kallagi orasidagi masofa.

Bolt va detallar o'zaro tig'iz o'rnatilgan holat. Bunday hollarda birikmaga ta'sir etuvchi tashqi kuch bolt sterjeniga bevosita ta'sir etadi. Boltni taranglab tortishga hojat qoimaydi, chunki birikma ishqalanish kuchi hisobiga emas balki bolt strejenining mustahkamligi evaziga ish



72.6-chizma.

bajaradi, ya'ni boltni hisoblashda detallarning birikkan joyida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchlari e'tiborga olinmaydi. Bolt sterjeni yonbosh tomondan avvalo eziladi va ko'ndalang kuchning oshishi natijasida kesilib ketishi mumkin (72.6-chizma).

Unda bolt uchun kesuvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\tau = \frac{4 \cdot Q}{i \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau],$$

bu yerda, i - kuch ta'sirida kesilishi mumkin bo'lgan kesilish yuzalari soni.

Detailarning yon tomonlarida ezilish deformatsiyasi ro'y beradi. Bu deformatsiyalarning qiymati ma'lum darajaga yetganda birikma holati yomonlashadi va texnik talablarga javob bera olmay qoladi. Shuning uchun birikma detallarini ezilishga hisoblash dolzarb masaladir. O'rtadagi detalning mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{ez} = \frac{Q}{d \cdot h_2} \leq [\sigma_{ez}]$$

Chetki detallar uchun

$$\sigma_{ez} = \frac{Q}{2d \cdot h_1} \leq [\sigma_{ez}],$$

bu yerda, Q – ko'ndalang kuch; h_1, h_2 – biriktirilgan chetki va ichki detallarning qalinliklari.

Birikmaning mustahkamligi, albatta birinchi navbatda bolt va detallarning materiallariga bog'liq. Yuqorida keltirilgan formulalar bolt yoki detalning mustahkamligini tekshirish uchun umumiydir. Agarda bolt hamda biriktirilishi kerak bo'lgan detallarning materiallari har xil bo'lsa, u holda mustahkamlikka hisoblashda qaysi materialning ruxsat etilgan kuchlanishining qiymati kichik bo'lsa hisoblash o'sha detal uchun olib boriladi.

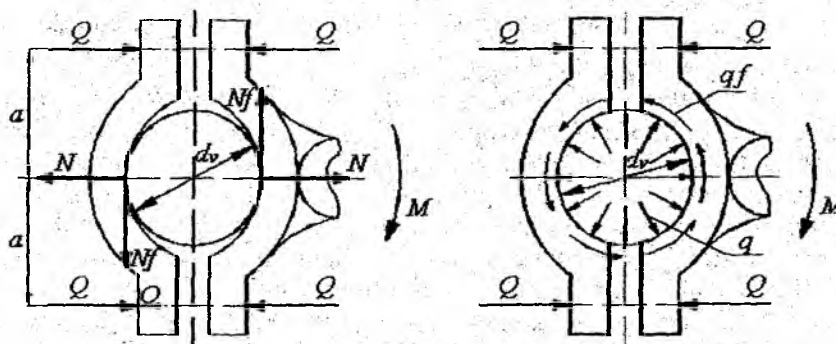
Tajribalar shuni ko'rsatadiki, tig'iz holatda o'rnatilgan bir dona boltning mustahkamligi turqish orqali o'rnatilgan o'nta boltnikidan yuqoriroq hamda ishonchliroqdir. Iqtisodiy jihatdan esa bunday boltlarni ishlab chiqarish juda qimmatga tushadi.

Klemmali birikmaning boltlarini hisoblash. Bu turdagi birikmalar detallarni vallarga, o'qlarga, silindrik kolonnalar va shu kabilarga biriktirish uchun mo'ljallangandir. Bunday birikmalar boltlarni taranglab tortish hisobiga paydo bo'ladi. Ba'zan detallarning holatlarini o'zaro o'zgartirib turishga to'g'ri keladi. Bunday holatlarda klemmali birikmalardan foydalanish maqsadga muvofiqdir. Klemmali birikmalarining afzalligi ularda shponkaning bo'lmaganligi uchun birikmani ixtiyoriy burchak ostida amalga oshirish imkoniyati borligidir. Biriktirilishi kerak bo'lgan detalning bir uchida valga o'rnatiladigan teshik mavjud bo'lib, uning diametri valning diametridan ancha katta qilib tayyorlanadi. Bu teshikning diametri boltlarni taranglatib tortish hisobiga kichrayadi va valga mahkam o'rnamshadi. Detaldagi teshik sirti bilan val diametri sirti orasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchining momenti tashqi kuch momentiga teng yoki undan ortiqroq (20% gacha) bo'lishi kerak (72.7-chizma).

Klemmali birikmalarni hisoblash quyidagicha olib boriladi. Eng avvalo detaldan valga o'tadigan momentning qiymatini topamiz.

$$\beta \cdot M = M_{ish},$$

bu yerda, M – tashqi kuchning momenti; $\beta = (0.2 \dots 1.3)$ – zahira koeffitsienti; $M_{ish} = f \cdot N \cdot d_v$ – val diametri sirtida hosil bo‘ladigan ishqalanish kuchining momenti; $f = (0.15 \dots 0.2)$ – ishqalanish koeffitsienti; N – normal kuch; d_v – val diametri.



72.7-chizma.

Yuqoridagi formulalardan

$$N = \frac{\beta \cdot M}{f \cdot d_v}$$

kelib chiqadi.

Detalning tanasidagi O nuqtada sharnirli bog‘lanma mavjud deb faraz qilamiz va shu O nuqtada nisbatan muvozanat shartini yozamiz, u holda

$$\sum M_O = 0; \quad z \cdot Q \cdot 2a - N \cdot a = 0,$$

bu yerdan,

$$Q = \frac{N}{z \cdot 2} = \frac{\beta \cdot M}{2 \cdot f \cdot d_v \cdot z},$$

ekanligi kelib chiqadi, bu yerda, z – boltlar soni.

Hisoblashlarda bolt taranglovchi kuchi Q ning qiymati 30% ga oshirib hisoblanadi (bolt taranglatilganda u buralishga ham duchor bo‘ladi), u holda taranglovchi kuchning hisobiy qiymati

$$Q_z = \frac{1,3 \cdot \beta \cdot M}{2 \cdot f \cdot d_v \cdot z},$$

bo'ladi.

72.1-misol. Silindr qopqog'ini germetik mahkamlab turuvchi boltlar hisoblansin (72.8-chizma).

Boshlang'ich ma'lumotlar. Silindr ichidagi siqilgan havoni bosimi $\rho = 0,5 \text{ N/mm}^2$; silindrning ichki diametri $D = 450 \text{ mm}$; boltlar soni $z = 16$; bolt tayyorlangan material – po'lat-20; mustahkamlik sinfi – 4,6.

Yechish. Boltlar silindr qopqog'ini o'rnatishda tarang tortilgan. Silindr ichidagi siqilgan havoning boltlarga bergan kuchi F_b ni aniqlaymiz.

$$F_b = \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \rho = \left(\frac{3,14 \cdot 450^2}{4} \right) \cdot 0,5 = 80000 \text{ N}.$$

Bitta boltga tushadigan kuchni aniqlaymiz.

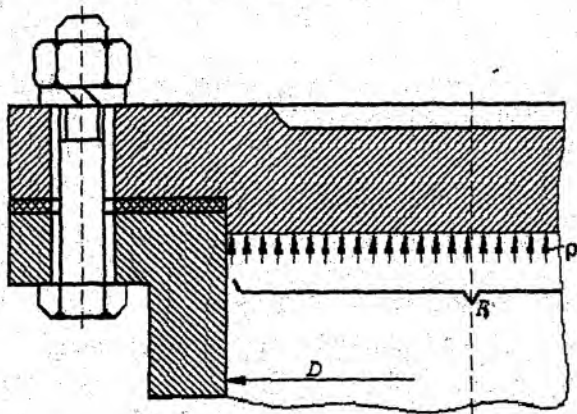
$$F = \frac{F_b}{z} = \frac{80000}{16} = 5000 \text{ N}.$$

Tashqi kuchlar koeffitsienti $\chi = 0,5$ va taranglab tortish zahira koeffitsienti $k_3 = 3$ deb qabul qilib boltlarni taranglab tortish uchun kerak bo'lgan burovchi momentni e'tiborga olgan holda bolt o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchni topamiz.

$$\begin{aligned} F_a &= [1,3 \cdot k_3 \cdot (1 - \chi) + \chi] \cdot F = \\ &= [1,3 \cdot 3 \cdot (1 - 0,5) + 0,5] \cdot 5000 = 12300 \text{ N} \end{aligned}$$

Mustahkamlik sinfi «4,6» bo'lgani uchun po'lat-20 materialining oquvchanlik chegarasi $\sigma_{oq} = 240 \text{ N/mm}^2$, mustahkamlik zahira koeffitsienti $[n] = 2,2$ deb qabul qilsak [9], u holda cho'zilishga ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati quyidagicha bo'ladi.

$$[\sigma_{chuz}] = \frac{\sigma_0}{[n]} = \frac{240}{2,2} = 109 \text{ N/mm}^2.$$



72.8-chizma.

Boltning diametri quyidagicha aniqlanadi.

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_{chuz}]}} = 1,13 \sqrt{\frac{12300}{109}} = 12 \text{ mm}$$

boltlar uchun GOST taqdim etgan ma'lumotnomalardan qadami $p = 2 \text{ mm}$ bo'lgan M16 rezbali boltni tanlaymiz.

73-§. SHPONKALI VA SHLISALI BIRIKMALAR

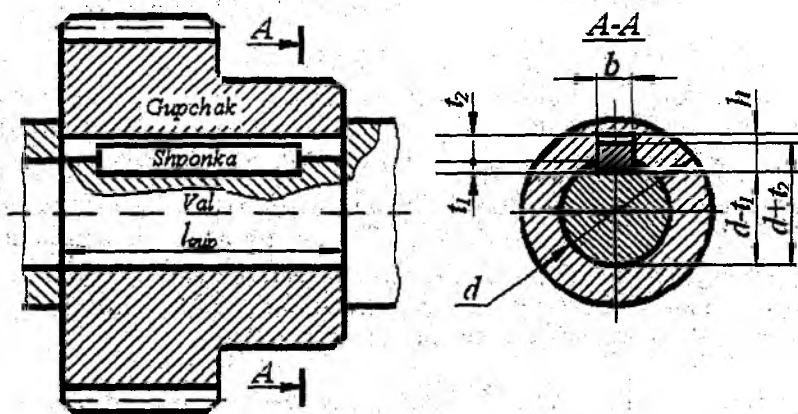
Shponkali va shlisali birikmalardan asosan aylanuvchi detallarni vallarga biriktirish uchun va aylanma harakatlarni o'zatishtirish uchun foydalaniladi.

A. *Shponkali birikmalar.* Harakatni shponkalar orqali o'zatishtirish uchun val va aylanuvchi detallarda maxsus o'yiqlar tayyorlanadi. Bu o'yiqlarga standartlashtirilgan shponkalar o'rnatilib so'ngra aylanuvchi detallar bilan biriktiriladi. Shponkali birikmalarning tuzilishi juda oddiy bo'lib, ularni yig'ish va qismlarga ajratish ancha oson. Shuning uchun mashinasozlikda shponkali birikmalar juda keng qo'llaniladi.

Shponkali birikmalarning afzalliklari ularni yig'ish va qismlarga ajratishning soddaligidir. Undan tashqari ishlatilishdagi ishonchligining kattaligi va ishlab chiqarishning soddaligi ham katta ahamiyatga ega.

Bunday birikmalarning asosiy kamchiliklaridan eng asosiysi val va unga o'rnatiluvchi detalda shponkaga mo'ljallangan o'yiqchalarning mavjudligidir. Bu o'yiqchalar val va detal mustahkamligini pasaytiradi. O'yiqchalarni yuqori darajali aniqlik bilan ishlab chiqarish iqtisodiy tomondan salbiy oqibatlarga olib keladi.

Mashinasozlikda asosan zo'riqtirilgan va zo'riqtirilmagan shponkali birikmalardan foydalaniladi.

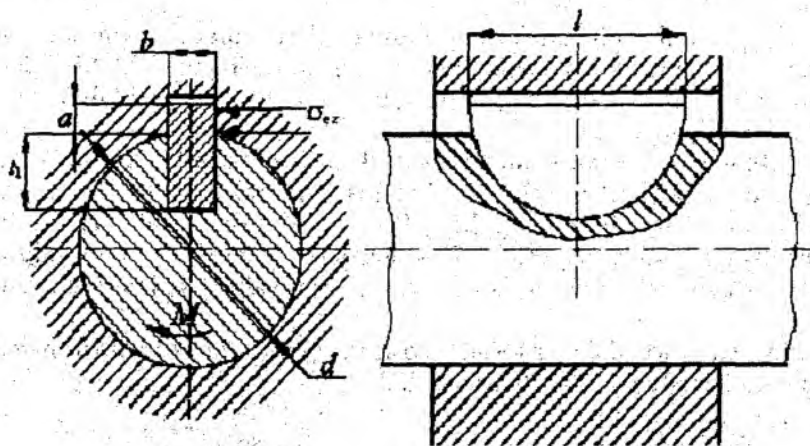


73.1-chizma.

Prizmatik shponkalar. Bunday shponkalarining kesimi to'g'ri to'rtburchakli bo'lgan detaldir. Bu birikmalarda valdagi va detaldagi o'yiqchalar yuqori darajali aniqlik bilan tayyorlanadi. Shponka buruvchi momentni yon tomoni orqali uzatadi bu holat uning yon tomonlarining ezilishiga olib keladi. Hosil bo'ladigan kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi (73.1-chizma).

$$\sigma_{ez} = \frac{2 \cdot M}{l_x \cdot (h - t_1) \cdot d} \leq [\sigma_{ez}],$$

bu yerda, h —shponka ko'ndalang kesimining balandligi; l_x —shponkaning hisoblangan uzunligi; t_1 —shponka balandligining val chuqurchasiga o'rnatilgan qismi; d —valning diametri; M —buruvchi moment; b —shponkaning eni.



73.2-chizma.

Shponkalar valning diametriga qarab GOST jadvarlaridan tanlanadi, uning uzunligi esa gupchak o'yiqchasining uzunligiga qarab $l \approx (0.8 \div 0.9)l_{gup}$ qilib olinadi. Mustahkamligi yuqoridagi formulalarga asosan tanlanadi. Shponkalar GOST jadvarlaridan uch turli qilib keltirilgan (*A*, *B*, *C*). Ulardan qaysi birini tanlash har bir konkret holatda ularning ishlatilishiga qarab amalga oshiriladi.

Mashinasozlikda yana segmentsimon (73.2-chizma) va silindrik (73.3-chizma) shponkalar ishlatiladi.

Bunday birikmalarni hisoblash quyidagicha olib boriladi.

Segmentsimon shponka uchun:

$$\sigma_{ez} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot l_x \cdot d} \leq [\sigma_{ez}]$$

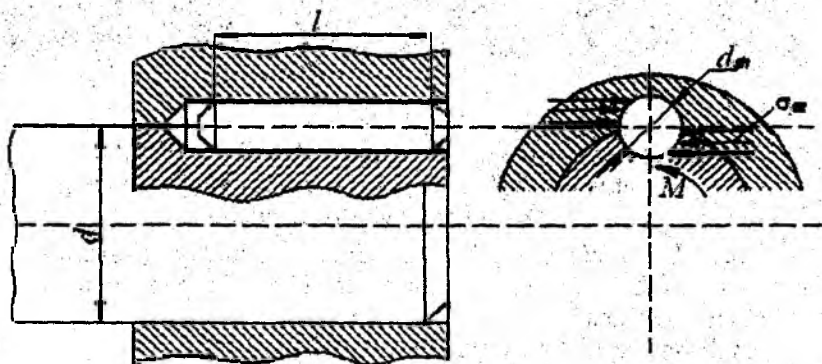
Silindrik shponka uchun:

$$\sigma_{ez} = \frac{4 \cdot M}{d_{sh} \cdot l \cdot d} \leq [\sigma_{ez}],$$

bu yerda, d_{sh} – shponka diametri; d – valning diametri.

B. Shlisali birikmalar. Bunday birikmalar birinchi detal (val) ning sirtidagi maxsus ariqchalarga ikkinchi detalning chiqiqchalari orqali o'rnatilishidan hosil bo'ladi (73.4-chizma). Shlisali birikmalarni ko'p shponkali birikma deb ham qarasa bo'ladi. Bu

birikmalar quyidagi afzalliklarga ega: katta burovchi moment uzatish qobiliyatiga ega; detallarni o'zaro birlashtirishdagi eng muhim muammo – ularning markazlashtirish masalasi yaxshi hal qilingan; shlisali birikmalarning mustahkamligi ancha yuqori; shlisali birikmalarda detallar o'zaro bir-biriga nisbatan siljish imkoniyatiga ega.

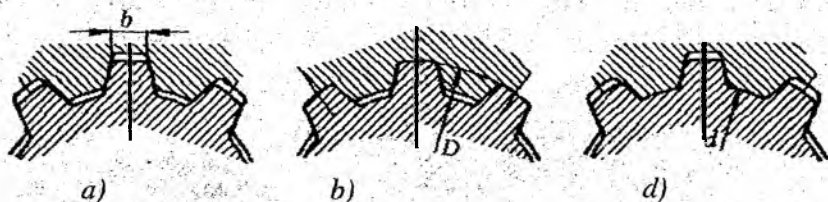


73.3-chizma.

Shlisali birikmalarning hamma o'lchamlari standartlashtirilgan. Shlisali birikmalar ko'pincha stanoksozlikda, traktorsozlik va avtomobilsozlikda qo'llaniladigan bo'lib, ular shlisa profili bo'yicha asosan uch xil (to'g'ri to'rtburchakli, evolventali, uchburchakli) ko'rinishlarga ega. Bulardan eng ko'p tarqalgani to'g'ri to'rtburchakli shlisalar bo'lib, ular asosan yon tomonlari (73.4-chizma, a), tashqi (73.4-chizma, b) va ichki diametrlari (73.4-chizma, d) orqali markazlashtiriladi. Yon tomoni orqali markazlashtirilgan shlisali birikmalar katta burovchi momentlarni uzatish imkoniyatiga ega. Diametrlar (D va d) orqali markazlashtirilgan shlisali birikmalar o'zlaridan burovchi moment o'tkazish qobiliyati ancha past bo'lib detallarning o'qdoshlik muammosini yuqori darajada ta'minlab beradi.

Evolventali shlisali birikmalar yuqori darajada aniq va mustahkam birikmadir. Bunday profilga ega bo'lgan birikmalar qulaylik bilan ishlab chiqariladi.

Uchburchak profilga ega bo'lgan shlisali birikmalar o'zlaridan katta burovchi moment o'tkazish qobiliyatiga ega emas. Ular asosan qo'zg'almas birikmalarda qo'llaniladi.



73.4-chizma. Markazlashtirilgan shlisali birikmalar:
 a) yon tomonlari bo'yicha; b) tashqi diametri bo'yicha;
 d) ichki diametri bo'yicha.

Shlisali birikmalarni hisoblash. Bunday birikmalarni hisoblash GOST 21425-75 ning talabiga binoan ezilish va yeyilishga hisoblanadi.

Ezilishga hisoblash quyidagicha olib boriladi:

$$\sigma_{ez} = \frac{2 \cdot M}{d_{o'r} \cdot h \cdot z \cdot l} \leq [\sigma_{ez}],$$

bu yerda, $d_{o'r} = (D + d)/2$ – birikmaning o'rtacha diametri; $h = (D - d)/2$ – shlisa balandligining ishlovchi qismi; z – shlisalar soni; l – shlisa ishlovchi qismi uzunligi.

Yemirilishga hisoblash quyidagicha olib boriladi:

$$\sigma_{emir} = \frac{2 \cdot M}{d_{o'r} \cdot h \cdot z \cdot l} \leq [\sigma_{emir}],$$

bu yerda, $[\sigma_{emir}]$ – shlisalar tayyorlangan material uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

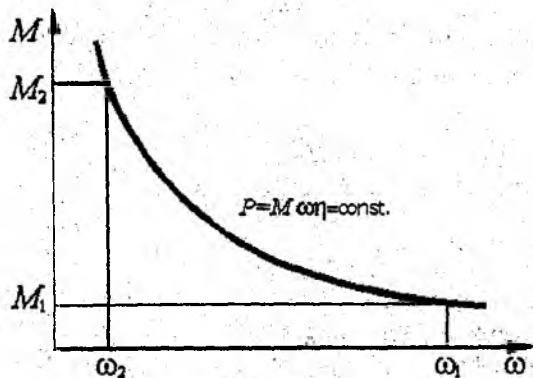
XIV BOB. UZATMALAR

74-§. YURITMALAR VA ULARNING TURLARI

Yuritmalar energiyani ma'lum bir masofaga uzatish uchun qo'llaniladi. Energiyani uzatish usullariga qarab yuritmalar – mexanik, elektrik, pnevmatik va gidravlik kabi turlarga bo'linadi. Mexanik yuritmalar ichida eng ko'p tarqalgani aylanma harakatni uzatuvchi yuritmadir. «Mashina detallari» kursida mazkur

yuritmaning hisobi, tuzilishi o'rganiladi va uni qisqacha *uzatma* deb yuritiladi.

Uzatmalar yordamida dvigatel harakatini ishchi mashinaga uzatiladi.



74.1-chizma.

Ma'lumki, dvigatelning quvvati uning burovchi momenti bilan burchak tezliklarining ko'paytmasiga tengdir (74.1-chizma). Demak, bir xil quvvatga ega bo'lgan bir nechta dvigatel mavjud bo'lishi mumkin. Lekin tez yuruvchi, ya'ni burchak tezligi katta, burovchi momenti esa kichik bo'lgan dvigatellarning FIK yuqori, massasi va tashqi o'lchamlari kichik bo'ladi. Demak, iqtisodiy nuqtai-nazardan bunday tezyurar dvigatellardan foydalanish maqsadga muvofiqdir.

Tezyurar dvigateldan foydalanish uchun harakatni pasaytiruvchi uzatmalardan foydalanish zaruriyati tug'iladi. Bunday uzatmalar xalq xo'jaligida juda keng qo'llaniladi. Ularning ishlash tomonlarini o'rganish, hisoblash va tuzilishini mukammallashtirish dolzarb masaladir.

Harakatni uzatish uslubiga qarab uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi: ishqalanish orqali uzatish – friksion, tasmali uzatmalar; ilashish orqali uzatish – tishli, chervyakli, vintli va zanjirli uzatmalar.

74.1-misol. Elektr yuritgich 1, tasmali uzatma 2 va reduktor 3 lardan tashkil topgan (74.2-chizma) va yetaklanuvchi valdagi quvvat $P_2 = 6,6 \text{ kVt}$, chastotasi $n_2 = 120 \text{ ayl/òin}$ bo'lgan yuritmani kinematik hisobini bajarish kerak bo'lsin.

Yechish.

1. Elektroyuritgich (elektrodvigatel) tanlaymiz.

1.1. Yuritmaning umumiy foydali ish koeffitsientini topamiz.

$$\eta_{um} = \eta_t \cdot \eta_r,$$

bu yerda $\eta_t = 0,95$ – tasmali uzatmaning foydali ish koeffitsienti
 $\eta_r = 0,97$ – reduktor tishli uzatmalarining foydali ish koeffitsienti, u holda

$$\eta_{um} = 0,95 \cdot 0,97 = 0,92.$$

1.2. Dvigatelning talab etilgan quvvati

$$P = \frac{P_2}{\eta_{um}} = \frac{6,6}{0,92} = 7,17 \text{ kVt}.$$

1.3. Yuritma dvigatelining talab etilgan aylanishlar soni (reduktor uzatish nisbati $u_r = 4$, tasmali uzatmaning uzatish nisbati $u_t = 3$).

$$n = n_2 \cdot u_r \cdot u_t = 120 \cdot 4 \cdot 3 = 1440 \text{ ayl/òin}.$$

1.4. Hisoblangan P va n lar orqali elektr yuritgichni katalogdan tanlaymiz [9].

Tanlangan elektr yuritgichning rusumi 4A132S4 quvvati $P = 7,5 \text{ kVt}$, sinxron chastotali 1500 ayl/òin , asinxron chastotasi 1455 ayl/òin .

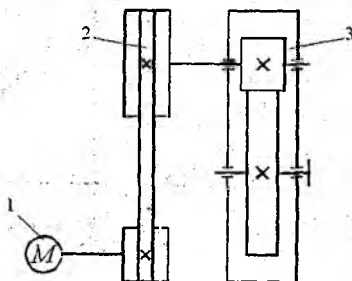
2. Yuritmani kinematik hisoblaymiz.

2.1. Yuritmaning umumiy uzatish nisbatini aniqlaymiz.

$$u_{um} = \frac{n}{n_2} = \frac{1455}{120} = 12,13.$$

2.2. Yuritmani tashkil etuvchilarga mos ravishda uzatish nisbatlarini taqsimlaymiz.

Buning uchun reduktorning uzatish nisbatini GOST bo'yicha tanlash zarur ($u_r = 4$), u holda tasmali uzatmaning uzatish nisbati



74.2-chizma.

$$u_1 = \frac{u_{um}}{u_r} = \frac{12,13}{4} = 3,03.$$

2.3. Elektr yuritgich valining aylanishlar chastotasini aniqlaymiz.

$$n = 1400 \text{ ayl/òin},$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1455}{30} = 152,3 \text{ rad/s.}$$

Reduktor yetaklovchi valining aylanishlar chastotasi.

$$n_1 = \frac{n}{u_r} = \frac{1455}{3,03} = 480 \text{ ayl/òin},$$

$$\omega_1 = \frac{\omega}{u_1} = \frac{152,3}{3,03} = 50,3 \text{ rad/s.}$$

Reduktor yetaklanuvchi valining aylanishlar chastotasi.

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{480}{4} = 120 \text{ ayl/òin},$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{50,3}{4} = 12,6 \text{ rad/s.}$$

3. Yuritmadagi aylantiruvchi momentlarni aniqlaymiz.

3.1. Elektr yuritgich validagi aylantiruvchi moment.

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{7,17 \cdot 10^3}{152,3} = 47,1 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

3.2. Reduktor yetaklovchi validagi aylantiruvchi moment.

$$M_1 = M \cdot u_1 \cdot \eta_r = 47,1 \cdot 3,03 \cdot 0,95 = 135,6 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

3.3. Reduktor yetaklanuvchi validagi aylantiruvchi moment.

$$M_2 = M_1 \cdot u_r \cdot \eta_r = 135,6 \cdot 4 \cdot 0,97 = 526 \text{ N} \cdot \text{m.}$$

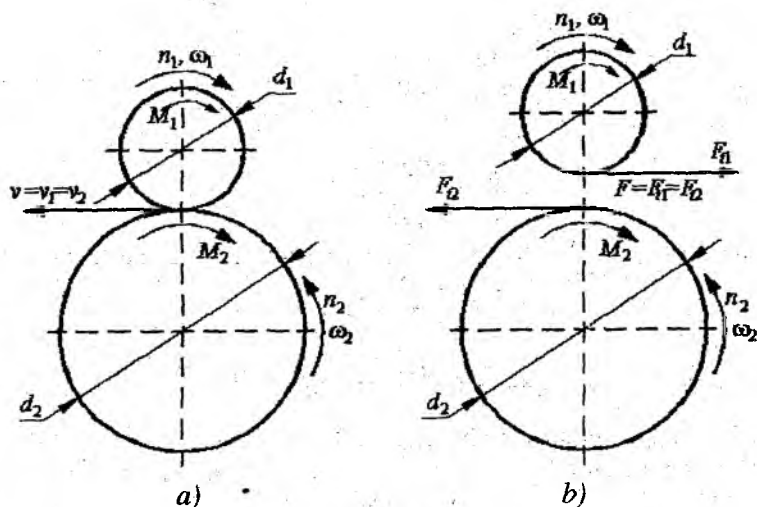
75-§. UZATMALARNING KINEMATIKASI VA ULARDAGI KUCHLAR TAQSIMOTI

Uzatmalarda ikkita bo'g'in mavjud bo'lib, ulardan biri *yetaklovchi*, ikkinchisi *yetaklanuvchi* deyiladi. Burovchi momentni uzatuvchi bo'g'in *yetaklovchi*, burovchi momentni qabul qiluvchi bo'g'in esa *yetaklanuvchi* deyiladi. Ye taklovchi bo'g'in 1, yetaklanuvchi esa 2 indeksleri bilan belgilanadi (75.1-chizma, a).

Uzatmaning asosiy ko'rsatkichi uning uzatish nisbatidir.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2},$$

bu yerda, ω_1 va ω_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarning burchak tezliklari; n_1 va n_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarning aylanishlar soni.



75.1-chizma.

Agarda yetaklovchi g'ildiraklardagi quvvat N_1 , yetaklanuvchidagi quvvat N_2 bo'lsa, g'ildiraklardagi ishqalanishni hisobga olsak, $N_1 > N_2$ bo'ladi. U holda, uzatmaning FIK quyidagicha topiladi:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}.$$

Aylantiruvchi moment M , quvvat N va burchak tezlik ω orasidagi bog'lanish quyidagichadir (75.1-chizma, b).

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} \text{ va } M_2 = \frac{N_2}{\omega_2}.$$

Uzatmaning FIK quyidagicha topiladi:

$$\eta = \frac{M_2}{M_1 \cdot u}$$

bundan

$$M_2 = M_1 \cdot \eta \cdot u$$

Bir nechta uzatmalardan tashkil topgan uzatmaning uzatish nisbati va FIK quyidagicha topiladi.

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n; \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n.$$

G'ildiraklarning chiziqli tezligi quyidagicha topiladi:

$$v = \omega \frac{d}{2} = \frac{\pi d \cdot n}{60}$$

bu yerda, v [m/s], d [m], n [ayl/min] larda o'lchanadi.

Biror jismni aylantiruvchi yoki aylanishiga qarshilik qiluvchi kuchga *aylantiruvchi kuch* deyiladi. F_t , v va N lar orasidagi bog'lanish quyidagicha bo'ladi:

$$N = F_t \cdot v$$

bu yerda, $N - kVt$; $F_t - N$, v [m/s] da o'lchanadi.

Aylantiruvchi kuch burovchi moment bilan quyidagicha bog'lanishga ega

$$F_t = \frac{2M}{d}$$

Uzatmalarda yetaklovchi va yetaklanuvchi bo'g'inlar uchun mos ravishda quvvatlarni N_1 , N_2 ; burovchi momentlarni M_1 , M_2 ; burchak tezliklarni ω_1 , ω_2 ; aylanish chastotalarni n_1 , n_2 deb belgilash tavsiya etiladi.

Hisoblashlarda yetaklovchi bo'g'in parametrlari 1 indeksi bilan, yetaklanuvchi bo'g'in parametrlari 2 indeks bilan belgilanadi.

76-§. FRIKSION UZATMALAR VA VARIATORLAR

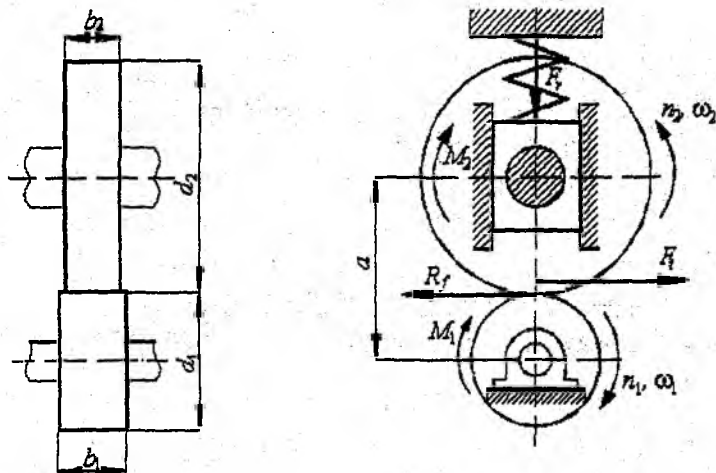
Friksion uzatma deb o'zaro kontaktda bo'lgan ikkita aylanma g'altak o'rtasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi natijasida ishlaydigan uzatmaga aytiladi (76.1-chizma). Ishqalanish kuchi aylanma harakat qiluvchi g'altaklarni markazlararo chizig'i bo'ylab yo'nalgan F_r kuchi ta'sirida bir-biriga siqish natijasida paydo bo'ladi. Ishqalanma uzatmaning ishlashi uchun asosiy shart quyidagicha bo'ladi.

$$F_{ish} > F_t,$$

bu yerda, F_t – aylantiruvchi (qarshilik) kuch. Ishqalanish kuchi o'z navbatida $F_{ish} = f \cdot F_r$, bo'lganligi uchun quyidagi kelib chiqadi.

$$F_t < f \cdot F_r,$$

bu yerda, F_r – aylanuvchi g'altaklarning o'zaro siqilish kuchi, f – ishqalanish koeffitsienti.



76.1-chizma.

Agarda $F_{ish} > F_r$ sharti buzilsa, u holda g'altaklar shataksirab qoladi va kuchli ravishda yeyilish hosil bo'ladi. Yetaklanuvchi bo'g'in to'htab qoladi. Natijada g'altaklar o'zaro sirpana boshlaydi va shiddatli yeyilish paydo bo'ladi. Bu hodisa ro'y bermasligi uchun g'altaklar o'zaro bir-biriga F_r radial kuch bilan qisiladi. Bu kuchning qiymati aylantiruvchi kuch F_t dan bir necha marotaba katta bo'lishi kerak, ya'ni

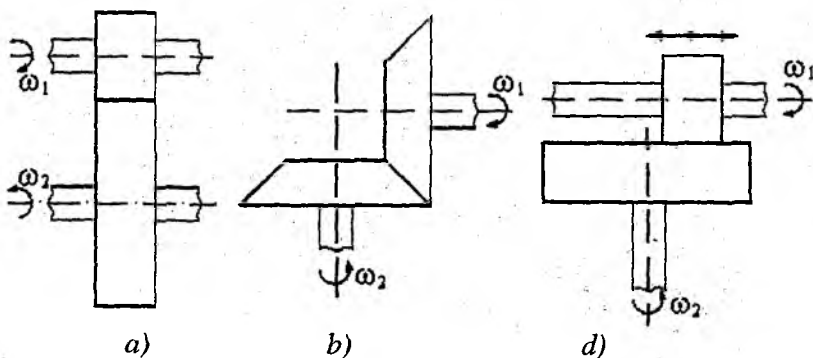
$$F_r = \frac{k \cdot F_t}{f}$$

bu yerda, $k = 1,2 \dots 1,5$ – ilashishning zahira koeffitsieti.

Oxirgi tenglamadan ko'rinadiki, F_r kuchini kamaytirish uchun g'altaklarga shunday material tanlash kerakki, ularning ishqalanish koeffitsienti f yuqori bo'lsin.

Aylanma harakat qiluvchi friksion uzatmalarni ikki turga bo'lish mumkin: harakati o'zgarmaydigan uzatma, ya'ni o'zgarmas uzatish nisbatiga ega bo'lgan; harakati o'zgaradigan uzatma yoki variator, ya'ni uzatish nisbati o'zgaruvchan (pog'onasiz) uzatmalar.

Friksion uzatmalar o'qlarining joylashishiga qarab quyidagicha bo'ladi: silindrik (76.2-chizma, a); konussimon (76.2-chizma, b); ayqash o'qli ro'para variatorlar (76.2-chizma, d).



76.2-chizma.

Ishlash sharoitiga qarab uzatmalar quyidagiga bo'linadi: ochiq holatda ishlovchi ($v < 7 \text{ m/s}$) va yopiq holatda ishlovchi ($v > 7 \text{ m/s}$).

Elementlarining shakliga qarab quyidagicha bo'ladi: ro'para, konussimon, torali va h.k.

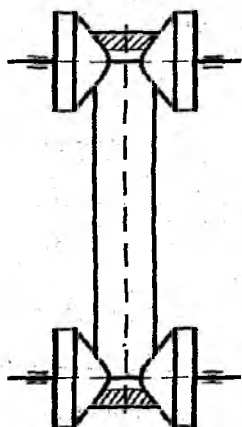
Ro'para variatorlar (76.2-chizma, d) kichik g'altakni o'zining vali yo'nalishida markazga yoki markazdan siljitish orqali yetaklanuvchi val tezligini va yo'nalishini pog'onasiz o'zgartirish imkoniyatiga ega.

Yetaklanuvchi valning tezligi $\frac{R_{z \max}}{R_{z \min}}$ oraliqda o'zgaradi.

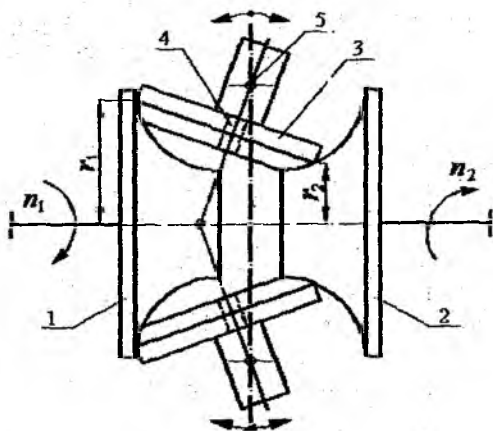
Ba'zan teskari tomonga qarab ham aylantirish mumkin (reversirovanie).

Konussimon ishqalanma variator (76.3-chizma) konuslarni o'zaro uzoqlashtirib yoki yaqinlashtirib yetaklanuvchi konus tezligini pog'onasiz o'zgartirish qobiliyatiga ega.

Torali variator 76.4-chizmada ko'rsatilgan. Bunda yetaklanuvchi val tezligini pog'onasiz o'zgartirish g'ildirakchalarni qo'zg'almas o'q atrofida ma'lum bir burchakka burash orqali olib boriladi.



76.3-chizma.



76.4-chizma.

77-§. FRIKSION UZATMALARNING PARAMETRLARI VA ULARDAN FOYDALANISH

76.1-chizmada tezliklari o'zgaraydigan eng sodda silindrik ishqalanish uzatma ko'rsatilgan. Uzatmaning yetaklanuvchi valida o'rnatilgan podshipnik o'qining holati o'zgarish imkoniyatiga ega bo'lgan holda tayyorlangan. Bu podshipnik prujina ta'sirida F_r kuchi bilan g'altaklarni bir-biriga ciqish uchun moslangan.

Uzatmani uzatish nisbati

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{[d_1(1-\varepsilon)]} \approx \frac{d_2}{d_1};$$

bu yerda, ε – sirpanish koeffitsienti ($\varepsilon=0,01 \dots 0,030$).

O'zidan kuch o'zatis salohiyatiga ega bo'lgan uzatma uchun $u \leq 6$ deb olish tavsiya etiladi.

76.1-chizmada ko'rsatilgan mexanizm uchun:

– O'qlararo masofa;

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{d_1(u+1)}{2};$$

- Yetaklovchi shkivning diametri:

$$d_1 = \frac{2a}{(u+1)};$$

- Yetaklanuvchi shkivning diametri: $d_2 = d_1 \cdot u$.

Uzatish nisbati o'zgarmas bo'lgan friksion uzatmalar juda kam qo'llaniladi, chunki ular tishli uzatmalarga nisbatan tashqi o'lchamlari katta, ishonchligi kam, foydali ish koeffitsienti kichikdir.

Friksion variatorlarni uzatish nisbatini pog'onasiz o'zgartirish kerak bo'lgan joylarda qo'llash maqsadga muvofiqdir. Ular dastgohsozlikda, engil sanoatda, ximiya va selyuloza sanoatlarida qo'llaniladi. Bu mexanizmlarga ehtiyoj kun sayin ortib bormoqda. Ayniqsa, ishlab chiqarishni avtomatlashtirish jarayonida keng ko'lamda qo'llaniladi.

78-§. TASMALI UZATMALAR

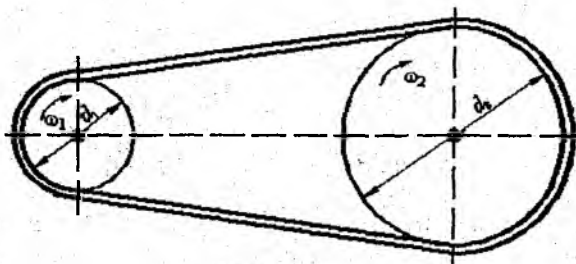
Tasmali uzatmalar bir valning harakatini undan ma'lum uzoqlikda joylashgan ikkinchi valga uzatish uchun qo'llaniladi. Bu jarayon yegiluvchan elementning shkivlar bilan ishqalanishi natijasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchlari orqali sodir bo'ladi (78.1-chizma). Egiluvchan element bu tasmadir. Tasmalarning ko'ndalang kesimlari yassi (78.2-chizma, a), ponasimon (78.2-chizma, b), doiraviy (78.2-chizma, d) bo'ladi. Oxirgi vaqtda tishli tasma (78.2-chizma, e) va ko'p ponali tasma (78.2-chizma, f) lar qo'llanila boshlandi. Tasmali uzatma ikkita shkivdan va cheksiz tasmadan tashkil topgan. Yetaklovchi shkiv tasmani o'zi bilan sudraydi va natijada harakat yetaklanuvchiga o'tadi.

Tasmaning yetaklovchi shkivga qarab yuradigan qismi *yetaklovchi*, shkivdan yuradigan qismi esa *yetaklanuvchi tarmoqlar* deyiladi.

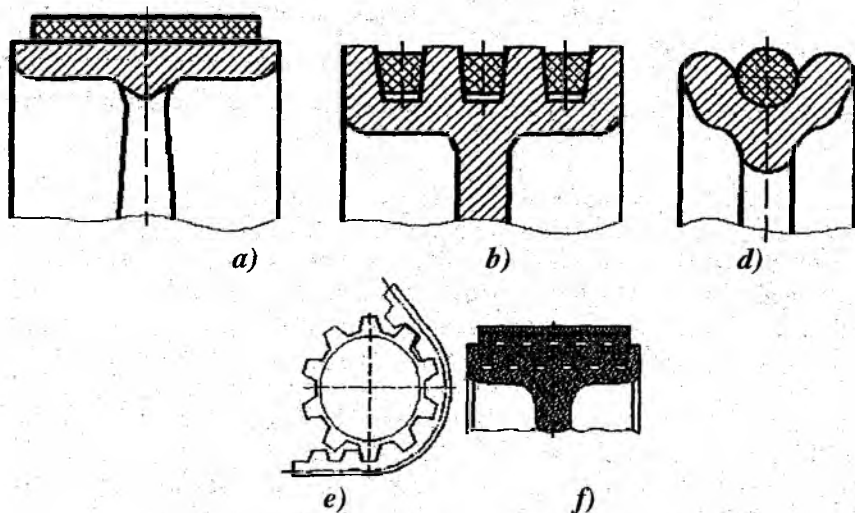
Tasmali uzatmalar kinematikasi (78.3-chizma). Shkivlardagi aylanma tezliklar quyidagicha bo'ladi.

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2} \quad \text{va} \quad v_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}$$

bu yerda, v_1, v_2 – mos ravishda yetaklovchi va yetaklanuvchi shkiylarning aylanma tezliklari; d_1, d_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi shkiylar diametrlari.



78.1-chizma.



78.2-chizma.

Uzatmaning ishlashi jarayonida tasma shkiiv ustida ma'lum darajada sirpanishga uchraydi, shuning uchun $v_1 > v_2$ bo'ladi yoki

$$v_2 = v_1(1 - \epsilon),$$

bu yerda, $\epsilon=0,01-0,03$ sirpanish koeffitsienti.

Uzatmaning uzatish nisbati esa quyidagicha bo'ladi.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

Uzatmaning geometriyasi (78.3-chizma). Eng avvalo tasmali uzatmadagi shkivlarning geometrik o'lchamlarini topamiz. Uzatmadagi kichik shkivning diametrini quyidagi formuladan topiladi.

$$d_1 \approx (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{M_1}$$

bu yerda, M_1 –kichik shkiv validagi burovchi moment.

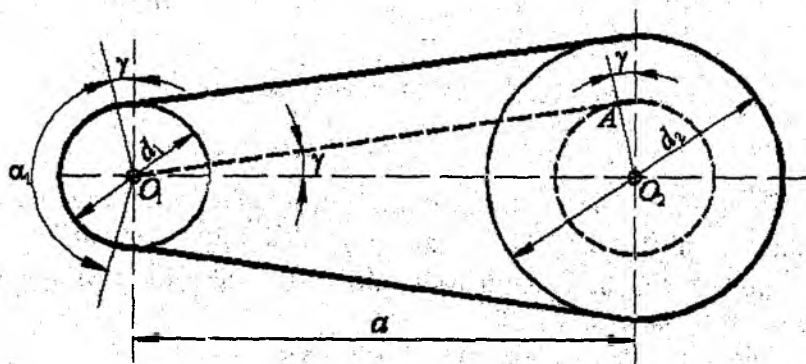
Katta shkivning diametri quyidagicha aniqlanadi.

$$d_2 = d_1 \cdot u,$$

bu yerda, u –tasmali uzatmaning uzatish nisbati.

So'ngra hisoblab topilgan d_1 va d_2 larni GOST bo'yicha jadvallarga asosan yaxlitlanadi.

Uzatish nisbatining haqiqiy qiymati u_x topiladi.



78.3-chizma.

Sanoatda bir valdan ikkinchi valga katta quvvatni uzatish uchun ponasimon tasmali uzatmadan ko'proq foydalaniladi, chunki bunday uzatmada shkiv bilan tasmaning ilashish yuzasi katta bo'ladi.

Tishli tasmali uzatmalarda uzatish nisbati o'zgarasdir. Ularni tortish qobiliyati ham yuqoridir.

Doiraviy tasmali uzatmalar asosan unchalik katta bo'lmagan quvvatlarni uzatish uchun qo'llaniladi. Ular asosan uy anjomlari asboblari va o'lchov asboblari qo'llaniladi.

O'qlararo masofa "a" yassi tasmali uzatmada konstruktiv talablarga (uzatmaning tashqi o'lchamlari, qamrov burchagi, va h.k) binoan tanlanadi.

Yassi tasmali uzatma uchun

$$a \geq (1,5 \div 2,0) \cdot (d_1 + d_2) \text{ tavsiya etiladi.}$$

Ponali uzatma uchun $a \geq (1,5 \div 2,0) \cdot (d_1 + d_2)$

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (d_1 + d_2) + h \text{ tavsiya etiladi.}$$

Ba'zan

$$a' = c \cdot d_2 > a_{\min}$$

bo'yicha topiladi, bu erda c ning qiymati quyidagicha tanlanadi.

u	1	2	3	4	5	6 va undan yuqori
c	1,5	1,2	1,0	0,95	0,90	0,85

Tasmaning uzunligi l_x quyidagicha hisoblanadi.

$$l_x = 2a' + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1) \cdot \frac{2}{a},$$

So'ngra tasmalarni o'zaro ulash maqsadida bu hisoblangan uzunlik l_x ni 100 ... 400 μ ga uzaytiriladi. Bu qiymatni GOST jadvallariga binoan yaxlitlanadi. So'ngra o'qlararo masofaning haqiqiy qiymati aniqlanadi.

$$a = 0,25 \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right),$$

bu yerda, $\Delta_1 = l_x - 0,5\pi(d_1 + d_2)$, $\Delta_2 = 0,25\pi(d_2 - d_1)$.

Kichik shkivning qamrov burchagi quyidagicha aniqlanadi.

$$\alpha_1 = 180^\circ - 2\gamma = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a}$$

Tasmali uzat malarda k uchlar taqsimoti. Ma'lumki, tasmali uzatmadagi foydali kuch tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish kuchining mahsulidir. Demak, bunday uzatmani mo'tadil ishlashi

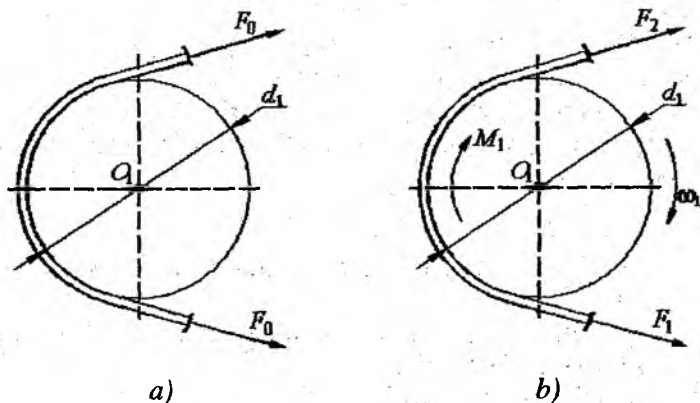
uchun ularga qo'shimcha taranglik berilishi kerak (78.4-chizma, a). Natijada hosil bo'lgan ishqalanish kuchining qiymati

$$F_{ish} > F_1$$

bo'lishi kerak. Bu yerda, $F_{ish} = F_0 \cdot f$ – tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish kuchi, $F_1 = 2M/d$ – tasmadagi aylantiruvchi kuch (78.4-chizma, b).

Tasmaning yetaklovchi tarmoqlaridagi kuchni F_1 , yetaklanuvchi tarmoqdagisini F_2 desak, u holda shkiv markaziga nisbatan muvozanatlik tenglamasi quyidagicha bo'ladi.

$$-M_1 - \frac{F_2 \cdot d_2}{2} + \frac{F_1 \cdot d_1}{2} = 0.$$



78.4-chizma.

Agarda $F_t = \frac{2M_1}{d_1}$ ekanligini e'tiborga olsak, u holda

$$F_t = F_1 - F_2 \quad (78.1)$$

bo'ladi.

Tasmali uzatma harakat jarayonida yetaklovchi tarmoqdagi kuch ΔF ga ortadi, yetaklanuvchi tarmoqda esa ΔF ga kamayadi, ya'ni

$$F_1 = F_0 + \Delta F, \quad F_2 = F_0 - \Delta F,$$

bundan

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (78.2)$$

(78.1) va (78.2) larni birgalikda yechib quyicagini olamiz.

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t, \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (78.3)$$

(78.3) formula F_1 va F_2 tarangliklarni F_t va F_0 larga bog'liq ekanligini ko'rsatadi, lekin tasmali uzatmaning tortish qobiliyatini bildirmaydi.

Tasmaning tortish qobiliyati, avvalo tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish koeffitsientiga va qamrov burchagiga bog'liq. Bu masalani birinchi marotaba L.Eyler tomonidan hal qilingan.

Bu formulaga binoan

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\alpha_1}$$

bu yerda, e – natural logarifm asosi; f – ishqalanish koeffitsienti; α_1 – kichik shkivning qamrov burchagi.

Tasmali uzatmada katta tezlik bilan ishlashi natijasida markazdan qochma kuch hosil bo'ladi. Bu kuch o'z navbatida taranglik F_0 ning qiymatini pasaytiradi, natijada tasmaning tortish qobiliyatini susaytiradi.

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2,$$

bu yerda, ρ – tasma materialining zichligi; A – tasma kesim yuzasi; v – tasma tezligi.

Shunday qilib, tasma tarmoqlaridagi kuchlar mos ravishda quyidagicha bo'ladi (78.5-chizma).

Yetaklovchi tarmoq uchun

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t + F_v. \quad (78.4)$$

Yetaklanuvchi tarmoq uchun

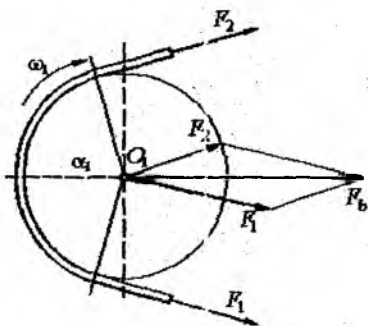
$$F_2 = F_0 - 0,5F_t + F_v. \quad (78.5)$$

(78.4) va (78.5) lardagi kuchlar tasmali uzatmaning valga va o'z navbatida podshipniklarga qo'shimcha reaksiya kuchlarini beradi. Bu kuchning qiymati quyidagicha aniqlanadi.

$$\begin{aligned} F_v &= \sqrt{F_1^2 + F_2^2} + 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha_1) \approx \\ &\approx (F_1 + F_2) \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) \end{aligned} \quad (78.6)$$

F_1 kuchning yo'nalishini o'qlararo chiziq orqali yo'naltiriladi va u son jihatidan F_1 kuchidan 2-3 marta kattadir.

78.1-misol. 78.1-chizmada ko'rsatilgan yassi tasmali gorizontall joylashgan tasmali uzatmani hisoblash talab etilsin. Boshlang'ich ma'lumotlar: tasmali uzatmaning kichik shkividagi quvvat $P_1 = 7,17 \text{ kVt}$ va aylanishlar chastotasi $n_1 = 1455 \text{ ayl/ò in}$ ($\omega_1 = 152,3 \text{ rad/s}$), aylantiruvchi moment $M = 47,1 \text{ N} \cdot \text{m}$, uzatish nisbati $u_0 = 3,03$ (bu qiymatlar 74.1-misoldan olindi).



78.5-chizma.

Yechish. Tasma tanlanadi.

Sanoatda eng ko'p tarqalgan A rusumli rezina gazlamali tasma tanlaymiz.

Kichik shkivning diametri tanlanadi.

$$d_1 = (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{M} = (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{47,1} = 187 \dots 231 \text{ mm.}$$

d_1 ni GOST ning talabiga binoan tanlaymiz, ya'ni

$$d_1 = 224 \text{ mm.}$$

Tasmaning tezligini topamiz.

$$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 1455 \cdot 224 \cdot 10^{-3}}{60} = 17 \text{ m/s.}$$

Katta shkivning diametrini aniqlaymiz.

$$d_2 \approx d_1 u_0 = 224 \cdot 3,03 = 679 \text{ mm.}$$

GOST bo'yicha $d_2 = 710 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz.

Uzatish nisbatining haqiqiy qiymatini aniqlaymiz.

$$u_x = \frac{d_2}{d_1} = \frac{710}{224} = 3,17.$$

Bu qiymat qabul qilingan uzatish nisbatining qiymatidan 4.6% ga chetlashgan. Ruxsat etilgan chetlanish esa $\pm 5\%$.

O'qlararo masofani aniqlaymiz.

$$a = 2(d_1 + d_2) = 2(224 + 710) = 1868 \text{ mm.}$$

Tasmaning uzunligini aniqlaymiz.

$$L_x \approx \frac{2 \cdot 1868 + 0,5\pi(710 + 224) + 0,25(710 - 224)^2}{1868} = 5230 \text{ mm}$$

Tasmaning shkivdan o'tish chastotasini aniqlaymiz.

$$u = \frac{v}{L_x} = \frac{17}{5,23} = 3,25 \text{ s}^{-1} < [u] = 5$$

Kichik shkivning qamrov burchagini aniqlaymiz.

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{710 - 224}{1868} = 165,2^\circ > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

Tasmaning qalinligi δ ni aniqlaymiz. Buning uchun [9] da keltirilgan tavsiyaga binoan

$$\delta = \frac{d_1}{40} = \frac{224}{40} = 5,6 \text{ mm}.$$

[9] ga binoan $\delta = 4,5 \text{ mm}$.

Tasma qalinligining birligiga to'g'ri keluvchi ru xsat etilgan nominal aylantiruvchi solishtirma kuchning qiymatini topamiz.

$$k_0 = s - w \frac{\delta}{d_1} = 2,5 - 10 \frac{4,5}{224} = 2,3 \text{ N/mm}^2.$$

[9] dagi tavsiyalarga binoan quyidagilarni qabul qilamiz:
 $C_\alpha = 0,956$; $C_\theta = 1,0$; $C_p = 1,1$;

$$C_v = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 17^2 = 0,92.$$

So'ngra tasma qalinligi birligiga to'g'ri keluvchi aylantiruvchi solishtirma kuchning ruxsat etilgan qiymatini topamiz.

$$[k] = \frac{k_0 C_\alpha C_v C_\theta}{C_p} = \frac{2,3 \cdot 0,956 \cdot 0,92 \cdot 1,0}{1,1} = 1,84 \text{ N/mm}^2.$$

Tasma orqali uzatiladigan aylantiruvchi kuchni topamiz.

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{7,17 \cdot 10^3}{17} = 422 \text{ N}.$$

Tasma qalinligini topamiz.

$$b = \frac{F_t}{[k] \cdot \delta} = \frac{422}{1,84 \cdot 4,5} = 51 \text{ mm}.$$

Tasmani taranglash uchun kerak bo'ladigan kuchni topamiz.

$$F_0 = \delta b \sigma_0 = 4,5 \cdot 63 \cdot 1,8 = 510 \text{ N},$$

bu yerda, $\sigma_0 = 1,8 \text{ N/mm}^2$ – rezina gazlamali tasma uchun dastlabki taranglik koeffitsienti.

Shkivlarning valiga ta'sir etuvchi kuchni topamiz.

$$F_a = 2 A_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 510 \sin\left(\frac{165,2^\circ}{2}\right) = 1012 \text{ N}.$$

79-§. TISHLI UZATMALAR. ASOSIY TUSHUNCHALAR VA TA'RIFLAR

Tishli uzatmalar harakatni bir valdan ikkinchi valga uzatish uchun qo'llaniladi. Ular asosan harakatni o'zgartirib uzatish uchun qo'llaniladi. Ko'pchilik hollarda harakat pasaytirib uzatiladi. Unda bunday uzatgichga *reduktor* deyiladi. Ba'zan harakatni oshirishga ehtiyoj tug'iladi. Agarda tishli uzatma harakatni oshirib uzatsa, u holda bunday uzatmaga *multiplikator* deyiladi.

Tishli uzatmalar ikkita tishli g'ildirakdan, yoki tishli g'ildirak bilan reykan va h.k lardan tashkil topadi. Tishli g'ildiraklarning kichigini *shesternya*, kattasini esa *g'ildirak* deb ataladi.

Tishli uzatmalarning asosiy afzalliklariga quyidagilar kiradi: katta quvvatni uzatadi; FIK yuqori; uzatish nisbati o'zgarmas; ixcham; sodda va h.k.

Tishli uzatmalarning kamchiliklaridan asosiylari quyidagilar: ishlash jarayonida shovqin chiqaradi; ishlab chiqarilishida murakkab texnologiyalarni talab qilishi; dinamik kuchlar ta'siriga bardoshsizligi; pog'onasiz uzatish imkoniyatining yo'qligi va h.k.

Tishli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi:

a) O'qlarining joylashishiga qarab:

- Parallel o'qli silindrik tishli uzatma (79.1-chizma, a, b, d);
- O'qlari o'zaro kesishadigan konussimon (79.1-chizma, e)

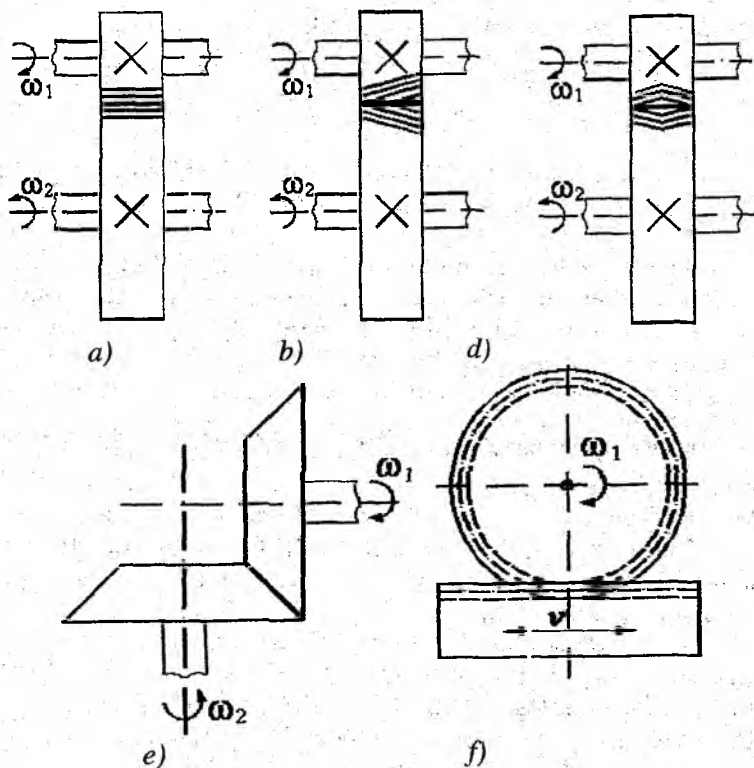
tishli uzatma;

- Reykali tishli uzatma (79.1-chizma, f).

• O'qlari o'zaro ayqash bo'lgan gipoidli konussimon tishli uzatma (79.2-chizma);

b) Tishli g'ildirakning yasovchisiga nisbatan tishlarning og'ish burchagiga qarab:

- To'g'ri tishli (79.1-chizma, a);
- Og'ma tishli silindrik (79.1-chizma, b)
- Shevron tishli (79.1-chizma, d);
- Egri tishli konussimon (79.2-chizma).



79.1-chizma.

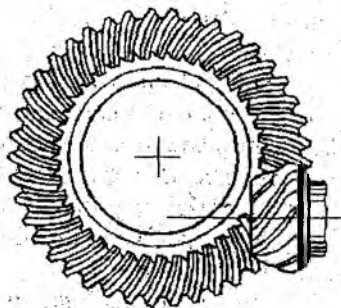
d) Tishlar profillari bo'yicha:

- Evolventali;
- Doiraviy (Novikov ilashmasi).
- e) Aylanish tezligiga qarab:
- Tezyurar $v = (3 \div 15 m/s)$;
- Sekinyurar $v = (0 \div 3 m/s)$.
- f) Konstruktiv bajarilishiga qarab:

• ochiq uzatma (bu xil uzatmalar alohida yasalgan korpus ichiga joylashmaydi);

• yopiq uzatma (bu xil uzatmalar alohida yasalgan korpus ichiga joylashadi, muqarrar ravishda moylanib turiladi).

• Yuqorida keltirilgan tishli uzatmalardan eng ko'p qo'llaniladigani bu silindrik va konussimon uzatmalardir. Shevron tishli uzatmalar esa asosan katta quvvatlarni uzatishda qo'llaniladi.



79.2-rasm.

Tishli uzatmalarning asosiy parametrlari mazkur darslikning XI-bobida mufassal keltirilgan. Shuning uchun bu yerda, tishli uzatmalarning faqat mustahkamlikka bog'liq bo'lgan masalalarigina ko'rib chiqiladi.

80-§. TISHLI G'ILDIRAKLARNI TAYYORLASHDA ISHLATILADIGAN MATERIALLAR

Tishli g'ildiraklarning materiali ularning ishlash sharoitiga va tishlariga ishlov berishda talab etilgan aniqlik hamda tish profillarini tozaligini ta'minlaydigan materiallardan tanlanishi kerak.

Ishlatiladigan materiallarga qo'yiladigan asosiy talablardan biri o'zgaruvchan va zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarga yaxshi bardosh berishi kerak.

Tishli g'ildiraklar asosan yuqori ko'rsatgichli po'latlar (15X, 20X, 12XH3A, 18XIT, 20X2H4A), cho'yanlar va plastmassa materiallardan tayyorlanadi. Bu materiallar zarbali kuchlarni o'zidan yaxshi o'tkazadi va toblanish qobiliyati yuqori. Agarda tishlarning sirti nihoyatda qattiq bo'lishi talab etilsa, u holda bunday g'ildiraklarni 38XIOA, 38XMIOA rusumli po'latlardan tayyorlangani ma'qul. Po'latdan ishlangan g'ildiraklar katta tezlikda ishlashi mumkin.

Kichik tezlikda va bir tekisda ishlaydigan g'ildiraklar turli cho'yanlardan (SCh28-48, SCh32-52, SCh35-56, BCh45-5, BCh40-10) tayyorlanishi mumkin. Cho'yanlardan tayyorlangan g'ildiraklar o'zaro yaxshi ishlaydi va ko'p moy talab qilmaydi.

Ba'zan o'rtacha kuchlar bilan ishlaydigan g'ildiraklar plasmassalardan tayyorlanmoqda. Plasmassalar termoreaktiv va termoplastik deb ataluvchi ikki turga bo'linadi.

Termoreaktiv materiallardan asosan tekstolit, voloknit hamda epoksid smolasidan g'ildiraklar tayyorlanadi.

Termoplastik materiallardan tishli g'ildiraklar tayyorlash uchun turli polimerlar, poliüretanlar, poliformaldegid, polikarbonat, polipropilen, polivanilxlorid, polietilen, ftorplast va boshqalar ishlatiladi.

Uzatmada ishlatiladigan bir juft g'ildirakdan faqat bittasi plasmassadan ishlab chiqilgan bo'lishi kerak. Bunday juftlar o'zaro moylashish qobiliyatiga ega va zarbali kuchlarga yaxshi bardosh bera oladi. Bunday uzatmalar shovqinsiz, ravon ishlaydilar. Bundan tashqari uzatma elementlari tayyorlash va ularni yig'ishda yo'l qo'yilgan noaniqliklar plasmassadan tayyorlangan g'ildiraklarning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatmaydi. Lekin plasmassalar, ayniqsa poliamidlar fiziko-mexanikaviy xossalariining vaqt o'tishi bilan o'z-o'zidan o'zgarishi, temperatura ko'tarilgan sari plasmassa g'ildiraklar mustahkamligining keskin ravishda pasayishi sababli ulardan katta aniqlik talab qiladigan joylarda qo'llanilishini cheklaydi.

81-§. TISHLARNING YEMIRILISH TURLARI

Mazkur darslikning ikkinchi qismida tishli g'ildiraklar va tishli uzatmalarining geometriyasi va kinematikasini mufassal keltirganmiz. Shuning uchun bu yerda, tishli g'ildiraklarning ishlash jarayonida sodir bo'ladigan dinamik jarayonlar, deformatsiyalar, ularni mustahkamlikka hisoblash masalalarini ko'rib chiqamiz. Buning uchun o'zaro ilashishda bo'lgan bir juft tishli g'ildirakning tishlarida hosil bo'ladigan kuchlarni ko'rib chiqamiz (81.1-chizma).

81.1-chizmada ko'rsatilishicha ilashish boshlanishida tish uchiga ta'sir etayotgan F_n kuch ilashish chizig'i orqali tishga ta'sir etadi. Bu kuchni ilashish qutbi P da qo'yilgan va tish profiliga o'tkazilgan normal bo'ylab yo'nalgan deb faraz qilinadi.

Bu kuch ikkita tashkil etuvchiga ajratiladi (82.1-chizma):

$$F_t = F_n \cos \alpha_w$$

$$F_r = F_n \sin \alpha_w$$

Bu kuchlardan F_t kuchi tishni egadi va sindirishga harakat qiladi. Bunda egilish kuchlanishi " $\sigma_{y\bar{a}}$ " hosil bo'ladi. F_r kuchi esa tishli g'ildirakning o'qiga qarab yo'nalgan bo'lib, u podshipniklarni zo'riqtiradi.

Bulardan tashqari o'zaro ilashish natijasida ishqalanish kuchi ham paydo bo'ladi, uni qiymati quyidagicha aniqlanadi.

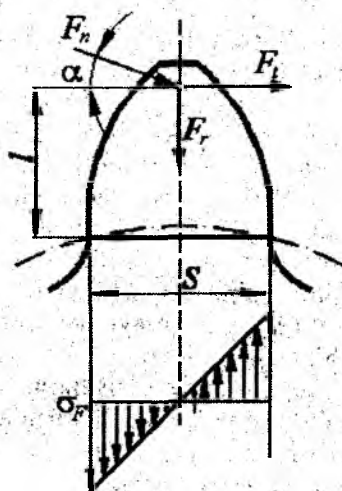
$$F_{ish} = F_n \cdot f,$$

bu yerda, f – ishqalanish koeffitsienti.

Yuqorida keltirilgan kuchlar ta'sirida tish murakkab kuchlanganlik holatida bo'ladi. Ular tishlarning ilashish qobiliyatini belgilovchi asosiy kuchlanishlar tish sirtida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanish σ_H va tishning tubida paydo bo'ladigan eguvchi kuchlanish σ_F lardir. Tishlar harakat jarayonida har aylanganda bir marotaba bunday kuchlanishlarga uchraydi va bu uzluksiz ravishda davom etadi. Kuchlanishlarning o'zgaruvchi sikl bilan ta'sir etishi natijasida tishlarning toliqishdan yemirilishiga olib keladi.

Tish tubida hosil bo'ladigan eguvchi kuchlanish σ_F tishlarning toliqishidan sinishga, σ_H kuchlanish esa tish sirtlarining uvalanishiga sabab bo'ladi. Buning ustiga tish katta takroriy-o'zgaruvchan yuklanishda sinishi mumkin. Ishqalanish kuchi F_{ish} ham o'z navbatida tishning mustahkamligiga ta'sir etadi. Bu kuch tish sirtining yeyilishiga olib keladi.

Tishlarning ishlash layoqatini yo'qolishi birinchidan, tishlarning sinishi, ikkinchidan, tishlar sirtining yemirilishi oqibatida ro'y beradi. Tishlar sirtining yemirilishi quyidagi sharoitda ro'y beradi: toliqish oqibatida uvalanib ketishi, obraziv zarrachalar ta'sirida emirilishi; katta bosim ta'sirida bir tish yuzachasi sirtining ikkinchi tish yuzasi sirtiga yopishib qolishi; o'zaro kontaktda bo'lgan yuzachalar sirtlarining



81.1-chizma.

plastik deformatsiya natijasida siljishi; termik ishlov natijasida paydo bo'lgan qattiq qatlarning ko'chib ketishi kabi holatlarida.

Tishlarning sinib ketishi ilashish natijasida tishlarga ta'sir etadigan kuchlarning yuqori darajada ortib ketishi va kuchlanishlarning ruxsat etilgan chegarasidan chiqib ketishi natijasida ro'y beradi. Bunday hollarda plastik materiallardan tayyorlangan tishlar deformatsiyalanib, o'z shaklini yo'qotadi yoki sinib ketadi. Tishlarning sinishi o'zgaruvchan kuchlanishning uzoq vaqt davomli ta'siri natijasida ham ro'y berishi mumkin. Avvalo tish tubida darz paydo bo'ladi va u bora-bora kattalashib; tishning sinishiga olib keladi. Bunga kuchlanishlar konsentrasiyasi ham yordam beradi. Bunday holatlarni oldini olishda tishlarning mustahkamlikka hisoblash bilan birga, kuchlanishlar konsentrasiyasini iloji boricha kamaytirishga urinish kerak.

Tishlarning ishdan chiqishiga ularning uvalanishi ham sabab bo'ladi. Bu jarayon asosan yopiq quticha ichida moylangan holatda ishlash natijasida paydo bo'ladi. U asosan ilashish «qutbi» atrofida ro'y berib, tishning oyog'i tomon yo'nalgan bo'ladi. Natijada tish materiali plastik oqishi tufayli mayda yoriqlar paydo bo'ladi. Bu yoriqchalarga moy kirib oladi va o'z navbatida moyning qadalish hodisasi boshlanadi. Natijada yoriqchalardagi qadalgan moylar qo'shimcha ichki bosimni paydo qiladi. Bunday jarayonning takrorlanishi natijasida tish zarrachalarining uzilib ketishiga, so'ngra esa tishlar yuzachalarida chuqurchalarning paydo bo'lishiga olib keladi, tishlarning ishlashi buziladi va yemirilish jarayoni intensivlashadi. Tishlarning o'zaro kontakt joylarida moy qatlamlarining buzilishiga olib keladi va tishlar bevosita tutashadi. Avvalo ilashish jarayonida shovqin paydo bo'ladi, qiziydi va tishlar sinib ketadi.

Yopiq uzatma tishlarning mustahkamlikka hisoblanganda eng avvalo kontakt kuchlanishlarga bardoshligi asosida geometrik o'lchamlari tanlanadi, so'ngra ularni egilish kuchlanishiga bardoshligi tekshiriladi.

82-§. TISHLARNING KONTAKT KUCHLANISHGA BARDOSHLILIGINI HISOBLASH

Tishlar sirtining uvalanishiga asosiy sabab hosil bo'ladigan kontakt kuchlanishlardir. Ularni hisoblash uchun quyidagi farazlarga yo'l qo'yiladi:

• tishlar kontaktda turgan ikki silindrdan iborat, ularning yasovchilari esa parallel deb qaraladi, bu silindrlarning radiuslari tishlar profillarining ilashish qutbidagi egrilik radiuslariga teng deb qabul qilinadi;

• kuch tish uzunligi bo'ylab teng taqsimlangan deb hisoblanadi;

• kontaktlashuvchi profillar quriq deb faraz qilinadi, aslida kontakt yuzasidagi moy kuchlanishlarning kontakt yuzachasi bo'ylab taqsimlanishiga ancha o'zgartirishlar kiritadi. Tishli g'ildiraklarni hisoblashda Gers formulasi asos qilib olingan (82.1-chizma).

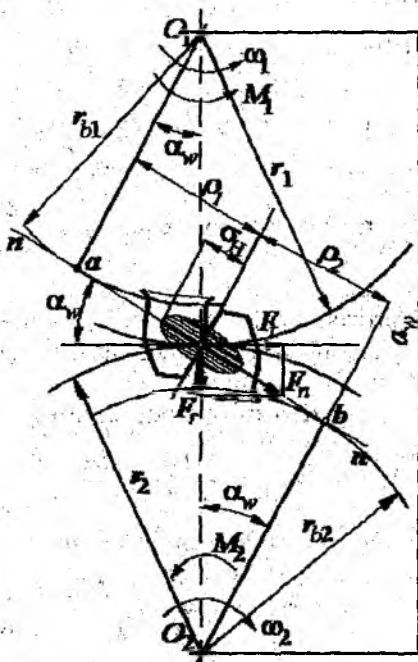
$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{kel}}{\rho_{kel}} \cdot \frac{1}{2\pi(1-\mu^2)}} \quad (82.1)$$

bu yerda,

$$q = \frac{F_n \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HB} \cdot K_{HV}}{l_z} \text{ - tis}$$

hlar kontakt chizig'ining uzunlik bitligiga to'g'ri

keladigan normal kuchlar; $K_{H\alpha}$ - kuchlarning tishlararo o'zaro notekis taqsimlanishini ko'rsatuvchi koeffitsient ($K_{H\alpha} = 1$ to'g'ri tishli g'ildirak uchun); K_{HB} - kuchlarning tish uzunligi bo'yicha notekis taqsimlanishini ko'rsatuvchi koeffitsient (g'ildiraklarning tayanchlarga nisbatan joylanishiga qarab jadvaldan tanlanadi); K_{HV} - tishlarda ishlash jarayonida paydo bo'ladigan qo'shimcha dinamik kuchlarga bog'liq bo'lgan koeffitsient (tishli uzatmalardagi aylanma tezliklarga va tishli g'ildirak materialining qattiqligiga bog'liq bo'ladi); $E_{kel} = \frac{E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ - o'zaro ilashishdagi tishli



82.1-chizma.

g'ildiraklar materiallarining keltirilgan elastiklik moduli (E_1, E_2 - birinchi va ikkinchi g'ildirak tishlari materialining elastiklik modullari); $\rho_{ket} = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ - tishlar profillarining keltirilgan egrilik

radiuslari (ρ_1, ρ_2 - birinchi va ikkinchi tishli g'ildirak tishlari profillarining egrilik radiuslari); l_Σ - o'zaro kontaktda bo'lgan tishlar uzunligining umumiy yig'indisi (ushbu koefitsient ϵ_α ga bog'liq bo'ladi va $l_\Sigma = b_2$ bo'ladi, agarda ilashishda bir juft tish qatnashsa, $l_\Sigma = 2b_2$ bo'ladi, agarda ilashishda ikki juft tishlar qatnashsa). Hisoblashlarda $l_\Sigma = \frac{2b_2}{(4 - \epsilon_\alpha)}$ deb qabu qilish mumkin.

Yuqoridagilarni e'tiborga olib va ba'zi-bir matematik o'zgartirishlar kiritib tishli uzatmaning asosiy parametrlari orqali ifodalangan kontakt kuchlanishining qiymatini aniqlovchi formulani keltirib chiqaramiz.

To'g'ri tishli uzatma uchun

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \cdot (u+1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_{H1}] \quad (82.2)$$

Og'ma tishli uzatma uchun

$$\sigma_H = \frac{270}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \cdot (1+u)^3}{b_2}} \leq [\sigma_{H2}] \quad (82.3)$$

bu yerda, a_w - tishli uzatmada ilashayotgan bir juft tishli g'ildirakning o'qlararo masofasi; u - uzatish nisbati; M_2 - burovchi moment; b_2 - tish chamberining eni.

(82.2) va (82.3) formulalardagi K_H koefitsientining qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$$

bu yerda, $K_{H\alpha}$ - kuchlarning tishlararo notekis taqismlanishini ko'rsatuvchi koefitsient bo'lib, to'g'ri tishli uzatma uchun $K_{H\alpha} = 1,0$, og'ma tishli uzatma uchun esa aylanma tezlik ν ning qiymatiga bog'liq bo'ladi va $\nu = 10 \div 20$ m/s, aniqligi 7-sinf bo'lgan tishli g'ildiraklar uchun $K_{H\alpha} = 1,0 \div 1,1$ bo'ladi, agarda

$v < 10 \text{ m/s}$ va aniqligi 8-sinf bo'lganda $K_{H\alpha} = 1,05 \div 1,15$ bo'ladi; $K_{H\beta}$ - kuchlarning tish uzunligi bo'yicha notekis taqsimlanishini ko'rsatuvchi koeffitsient, uning qiymati jadvallardan olinadi [9]; K_{Hv} - tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarishdagi aniqligiga bog'liq bo'lgan koeffitsient bo'lib, to'g'ri tishli uzatma uchun $v < 5 \text{ m/s}$ va aniqligi 8-sinf bo'lgan holatda $K_{Hv} = 1,05 \div 1,10$, og'ma tishli uzatma uchun $v < 10 \text{ m/s}$ va aniqligi 8-sinf bo'lgan holatda $K_{Hv} = 1,0 \div 1,05$ bo'ladi.

Tishli uzatmalarni loyihalashda eng avvalo bir juft tishli g'ildirakning o'qlararo masofasi topiladi, buning uchun (83.2) va (83.3) formulalardan $b_2 = \Psi_a \cdot a_w$, ekanligini e'tiborga olib (bu yerda, Ψ_a - tishli g'ildirak chambari enining koeffitsienti) a_w ni topamiz.

Tashqi ilashmali po'lat g'ildiraklar uchun $\alpha = 20^\circ$ bo'lganda hisoblash formulasi quyidagi ko'rinishda yoziladi.

$$a_w = K_a(u+1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u^2 \Psi_{ba}}}$$

bu yerda, $K_a = 49,5$ - to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun; $K_a = 43,0$ - og'ma tishli g'ildiraklar uchun, $[\sigma_H]$ - g'ildirak materiali uchun kontakt kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati; odatda tishli g'ildirak shesternyaning materialiga qaraganda sifati pastroq bo'lgan materialdan yasaladi (po'lat g'ildirak uchun $[\sigma_F] \approx 1,7 \cdot \sigma_1 \text{ N/mm}^2$ deb qabul qilish mumkin); M_2 - g'ildirak validagi moment, $N \cdot mm$; $\Psi_{ba} = b/a_w$ - g'ildirak enining koeffitsienti, uning qiymati 0,12...0,4 atrofida tanlanadi.

Topilgan markazlararo masofa a_w ning qiymatini GOST 2185-66 ga binoan yaxlitlanadi. So'ngra $m = (0,01 - 0,02) \cdot a_w$ ga binoan, yoki $m = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}$ formulaga asosan tishli uzatmaning moduli topiladi. Topilgan modulning qiymati GOST 9563-60 ga binoan yaxlitlanadi.

So'ngra g'ildiraklarning o'lchamlari hisoblanadi. Agarda g'ildiraklarni geometrik o'lchamlari, moduli m va o'qlararo masofa

a_w larning qiymatlarini yaxlitlangan bo'lsa, u holda kontakt mustahkamlik, ya'ni (82.2) va (82.3) formulalarga binoan mustahkamlik shartining (po'lat g'ildiraklar uchun) bajarilishi tekshiriladi.

83-§. TO'G'RI TISHLI SILINDRIK G'ILDIRAKLAR TISHLARINI EGILISHGA HISOBLASH

O'zaro ilashishda bo'lgan ikkita tishli g'ildirakning ilashish jarayonini ko'rib chiqamiz.

Silindrik to'g'ri tishli uzatma bir juft tishining ilashish jarayoni yetaklovchi shesternya tishining uchidan o'tadigan aylanada yotuvchi nuqtada tugaydi. Bunda, shesternya tishining g'ildirak tishiga ta'sir kuchi \bar{F}_n tish asosidan eng uzoqda joylashgan chiziqqa qo'yilgan bo'ladi, kuchning bu holda qo'yilishi esa eng xavfli hisoblanadi.

G'ildirak bitta tishining boshqa g'ildirak tishiga uzatiladigan to'la kuch (tishlar orasida ishqalanish yo'q deb faraz qilinganda) tegishib turadigan profillarga o'tkazilgan umumiy normal ilashish chizig'i bo'yicha yo'naladi (81.1-chizma).

Biz 81-§ da tish uchiga qo'yilgan normal kuch \bar{F}_n ni ikki yo'nalish bo'yicha: aylanaga o'tkazilgan urinma bo'yicha (aylantiruvchi kuch \bar{F}_t) va unga o'tkazilgan normal bo'yicha (radial kuch \bar{F}_r) qismlarga ajratgan edik:

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha, \quad F_r = F_n \cdot \sin \alpha.$$

Bu kuchlardan aylantiruvchi kuch \bar{F}_t tishni egadi, radial kuch \bar{F}_r esa uni siqadi. Tishning radial kuch \bar{F}_r bilan siqilishidan hosil bo'ladigan va nisbatan katta bo'lmagan kuchlanishlarni hisobga olmasdan tishning egilishdagi mustahkamlik shartini tekshiramiz.

Tishni erkin uchiga kuch qo'yilgan konsol balka deb qarash mumkin. U holda tishning egilishdagi mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi (81.1-chizma):

$$\sigma_{eg} = \frac{I_{eg}}{W_x} \leq [\sigma_{eg}], \text{ yoki } M_{eg} = F_t l \leq W_x [\sigma_{eg}],$$

bu yerda, l – kuchning xavfli kesimga nisbatan yelkasi; W_x – xavfli kesimning o‘qqa nisbatan qarshilik momenti; $[\sigma_{eg}]$ – tish materialining egilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi.

Tishning to‘g‘ri to‘rtburchakka yaqinlashtirilgan kesimining o‘qqa nisbatan qarshilik momenti quyidagicha bo‘ladi.

$$W_x = \frac{b(S)^2}{6}$$

bu yerda, b – tishning uzunligi (tishli g‘ildirakning eni); S – tish tubining qalinligi.

Binobarin, $F_t l \leq \frac{b(S)^2}{6} [\sigma_{eg}]$ bundan $S = qm$, $l = km$ deb tanlasak quyidagi kelib chiqadi.

$$F_t km = \frac{bq^2 m^2}{6} [\sigma_{eg}] \text{ yoki } F_t \leq \frac{bq^2 m}{6k} [\sigma_{eg}],$$

bu yerda, k , q lar tish shakliga bog‘liq bo‘lgan koeffitsientlardir.

Odatda “ y ” bilan belgilanadigan $q^2/6k$ ifoda *tish shaklining koeffitsienti* deb ataladi. U holda

$$F_t \leq b \cdot y \cdot m \cdot [\sigma_{eg}]. \quad (83.1)$$

Yuqoridagi (83.1) tenglamadan tishning asosiy parametri bo‘lgan modul m ni topamiz, buning uchun $b = \psi m$ deb belgilash kiritamiz. Bunda $\psi = 6 \div 25$ chegarasida joylashgan *proporsionallik koeffitsienti* deyiladi. Uni ba‘zan *tish shaklining koeffitsienti* deb ham yuritiladi. Uni kichik qiymatlari aniqligi past bo‘lgan tishlar uchun kattalari esa aniqligi yuqori bo‘lgan tishli g‘ildiraklarga mos keladi. Aylantiruvchi kuch F_t ni taxminan qo‘yidagicha aniqlash mumkin:

$$F_t = \frac{2M}{d} = \frac{2M}{m \cdot z},$$

ekanligini e‘tiborga olsak,

$$\frac{2M}{m \cdot z} \leq \Psi \cdot m \cdot y \cdot m \cdot [\sigma_{eg}],$$

bu yerda, M – g'ildirak uzatadigan burovchi moment.

Yuqoridagi tenglamani m ga nisbatan yechsak,

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M}{y \cdot z \cdot \psi \cdot [\sigma_{eg}]}} \quad (83.2)$$

kelib chiqadi. Bu yerda, M ni $[N \cdot mm]$ va $[\sigma_{eg}]$ ni $[N \cdot mm^2]$ hisobida olinsa, modul m $[mm]$ hisobida chiqadi.

(83.2) formula orqali hisoblangan modul GOST ning tavsiyalariga binoan yaxlitlanadi va so'ngra tishni egilishga mustahkamligi tekshiriladi.

$$\sigma_{eg} = \frac{2 \cdot I}{y \cdot z \cdot b \cdot m^2} \leq [\sigma_{eg}] \quad (83.3)$$

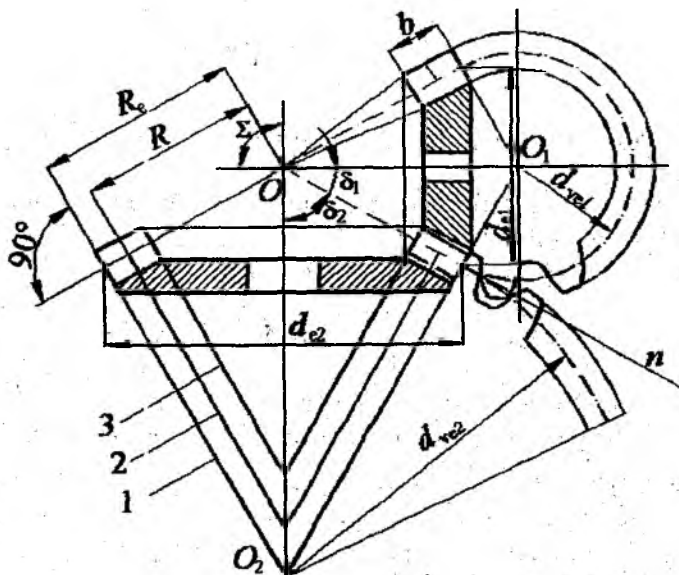
84-§. KONUSSIMON TISHLI G'ILDIRAKLAR

Konussimon tishli g'ildiraklar o'zaro burchak ostida joylashgan vallarga harakatni uzatish uchun qo'llaniladi.

Bunday g'ildiraklar uchlari vallarning o'qlari kesishgan nuqtada joylashgan kesik konuslardan iborat. Konuslarning yon sirtlarida tishlar bo'lib, ularning o'lchamlari (qalinligi va balandligi) konus uchlari tomon yo'nalishda kamayib boradi. Tishli g'ildiraklarning o'qlari orasidagi burchak 90° ga teng bo'lgan konussimon uzatmalar eng ko'p tarqalgan. Shunday uzatmani ko'rib chiqamiz. Konussimon tishli uzatmaning uzatish soni u konussimon friksion g'altaklar va silindrik tishli uzatmalar aniqlanadi aniqlanadi.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

bu erda $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ – boshlang'ich konuslar qiyalik burchaklari, ya'ni ilashish prosessida bir-birining ustida sirpanishsiz yumalayotgan konuslar yasovchilarining g'ildiraklar o'qlariga nisbatan olingan burchaklaridir (84.1-chizma).



84.1-chizma.

Konussimon g'ildiraklarning tishlari silindrik g'ildiraklarning tishlari kabi evolventa profilga ega.

Tishning o'lchamlari uzunligi bo'yicha o'zgaruvchan bo'ladi. O'lchamlarning maksimal qiymati tishning tashqi aylana maksimal moduli m_e orqali aniqlanadi. Konussimon g'ildiraklarda o'rta modul m_e ning qiymatlari standartlashtirilgan bo'lib GOST bo'yicha tanlanadi.

Konussimon tishli g'ildiraklarning o'rta va maksimal modullari orasidagi bog'lanishni topamiz. Bo'luvchi aylananing diametrlari modul bilan o'zaro silindrik g'ildiraklardagidek nisbatlar bilan bog'langan:

$$d_1 = m_e \cdot z_1; \quad d_2 = m_e \cdot z_2;$$

Lekin $\frac{d_1}{2} = \frac{d_{or}}{2} + \frac{b}{2} \sin \delta_1$ bundan

$$m_e z_1 = m_{or} \cdot z_1 + b \sin \delta_1$$

Tenglikni ikkala qismini z_1 ga bo'lib, m_e va m_{or} orasidagi qidirilayotgan bog'lanishni topamiz.

$$m_e = m_{or} + \frac{b}{z_1} \sin \delta_1,$$

bu yerda, m_e – konusning tashqi moduli deyiladi va uning qiymati GOST dan tanlanadi.

Konussimon g'ildiraklarning qolgan o'lchamlari quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi.

Tish chiqiqlari aylanasining diametric

$$d_{ea} = d + 2m_e \cdot \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta)$$

Tish botiqlari aylanasining diametric

$$d_{ef} = d - 2,5m_e \cdot \cos \delta = m_e (z - 2,5 \cos \delta)$$

Shesternya va g'ildiraklar uchun mazkur o'lchamlardagi kattaliklar mos ravishda z_1 , δ_1 , z_2 , δ lar orqali olib boriladi.

Konussimon t ishli uzatmalarning m ustahkamlikka hisoblash silindrik tishli uzatmalarni hisoblash kabi bajariladi.

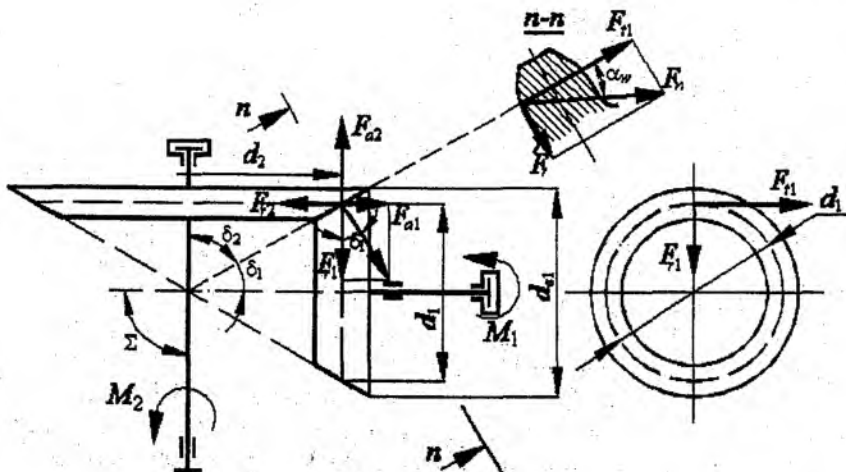
Ilashishda bo'lgan konussimon g'ildirakli uzatmalarda aylana kuch F_t , radial (val o'qiga tik) kuch F_r hamda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuch F_a ta'sir etadi.

Bu kuchlarning qiymatlari quyidagi formulalar orqali topiladi (84.2-chizma):

- Aylana kuch $F_t = 2M/d$. Bu kuch diametri d bo'lgan aylanaga urinma bo'ylab yo'naladi;
- Radial kuch $F_r = Q \cos \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$, bu yerda $Q = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$;
- O'q bo'ylab yo'nalgan kuch $F_a = Q \sin \delta = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta$.

Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, yuqorida keltirilgan kuchlar bitta tishli g'ildirakka xosdir, u bilan juft tashkil etuvchi g'ildirak uchun esa quyidagicha bo'ladi, masalan, birinchi g'ildirakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuch F_a ikkinchi g'ildirak uchun radial kuch, birinchi g'ildirakdagi radial kuch F_r esa ikkinchi g'ildirak uchun o'q bo'ylab yo'nalgan kuch bo'lib almashadi, ya'ni

$$F_{r1} = F_{a2}; \quad F_{r2} = F_{a1}$$



84.2-chizma.

Loyihalashda d_{e2} diametri aniqlanadi.

$$d_{e2} \geq 165 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{HB} \cdot u}{0,85 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

Hisoblangan d_{e2} diametrini qiymati GOST 12289-76 bo'yicha yaxlitlanadi. So'ngra quyidagi formulalar orqali kontakt kuchlanishga tekshiriladi.

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \cdot \sqrt{\frac{M_2 \cdot u \cdot K_{HB} \cdot K_{Hv}}{0,85 \cdot d_{e2}}} \leq [\sigma_H].$$

bu yerda, M_2 - g'ildirak validagi aylantiruvchi moment, $N \cdot m$; K_{HB} , K_{Hv} - kuchlarning dinamik koeffitsientlari bo'lib, ularning qiymatlari 82-§ dagi silindrik uzatmalardagidek qabul qilinadi; σ_H , $[\sigma_H]$ - konussimon g'ildiraklar materiallarining hisobiy va ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlari.

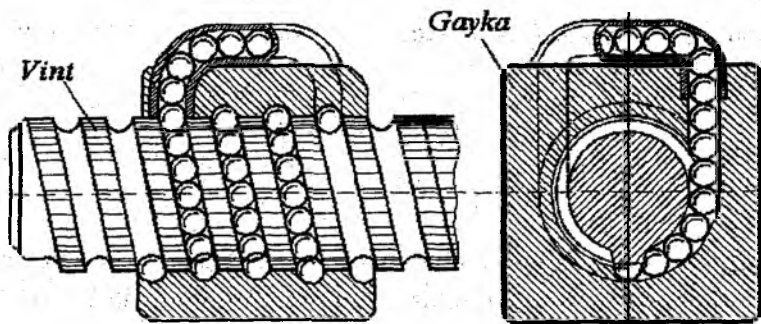
85-§. VINT-GAYKA UZATMALARI

Vint-gayka uzatmasi juft elementlardan birining aylanma harakatini ikkinchi elementning ilgarilama harakatiga aylantirishga (o'zgartirishga) mo'ljallangan. Bunda vint ham, gayka ham aytib o'tilgan harakatlardan birini, yoki ikkila harakatni birgalikda bajarishi mumkin.

Vintli mexanizmlarning afzalliklariga: sekin ilgarilanma harakat hosil qilish va kuchdan yutish imkoniyatining mavjudligi, ravonligi, shovqinsiz ishlashi, katta kuchlarni qabul qila olishi, detallarning siljishlarni yuqori aniqlikda bajarish mumkinligi, konstruksiyalarining soddaligi kiradi.

Vintli mexanizmlarning kamchiliklariga: ishqalanishga ketadigan yo'qotishning kattaligi va buning oqibatida FIK ning kichikligi kiradi. Ko'p hollarda rezbasining ko'tarilish burchagi o'z-o'zidan tormozlanishni ta'minlaydigan, ya'ni ishqalanish burchagidan ortib ketmaydigan vintlar ishlatiladi, bunda vintli juftning FIK 50% dan past bo'ladi.

Vintli mexanizmlardagi vintlar vazifasiga qarab, *yuk* (domkratlar, presslar, tishlar) va *surish* vintlariga (dastgohlarda, o'lchash qurilmalarida harakatni aniq uzatish uchun xizmat qiladigan) bo'linadi. So'nggi yillarda rezba o'rniga dumalab ishlaydigan sharlar uchun mo'ljallangan o'yiqlari bor uzatmalar ishlatila boshlandi (85.1-chizma).



85.1-chizma.

Bunday uzatmalarda sharlar gayka ichida aylanib yuradigan qilinadi. Bu mexanizmlar dumalab ishqalanish asosida ishlagani uchun ularning foydali ish koeffitsienti yuqoridir.

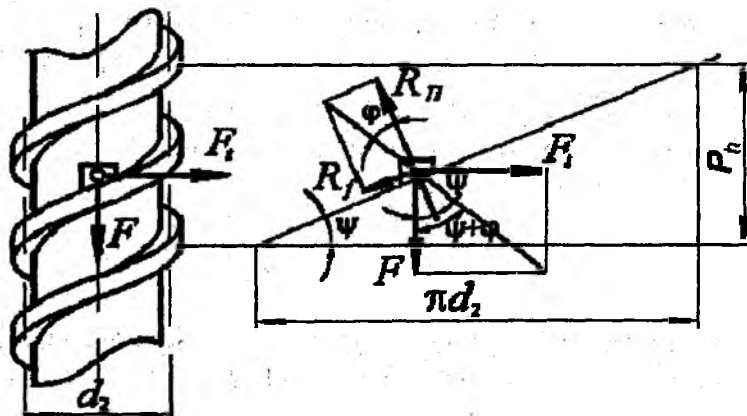
Vintlarning materiali *ST4*, *ST5*, 40, 45 va 50 markali po'latlardan, gaykalarniki esa qalayli bronzalar (*BrOF10-0,5*; *BrOCiS-6-3*) va antifriksion cho'yanlar (*A4B-1*, *A4C-3*, *A4K-2*) dan iboratdir.

Vintli mexanizmlarda kuchlarni aniqlash. Bu masala rezbali birikmalardagiga o'xshash bajariladi. F yukni siljitish uchun kerak bo'lgan moment quyidagicha aniqlanadi (85.2-chizma).

$$M = M_p + M_T,$$

bu yerda, $M_p = 0,5 \cdot d_2 \cdot F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$ – rezbadagi moment; $M_T = 0,5 \cdot F \cdot f \cdot d_{o,r}$ – gayka tayanchidagi ishqalanish kuchi momenti; ψ – o'rta rezbaning diametri $d_{o,r}$ bo'ylab o'lchangan vint chizig'ining ko'tarilish burchagi; $\varphi' = \operatorname{arctg}(f / \cos \alpha')$ – keltirilgan ishqalanish burchagi; f – sirpanish ishqalanish koeffitsienti; $d_{o,r} = 0,5(D + d_0)$ – gayka tayanchining o'rtacha diametri; D – gaykaning klyuchga to'g'ri keladigan diametri; $d_0 = d_2$ – vint rezbasining o'rtacha diametri.

Agarda vint chizig'ining ko'tarilish burchagi ψ ishqalanish burchagi φ dan kichik bo'lsa, u holda bunday vintli juft o'zaro qadaluvchi bo'ladi.



85.2-chizma.

Vintli mexanizmlarning ishlash qobiliyatini aniqlash uchun uning FIK ni aniqlaymiz. Ma'lumki, mexanizmlarning FIK aylanma

harakat qilayotgan bo'g'inning foydali bajargan ishini sarflangan ishga nisbati orqali aniqlanadi, ya'ni

$$\eta = \frac{A_{\phi}}{A_N} = \frac{F \cdot P_h}{F_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi')}$$

bu yerda, $P_h = \operatorname{tg} \psi \cdot \pi d_2$ – vint qadami; $F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \phi')$ – vintli mexanizm gaykasiga qo'yilgan aylantiruvchi kuch.

Yuqoridagi formuladan ψ ning qiymati ortishi bilan mexanizمنىng FIK ortadi.

Vintli mexanizmlar asosan vint rezbasini yeyilishi tufayli ishdan chiqadi. Shuning uchun ham, vintning ishga layoqatliliigi va mustahkamligi mezonini uning yeyilishga bardoshligidir.

Vintli mexanizmlarni loyihalash ularni yemirilishga hisoblashdan kelib chiqadi. So'ngra mustahkamlikka va ustivorlikka tekshiriladi.

Vintli mexanizmlarni yeyilishga bardoshligini tekshirish gayka va vint rezbasida paydo bo'ladigan o'rtacha bosimni aniqlash va uni ruxsat etilgan bosim bilan taqqoslashdan iborat.

Yeyilishga mustahkamlik sharti quyidagicha

$$P_{or} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} \leq [P],$$

bu yerda, H_1 – rezba profili ishchi balandligi, mm; $z = H/P$ – qadami P va balandligi H bo'lgan gayka rezbasining o'ramlar soni; $[P]$ – ruxsat etilgan bosim, N/mm².

Yuqoridagi formuladan loyihalash uchun kerak bo'lgan o'lcham d_2 ni topamiz.

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \cdot \Psi_H \cdot \Psi_h \cdot [P]}}$$

bu yerda, $\Psi_H = H/d_2$ – gaykaning balandlik koeffitsienti, uning qiymati gayka butun bo'lgan holatda $\Psi_H = 1,2 \dots 2,5$, gayka ajraluvchan bo'lgan holatda esa $\Psi_H = 2,5 \dots 3,5$; $\Psi_h = H_1/p$ – rezba profili balandligi ishchi qismi koeffitsienti, uning qiymati trapetsiyadial rezba uchun $\Psi_h = 0,5$, tirak rezbalar uchun esa $\Psi_h = 0,75$.

Vintli mexanizmning mustahkamligini hisoblash, uning havfli joyining kesim yuzasini aniqlash va so'ngra bu joyning ta'sir etuvchi kuchlarga chidamliligini tekshirishdan iboratdir.

Ma'lumki, vintli mexanizmدا vint bir vaqtda cho'zuvchi yoki siquvchi kuch F va rezbadagi burovchi moment M_b larning ta'sirida bo'ladi.

Vintning mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi \cdot d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{M_b}{0,2 \cdot d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma],$$

bu yerda, σ_{ekv} - vint rezbasining xavfli nuqtasi uchun ekvivalent kuchlanish; F , M_b - vintning xavfli nuqtasiga ta'sir etuvchi o'q bo'ylab yo'nalgan kuch va burovchi moment; d_1 - rezbaning ichki diametri; $[\sigma]$ - materialning cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanishi.

So'ngra vint ustuvorlikka hisoblanadi. Vint asosan siqilishga ishlaydi. Uning ustivorligi quyidagicha topiladi.

$$n = \frac{\sigma_K}{\sigma} \geq [n]$$

bu yerda, n - ustuvorlikning zahira koeffitsienti; $[n]$ - ustuvorlikka ruxsat etilgan zahira koeffitsienti; σ_K - vintning ustuvorligini yo'qotadigan kritik kuchlanish; $\sigma = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2}$ - vint ko'ndalang kesimidagi hisobiy kuchlanish.

86-§. ChERVYAKLI UZATMALAR

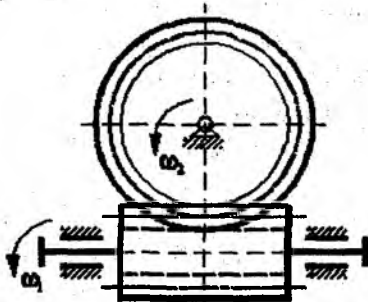
Chervyakli uzatmalar vallarning o'qlari ayqash bo'lgan holatlarda ishlatiladi. Amalda ayqashlik burchagi 90° ga teng bo'lgan chervyakli uzatmalar ko'proq ishlatiladi.

Chervyakli uzatmaning sxemasi va uning tashqi ko'rinishi 86.1-chizmada ko'rsatilgan. Valga o'tkazilgan yoki val bilan bir

butun qilib ishlangan chervyak, boshqa valda joylashgan chervyak g'ildiragi 2 ni aylantiradi.

Chervyakli uzatmaning ishlash prinsipi vintli juftning ishlash prinsipi kabi. Chervyakli uzatmani mashinasozlikning turli sohalarida keng ishlatilishiga sabab bo'lgan asosiy afzalliklari quyidagilar:

- ravon va shovqinsiz ishlaydi;
- uzatmaning nisbatan kichik gabaritlarida katta uzatish sonlarini hosil qilish mumkin. Chervyakli uzatmalar $u=8$ dan $u=500$ gacha bo'lgan uzatish sonlarini beradi. Bundan ko'rinadiki chervyakli uzatmalar ixcham va oddiy tuzilishga ega;



86.1-chizma.

- o'z-o'zidan tormozlanish xususiyatiga ega bo'lgan uzatmani tayyorlash imkoni bor. Bu xossa shundan iboratki, harakatni chervyakdan faqat chervyak g'ildiragiga uzatish mumkin, bu esa yuk ko'tarish qurilmalarida juda muhim. Bu holatda harakatlantiruvchi dvigatelni to'xtatilganda yuritmani alohida to'xtatishga xojat qolmaydi;

- ishonchli ishlaydi.

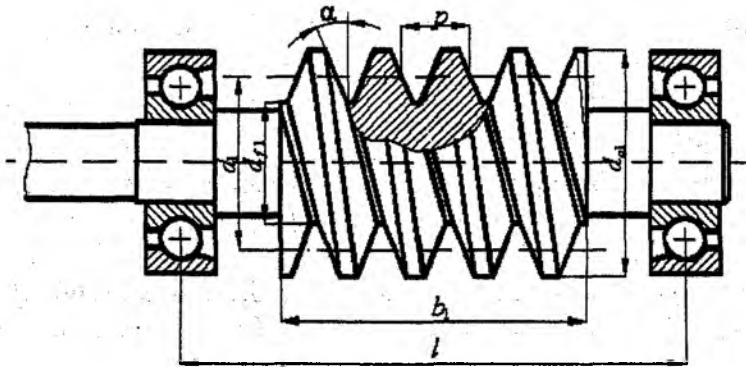
Chervyakli uzatma kamchiliklari quyidagilardir:

- FIK nisbatan kichik;
- ishqalanishga ketadigan isrofning issiqlik energiyasiga o'tishi natijasida uzatmaning kuchli qizishi va qizishni kamaytirish uchun chervyakli uzatmada issiqlikni atrof havosiga uzatishni ancha intensivlash maqsadida qovurg'ali devorchalari bo'lgan rezurvuvarlar ishlatilishi, korpusni puflash va boshqa sovutish usullaridan foydalanishning zarurligi;

- g'ildirak tishlarining tez yeyilishi;

- g'ildirak uchun qimmat metall (bronza) ishlatiladi.

Chervyakli uzatmalar bir-biridan chervyakning o'ramlari soniga qarab – (bir, ikki, uch va ko'p o'ramli chervyaklar); chervyak valining joylashishiga qarab (chervyak g'ildiragiga nisbatan yuqorida, ostida va yon tomonida) farq qiladi.

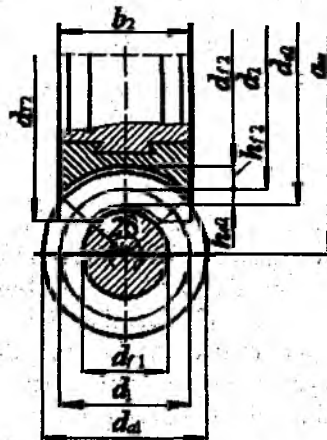


86.2-chizma.

Chervyakli uzatmalarda ham, tishli uzatmalardagidek, boshlang'ich, bo'luvchi, ichki va sirtqi diametrlar uzatmaning asosiy geometrik parametrlaridir. Bu uzatmalarning tishli uzatmalardan farqi shuki, ulardagi aylanma tezliklarning yo'nalishi tishli uzatmalardagidek bir-biriga mos bo'lmay, ayqashlik burchagi ostida kesishadi. Ilashmaning qadami sifatida reykaning chervyak o'qi bo'ylab o'tgan tekislik bilan kesishganda hosil bo'lgan qadami P (86.2-chizma), modul sifatida esa shu qadamning π ga nisbati olinadi.

Chervyakning umumiy tuzilishi hamda ishlashi trapesiyoidal profilli vintnikiga o'xshaydi. Uni rezbasi bir o'ramli yoki ko'p o'ramli bo'lishi mumkin. O'ramlar soni z_1 bilan belgilanadi va uni 1, 2, 4 oraliq'ida qilib olish tavsiya etiladi.

Arximed chervyagi uchun geometrik parametrlar va ularning qiymatlari quyidagicha topiladi: $\alpha = 20^\circ$ – chervyak o'qi orqali o'tuvchi tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan profil burchak; $m = P/\pi$ – chervyak o'qi



86.3-chizma.

bo'yicha aniqlangan modul; $q = d_1/m$ – chervyakning nisbiy diametri, uning qiymati m ga qarab jadvalardan tanlanadi; $d_1 = q \cdot m$ – chervyakning bo'luvchi diametri; $d_{a_1} = d_1 + 2 \cdot m$ – chervyakning sirtqi diametri; $d_{f_1} = d_1 - 2,4 \cdot m$ – chervyakning ichki diametri, chervyakning rezba qirg'ilgan qismini uzunligi $z_1 = 1 \div 2$ bo'lganda $b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m$, $z_1 = 2 \div 4$ bo'lganda $b_1 \geq (12,5 + 0,097 \cdot z_2)m$ bo'ladi.

Chervyak g'ildiragining o'lchamlari (86.3-chizma) quyidagicha aniqlanadi: $d_2 = m \cdot z_2$ – bo'luvchi diametri; $d_{a_2} = d_2 + 2m$ – tish uchi diametri; $d_{f_2} = d_2 - 2,4 \cdot m$ – tish tubi diametri.

Chervyakli uzatmaning o'qlararo masofasi

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2).$$

Chervyakli g'ildirakning eni b_2 va uning sirtqi diametri d_{T_2} qiymatlari quyidagicha bo'ladi: $z_1 = 1 \dots 3$ bo'lganda $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a_1}$.

z_1	1	2 ...	4
d_{T_2}	$\leq d_{a_2} + 2m$	$\leq d_{a_2} + 1,5m$	$\leq d_{a_2} + m$
b_2	$\leq 0,75 \cdot d_{a_1}$		$\leq 0,67 \cdot d_{a_1}$

Chervyakli uzatmaning uzatish soni. Ma'lumki, chervyak va chervyak g'ildiragining boshlang'ich aylanasining aylanma tezliklari har xil bo'lib, o'zaro 90° burchak hosil qiladi. Shuning uchun bunday uzatmada uzatish soni boshlang'ich aylanalar diametrlari nisbati qatorida qarab bo'lmaydi.

Agar chervyak bir kirimli qilib tayyorlangan bo'lsa, u bir marotaba aylanganda, g'ildirak o'z o'qi atrofida bitta tishga mos burchakka buriladi, ya'ni chervyak bir o'ramli bo'lganda bunday uzatmaning uzatish soni chervyakli g'ildirakning tishlar soniga teng, ikki o'ramli chervyak uchun esa uzatmaning uzatish soni ikkiga teng va h.k.

Shunday qilib, chervyakli uzatmada uzatish soni quyidagicha aniqlanadi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

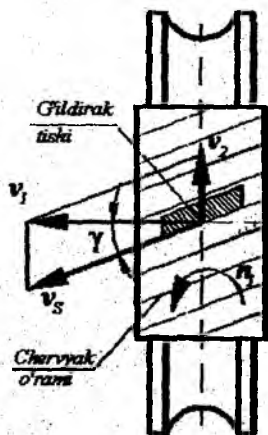
bu yerda, z_1 – chervyak o'ramlar soni; z_2 – chervyak g'ildiragining tishlar soni.

Demak, *chervyakli uzatmaning uzatish soni deb chervyakli g'ildirakning tishlar sonini chervyakni o'ramlar soniga bo'lgan nisbatiga aytiladi*. Ishlab chiqarishda chervyakning o'ramlar soni $z_1 = 1, 2, 4$ uzatish soni esa $u = 8 \div 80$ qilib tayyorlanadi. Chervyakli uzatma bilan oddiy tishli uzatmalar orasidagi asosiy farq chervyak bilan chervyak g'ildiragi o'zaro ilashish nuqtasida aylanma tezliklari har xil va o'zaro 90° li burchak tashkil etishidadir (86.4-chizma).

86.4-chizmadan ko'rinadiki,

$$v_{\text{ned}} = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cos \gamma} \cdot 1$$

Chervyakli uzatmalarning yeyilishining asosiy sababchisi FIK ning o'ta past bo'lishi va sirpanish tezligi qiymatining katta bo'lganligidir.



86.4-расм.

Chervyakli uzatmaning FIK. Chervyakli uzatmalardan quvvat uzatayotganda uning ma'lum qismi yo'qotiladi. Ushbu yo'qotish:

- chervyak bilan chervyakli g'ildirak orasidagi ilashmada;
- moyni aralashtirishda;
- podshipniklarda ro'y beradi.

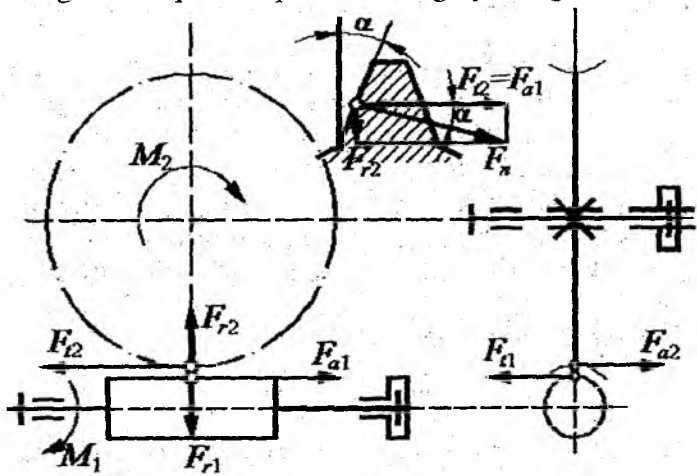
Bulardan eng ahamiyatlisi chervyak bilan chervyakli g'ildirak orasidagi ilashmadagi yo'qotishdir. Uning qiymati vintli juftdagidek aniqlanadi.

$$\eta = \frac{\text{tg} \psi}{\text{tg}(\psi + \varphi')}$$

bu yerda, ψ – vint chizig'ining ko'tarilish burchagi; φ' – chervyak va chervyak g'ildirak materiallari uchun ishqalanish burchagi.

Chervyakli uzatmalarda hosil bo'ladigan kuchlar. Chervyakli uzatmada chervyak va g'ildirakda aylanma, radial va o'q bo'ylab

yoʻnalgan kuchlar paydo boʻladi (86.5-chizma). Chervyakdagi aylanma kuch miqdor jihatidan gʻildirakdagi oʻq boʻylab yoʻnalgan kuchga teng boʻlib qarama-qarshi tomonga yoʻnalgan boʻladi.



86.5-chizma.

$$F_{11} = F_{a2} = \frac{2M_1}{d_1}.$$

Chervyakdagi oʻq boʻylab yoʻnalgan kuch esa gʻildirakdagi aylanma kuchga teng boʻladi, yaʼni

$$F_{12} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2}.$$

Chervyakdagi radial kuch F_{r1} gʻildirakdagi radial kuch F_{r2} ga teng boʻladi.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{12} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

F_{a1} va F_{a2} oʻq boʻylab yoʻnalgan kuchlarning yoʻnalishlari chervyakning aylanish yoʻnalishi va rezba turiga bogʻliq boʻladi.

Chervyakli uzatmalarda detallarning yeyilishi. Asosiy yeyilish – ichki sirtning yulnib chiqishi hollari koʻproq uchraydi. Sirpanish tezligining kattaligi va uning kontakt chizigʻiga nisbatan noqulay joylashishi yeyilishga asos soladi. Gʻildirak chervyakka nisbatan yumshoq materialdan yasalganligi uchun undagi tishlarning sirti asta-sekin yulqinib chiqadi va ular chervyak sirtiga yopishib oladi. Ular oʻz navbatida gʻildirak tishlarining yeyilishini

intensivlashtiradi. Bu hodisani oldini olish uchun antifriksion materiallardan foydalaniladi.

Yeyilish chervyak sirtining g'adir-budirligiga, uzatmani qanday aniqlik bilan yig'ilganligiga, moydagi abraziv bo'lakchalarning mavjudligiga, uzatmaning ishlash sharoitiga va h.k larga bog'liqdir.

Yeyilish pirovardida sinish hodisasi ro'y beradi. Shuning uchun chervyakli uzatmalarning ishga layoqatlilik va mustahkamlikka hisoblashning mezonini bu uzatma tishlari sirtining kontakt kuchlanishiga chidamliligidir.

Chervyakli uzatmani mustahkamlikka hisoblash. Chervyakli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash asosan kontakt kuchlanishga chidamliligini tekshirishdan iboratdir. Bu yerda asosiy formula sifatida silindrik tishli g'ildiraklarga o'xshash Gers formulasidan foydalaniladi.

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{kel}}{\rho_{kel} \cdot 2 \cdot \pi \cdot (1 - \mu^2)'}}$$

bu yerda, $q = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K_H}{1,3 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos \alpha_w}$ — chervyak va g'ildirakning

kontakt chizig'i birligiga to'g'ri keluvchi normal kuch; ρ_{kel} — chervyak va g'ildirak profillarining keltirilgan egrilik radiusi. Chervyak profili egrilik radiusi $\rho_1 = \infty$ bo'lganligi uchun

$\rho_{kel} = \rho_2 = \frac{d_2}{2} \sin \alpha_w$ bo'ladi.

Chervyakli uzatmalarning mustahkamligini hisoblash formulasi pirovardida quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{H_2} = \frac{170 \cdot q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{(z_2 \cdot q) + 1}{a_w} \right)^3 M_2 K_H} \leq [\sigma_{H_2}]$$

bu yerda, σ_{H_2} va $[\sigma_{H_2}]$ — g'ildirak tishlari materialining hisobiy va ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlari, N/mm^2 ; a_w — o'qlararo masofa, mm ; M_2 — g'ildirak validagi burovchi moment, $N \cdot mm$.

Yuqoridagi formulani a_w ga nisbatan yechib loyihalash uchun kerak bo'lgan formulani olamiz.

$$a_w \geq 30,7(z_2 + q) \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H}{(\sigma_{H_2} \cdot z_2)^2 \cdot q}}$$

bu yerda, M_2 – g'ildirak validagi burovchi moment, $N \cdot mm$;
 $K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta$ – kuch koefitsienti (1,1 .. 1,4) oralig'ida olinadi.

Chervyakli uzatmaning geometrik o'lchamlari aniqlangandan so'ng egilish deformatsiyasiga bardoshligi tekshiriladi. Eguvchi kuchlanishga faqat g'ildirak tishlarigina tekshiriladi, chunki chervyak yuqori rusumli po'latlardan tayyorlanganligi va geometrik o'lchamlarining kichikligi munosabati bilan uning mustahkamligi g'ildirak mustahkamligidan katta bo'ladi. Shuning uchun g'ildirak tishini egilishga mustahkamligini yozamiz.

$$\sigma_{F_2} = 0,7 Y_{F_2} \frac{F_2 \cdot K_F}{b_2 \cdot m} \leq [\sigma_{F_2}]$$

bu yerda, Y_{F_2} – tish shakli koefitsienti bo'lib, uni ekvivalent tishlar soni $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$ ga bog'liq holda tanlanadi.

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	60	80	100
Y_{F_2}	1,8	1,76	1,71	1,64	1,62	1,55	1,48	1,40	1,34	1,30

$K_F = K_p K_v$ – kuchlar koefitsienti; K_β – kuchlarning jamlanish koefitsienti; K_v – kuchlarning dinamik koefitsienti.

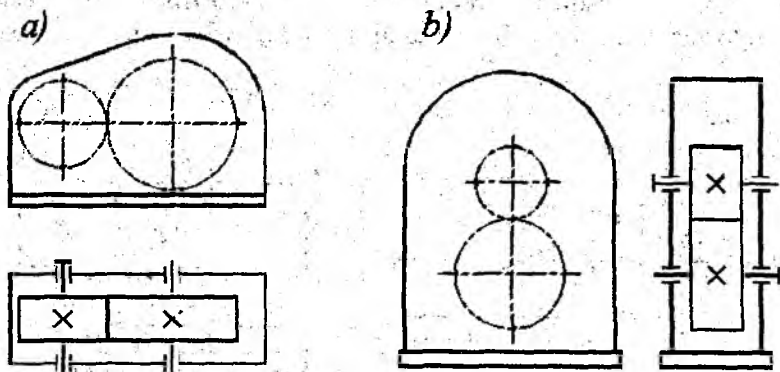
87-§. REDUKTORLAR VA UZATISH QUTILARI HAQIDA MA'LUMOT

Yetaklovchi val harakatini yetaklanuvchi valga pasaytirib o'tkazish uchun qo'llaniladigan silindrik, konussimon tishli g'ildirakli va chervyakli uskunalarga reduktorlar deyiladi. Burchak tezlikning pasayishi yetaklanuvchi valdagi aylantiruvchi momentni oshiradi.

Reduktorlar bir bosqichli va ko'p bosqichli bo'ladi. Bir bosqichli reduktorlarda uzatish nisbati $u = 8$ gacha bo'ladi. Ikki bosqichlida esa $u = 18$ gacha bo'ladi. Undan yuqori uzatish nisbatlarini olish uchun esa chervyakli yoki planetar reduktorlar ishlatiladi.

Reduktorlar asosan gorizontal joylashgan bo'ladi. Vertikal joylashgan reduktorlar ham uchraydi.

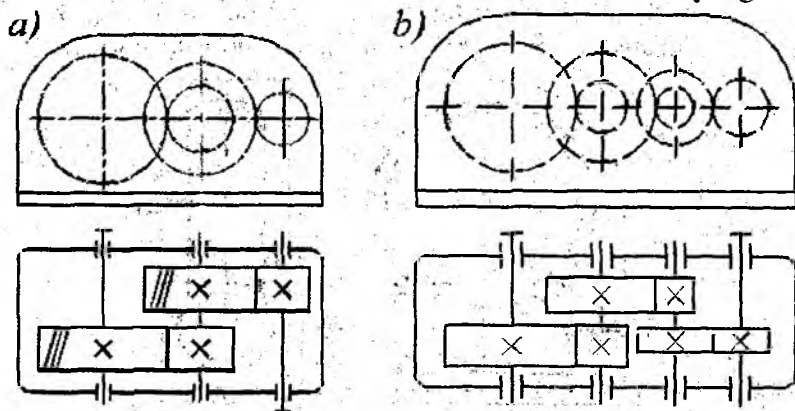
Hozirda mashinasozlik sanoatida ishlatilayotgan reduktorlarning turlari juda ko'p, chunki har bir reduktorda ishlatiladigan tishli yoki chervyakli uzatmalarning turi, o'lchami, soni har xil bo'lishi mumkin.



87.1-chizma.

Mashinasozlikda mavjud reduktorlar quyidagi turlarga bo'linadi: Tishli g'ildiraklarning turiga va soniga qarab;

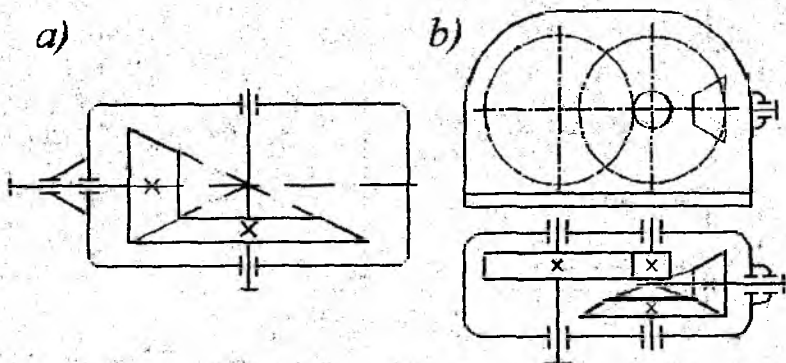
- Silindrik tishli g'ildirakli bir bosqichli reduktorlar (87.1-chizma, a, b);
 - Silindrik tishli g'ildirakli ikki bosqichli reduktorlar (87.2-chizma, a).
- Bunday reduktorlarning uzatish nisbati $8 \div 40$ oraliqqacha bo'lib, o'zlaridagi katta momentlarni o'tkazish imkoniyatiga ega.



87.2-chizma.

Lekin vallarga o'rnatilgan podshipniklar tishli g'ildiraklarga nisbatan nosimmetrik joylashganligi uchun kuchlar tish eni bo'yicha notekis tarqaladi. Bu reduktorlarni ishlash muhlatlarini kamaytiradi.

- Uch bosqichli reduktorlar (87.2-chizma, *b*). Bunday reduktorlar katta uzatish nisbatini ($u = 31,5 \div 180$) beradi. Asosan

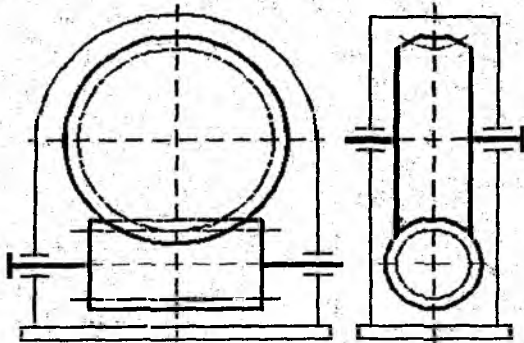


87.3-chizma.

ular gorizontol holatda joylashgan bo'ladi.

- Bir bosqichli konussimon g'ildiraklardan tashkil topgan reduktorlar (87.3-chizma, *a*). Bunday reduktorlar asosan o'qlari kesishuvchi vallarga harakatni uzatish uchun qo'llaniladi.

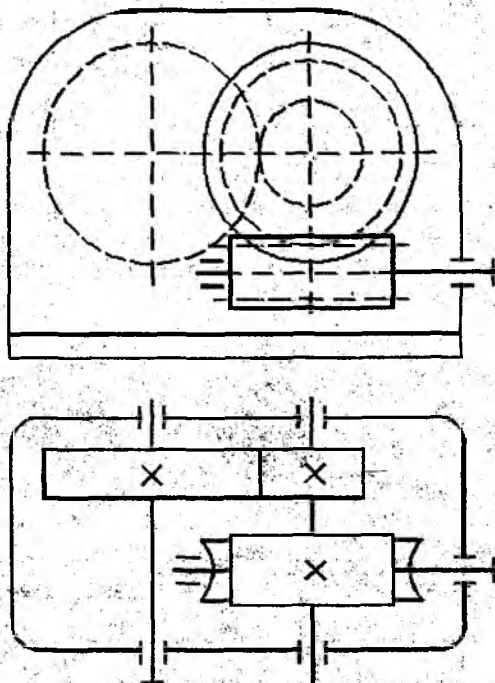
- Konusli-silindrik reduktorlar (87.3-chizma, *b*). Bunday reduktorlar uzatish nisbati $u = 8 \div 31,5$ gacha bo'lishi mumkin.



87.4-chizma.

- Chervyakli reduktorlar (87.4-chizma). Bunday reduktorlarni o'lchamlari katta, FIK kichik bo'lganligi uchun mashinasozlikda kam qo'llaniladi.

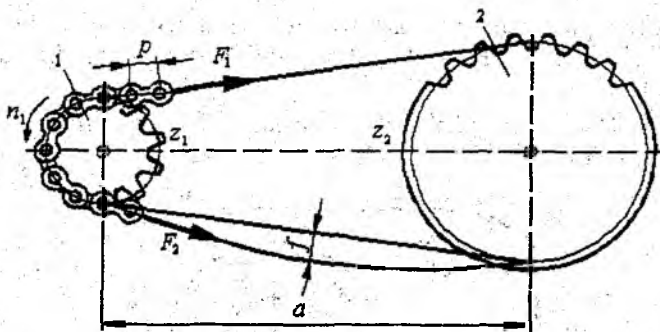
- Chervyakli-silindrik reduktorlar (87.5-chizma). Bunday reduktorlarni uzatish nisbati juda katta bo'ladi.



87.5-chizma.

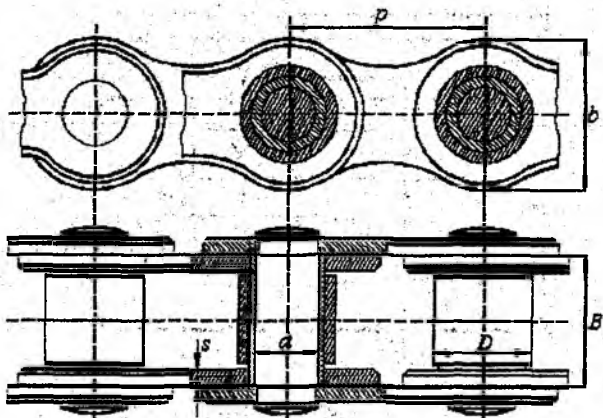
88-§. ZANJIRLI UZATMALAR VA ULAR HAQIDA UMUMIY TUSHUNCHALAR

Tarkibida maxsus profilga ega bo'lgan g'ildiraklar (yulduzchalar) va egiluvchan element (zanjir) dan tashkil topgan uzatma zanjirli uzatma deyiladi (88.1-chizma). Zanjir ikki yoki undan ortiq yulduzchalarni qamrab oladi.



88.1-chizma.

Zanjirli uzatma o'qlari o'zaro parallel bo'lgan vallarga katta momentlarni ma'lum masofaga (8 metrgacha) uzatish kerak bo'lganda qo'llaniladi. Ular uzatmadagi zanjirning soniga qarab: – bir qatorli; – ko'p qatorli bo'lishi mumkin.



88.2-chizma.

Zanjirli uzatmalarning afzalliklari: uzoq masofaga katta quvvatni uzatish; vallarga bergan reaksiya kuchlari katta emas; bir necha valga bir vaqtning o'zida harakatni uzatish mumkin; FIK yetarli darajada yuqori; sirpanishsiz ishlaydi; uzatish nisbati barqaror va h.k.

Zanjirli uzatmalarning kamchiliklari: tannarxi qimmat; ishlab chiqarish murakkab; ishlash jarayonida qattiq nazorat qilib turish

kerak; zanjir elementlarining yeyilishi natijasida shovqin chiqadi; qo'shimcha taranglash moslama ishlatilishini taqazo qiladi va h.k.

Zanjirli uzatmalar qishloq xo'jalik mashinalarida, transport va kimyo sanoatida, stanoksozlikda hamda ko'tarish-tashish mashinalarida ta smali uzatmalardan foydalanish y etarli darajada ishonchli bo'lmagan holatlarda ishlatiladi.

89-§. ZANJIR VA YULDUZCHALARNING TUZILISHI

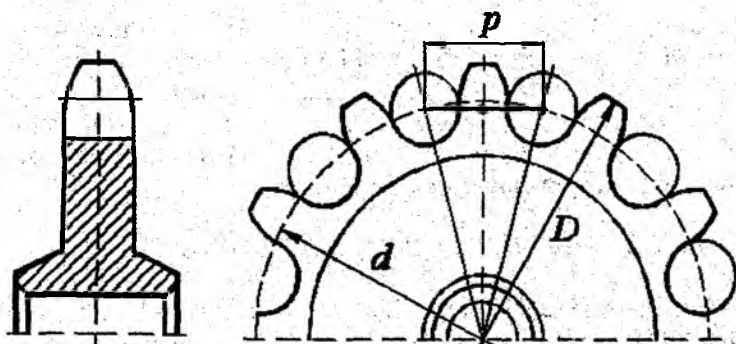
Mashinasozlikda ishlatiladigan zanjirli uzatmalarning zanjirlari rolikli, vtulka-rolikli va tishli zanjirlardan iboratdir. Bu zanjirlarning o'lchamlari standartlashtirilgan va maxsus ixtisoslashtirilgan korxonalarda ishlab chiqariladi (88.2-chizma).

88.2-chizmada vtulka-rolikli zanjirning umumiy ko'rinishi, elementlari va asosiy parametrlari ko'rsatilgan: p – zanjir qadami, mm ; d – zanjir barmog'ining diametri, mm ; D – rolikning diametri, mm ; B – zanjirning eni, mm .

Ishlab chiqarishda qo'llaniladigan zanjirlar va ularning ba'zi-bir parametrlari haqidagi ma'lumot quyidagi jadvalda keltirilgan.

Zanjirlarning belgilanishi	Zanjir qadami p , mm	Bir qatorli zanjir sharnirining tayanch yuzasi A , mm^2	Ruxsat etilgan kuch F , kN
PR-12,7-18,2	12,70	50	18,2
PR-15,875-22,7	15,875	71	22,7
PR-19,05-31,8	19,05	106	31,8
PR-25,4-56,7	25,40	180	56,7
PR-31,75-88,5	31,75	262	88,5

Yulduzchalarning tashqi ko'rinishi tishli g'ildiraklarga o'xshab ketadi. Yulduzcha tishlarining profillari va o'lchamlari ishlatiladigan zanjirlarning turlariga bog'liq va standartlashtirilgan (89.1-chizma).



89.1-chizma.

Zanjir sharnirlari markazidan o'tuvchi yulduzchanning bo'luvchi aylanasining diametri quyidagicha bo'ladi:

$$d = \frac{p}{\sin(180^\circ/z)}$$

bu yerda, z —yulduzchanning tishlar soni; p —bo'luvchi aylana yoyida o'lchangan yulduzcha tishining qadami.

Yulduzcha tishi yeyilishga va zarbaga chidamli bo'lishi kerak. Yetaklovchi yulduzcha 45, 45Г, 50, 45Л, 40X, 45XH rusumli po'latlardan, yetaklanuvchi yulduzcha esa Sch18 rusumli cho'yandan tayyorlanadi. Ba'zan yetaklanuvchi yulduzcha tishlar chambarini plastmassadan tayyorlanadi, bu holda uzatma shovqinsiz va uning zanjiri yeyilishga chidamli bo'ladi.

Zanjirli uzatmaning ishlatilish jarayonida zanjir elementlari va yulduzchanning tishlari yeyilishga duchor bo'ladi. Bu jarayon ularning q adami p ning uzayishiga olib keladi va z anjirning umumiy uzunligi ortib ketadi. Natijada bunday uzatma mo'tadil ishlay olmaydi va zanjirni taranglatishni talab qiladi. Zanjirni taranglatish uchun maxsus uskunadan foydalaniladi. Bunday uskuna zanjirning uzayishidan paydo bo'ladigan salbiy holatlarni yo'qotadi.

Zanjirli uzatmalar mu'ayyan ravishda moylab turilishi kerak. Zanjirning aylanma tezligiga qarab davriy va uzluksiz moylash usullaridan foydalaniladi. Davriy moylash har 6÷8 soat ichida qo'lda bajariladi. Uzluksiz (katta tezlikda ishlaydigan zanjirli uzatmalar uchun) moylash maxsus idishlarda moyga zanjirni botirish orqali olib boriladi.

90-§. ZANJIRLI UZATMALARNING ASOSIY PARAMETRLARI

Zanjirning qadami. Zanjirli uzatmalarda zanjir qadami p boshlang'ich parametr bo'lib, u orqali uzatmaning hamma parametrlari aniqlanadi. Zanjir qadamining kichik qiymatlarida uzatma shovqinsiz va ravon ishlaydi, lekin o'zidan uzatiladigan quvvatning qiymati kichik bo'ladi. Qadamning katta qiymatlarida esa uzatma harakatida shovqin va zarbalar kelib chiqadi. Uzatma harakatida qo'shimcha bosimlar paydo bo'ladi va natijada uzatma elementlari intensiv ravishda yeyiladi. Zanjir qadamining qiymatlari standartlashtirilgan va GOST jadvalaridan tanlanadi.

Zanjirning tezligi. Zanjirli uzatmada zanjirning o'rtacha tezligi xarakterlidir. Zanjirning haqiqiy tezligi esa o'zgaruvchan bo'lib, u zanjirni elementlardan tashkil topganligi va yulduzcha sirtida aylana yoyi bo'yicha emas, balki ko'pburchak shaklida joylashganidan kelib chiqadi. Zanjirni haqiqiy tezligining o'zgaruvchanligi uzatish sonining o'zgaruvchan bo'lishiga va ishlash jarayonida qo'shimcha momentlar kelib chiqishiga sabab bo'ladi. Bu o'z navbatida katta yeyilishga va ishlash jarayonida notekisliklarga olib keladi.

Zanjirning o'rtacha tezligi quyidagicha aniqlanadi.

$$v = \frac{\omega \cdot z \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = \frac{n \cdot z \cdot p}{60 \cdot 1000},$$

bu yerda, v — zanjirning o'rtacha tezligi, m/s ; n — yulduzchanning aylanishlar soni, $ayl/\delta in$; z — yulduzcha tishlar soni; p — zanjir qadami, mm .

Sanoatda qo'llanilayotgan zanjirli uzatmalar tezligi $v = 10 m/s$ gacha bo'ladi.

Uzatish soni. Yulduzchalarni qamrab olgan zanjirning o'rtacha tezliklari bir xil bo'ladi, ya'ni

$$n_1 \cdot z_1 \cdot p = n_2 \cdot z_2 \cdot p$$

bundan

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

ekanligi kelib chiqadi. Sanoatda qo'llanilayotgan zanjirli uzatmalarning uzatish soni yulduzchanning bir tishga teng bo'lgan buralishiga to'g'ri keluvchi vaqt ichida o'zgaruvchan bo'ladi ($1 \div 2\%$).

Yulduzchaning tishlar soni. Yetaklovchi yulduzchaning tishlar soni z_1 zanjirli uzatmaning ishlash qobiliyatiga ta'sir qiladi. Agarda z_1 ning qiymati minimal bo'lsa, u holda zanjirli uzatmaning ham geometrik o'lchamlari minimal bo'ladi, lekin z_1 ning juda ham kichik qiymatlarida sharnirlarning yeyilishi intensivlashadi va uzatmaning ishlashi yomonlashadi.

Rolikli zanjirlar uchun quyidagi empirik formula mavjud

$$z_{1\min} = 29 - 2 \cdot u$$

Yetaklanuvchi yulduzcha tishlar soni

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

bu yerda, z_2 - yetaklanuvchi yulduzchaning tishlar soni, uning qiymati quyidagicha tanlanadi: rolikli zanjir uchun $z_2 \leq 120$; vtulkali zanjir uchun $z_2 \leq 90$; tishli zanjir uchun $z_2 \leq 140$.

O'qlararo masofa a va zanjirning uzunligi L . Bu kattaliklar o'zaro bog'liqdir va zanjirli uzatmalar uchun eng ahamiyatlisidir. Agarda a ning qiymati kichik tanlansa intensiv yeyilish boshlanadi, agarda a ning qiymati juda katta tanlansa, u holda zanjirning yetaklanuvchi tarmog'ida salqilik paydo bo'ladi va natijada zanjir bo'g'inlari yulduzcha tishlaridan chiqib ketish xavfi tug'iladi.

O'qlararo masofaning optimal qiymati

$$a = (30 \dots 50) \cdot p$$

O'qlararo masofa a ning kichik qiymati uzatish nisbati u ning kichik qiymatlariga, katta qiymati esa u ning katta qiymatlariga to'g'ri keladi.

Zanjirning uzunligi xuddi tasmaning uzunligini topishdagi kabi aniqlanishi mumkin.

Buning uchun eng avvalo zanjir bo'g'inlarining soni L_p aniqlanadi.

$$L_p = \frac{2a}{p} + 0.5 \cdot (z_1 + z_2) + \frac{p \cdot (z_2 - z_1)^2}{40 \cdot a},$$

bu yerda, a - o'qlararo masofaning qabul qilingan qiymati; p - zanjir qadami; z_1, z_2 - mos ravishda yetaklovchi va yetaklanuvchi yulduzchalarning tishlar soni.

Hisoblangan L_p ning qiymati yaxlitlanadi. L_p ning qiymatini juft tanlash kerak, so'ngra zanjirning uzunligi hisoblanadi.

$$L = L_p \cdot p.$$

O'qlararo masofaning aniq qiymati quyidagicha topiladi.

$$a' = 0,25 \cdot p \cdot \left(\Delta_1 + \sqrt{\Delta_1^2 - 8\Delta_2} \right),$$

bu yerda, $\Delta_1 = L_p - 0,5 \cdot (z_1 + z_2)$; $\Delta_2 = \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2$

91-§. ZANJIRLI UZATMALARDAGI KUChLAR TAQSIMOTI

Uzatma tarmoqlaridagi kuchlar tasmali mexanizmlardagidek bo'ladi. Bu kuchlarni F_1 va F_2 deb ataylik. Aylantiruvchi kuchni F_t , zanjirning salt qismi og'irligidan hosil bo'lgan taranglik kuchini F_q , aylanma harakat natijasida hosil bo'lgan markazdan qochma kuchni F_v deb belgilab quyidagini olamiz:

$$F_1 = F_t + F_2 ;$$

$$F_2 = F_q + F_v .$$

Yulduzchalarning vallariga ta'sir etuvchi kuchni F_{vat} deb belgilasak

$$F_{vat} = F_t \cdot K ,$$

bu yerda, K –montaj koeffitsienti. Bu koeffitsientning qiymati quyidagicha tanlanadi: agarda uzatma o'qi gorizontga 40° dan kichik burchak ostida joylashgan bo'lsa $K = 1,15 \dots 1,30$; agarda ushbu burchak $40^\circ \dots 90^\circ$ bo'lsa $K = 1,05 \dots 1,15$. F_{vat} kuchining yo'nalishi uzatma o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

92-§. ZANJIRLI UZATMALARNI HISOBLASH

Ma'lumki, zanjirli uzatmalar ishlashga layoqatligi uning bo'g'inlaridagi sharnirlar yeyilishiga chidamliligi bilan aniqlanadi. Sharnirlarga ta'sir etuvchi bosimning o'rtacha qiymatini topamiz.

$$P_Z = \frac{F_t \cdot K_E}{A_m \cdot K_M} \leq [P_Z],$$

bu yerda F_1 –zanjirdan o'tuvchi aylantiruvchi kuch, N ;
 $A_0 = d_0 \cdot b_0$ –sharnir tayanch sirtining yuzasi; K_M –zanjirning
qatoriga bog'liq bo'lgan koeffitsient; $K_M = 1$ –bir qatorli zanjir
uchun, $K_M = 1,7$ –ikki qatorli zanjir uchun; $K_E \approx 1$ –ishlash
sharoitini bildiruvchi koeffitsient; $[P_Z]$ –ruxsat etilgan o'rtacha
bosim.

XV BOB. VALLAR VA O'QLAR

93-§. VALLAR VA O'QLAR HAQIDA ASOSIY TUSHUNCHALAR

Val – o'zida joylashgan g'ildirak, shkiv va yulduzchalar orqali burovchi momentni uzatuvchi aylanuvchi detaldir.

O'q – o'zida joylashgan g'ildirak, shkiv va yulduzchalarni ushlab turuvchi detaldir.

Demak, val bir vaqtning o'zida egilish va buralish deformatsiyasiga, o'q esa faqat egilish deformatsiyasiga ishlaydi. O'qlar aylanuvchi yoki qo'zg'almas holatda bo'lishi mumkin. Yuk ko'taruvchi mashinalarda o'qlar qo'zg'almas, temir yo'l vagonlarning o'qlari esa ular o'rnatilgan g'ildiraklar bilan birga aylanadilar.

Val bilan o'qning bajaradigan vasifasiga qarab, ular bir-biridan farq qiladi.

Vallarning asosiy vazifasi unga o'rnatilgan detallarni aylanishini ta'minlash bilan birga, burovchi momentni ham uzatadi.

O'qlarning vazifasi esa detallarni mo'ljallangan joyda ushlab turish va ularni aylanishiga sharoit yaratib berishdan iboratdir.

Ko'pchilik hollarda geometrik shakli jihatidan vallar o'qlardan farq qiladi.

Vallar tirsakli (ichki yonuv dvigatellarida) yoki egiluvchan (tish davolash apparatlarida) bo'lishi mumkin. Val va o'qlarning tayanchlarga mo'ljallangan qismi sapfa deyiladi. Agar sapfa val va o'qning uchida joylashgan bo'lsa «ship», o'rtada joylashgan bo'lsa «bo'yin» deyiladi. Ship va sapfalar radial kuchlarga mo'ljallangan bo'ladi, agarda ular o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarga mo'ljallangan bo'lsa «tovon» deyiladi.

Vallar va o'qlarning materiallari ko'pincha uglerodli yoki ligerlangan po'latlardan tayyorlanadi. Bular: 45; 40X; 40XH; 20X; 12XH3A.

94-§. VALLARNI HISOBLASH

Vallarni hisoblash, bu ularni eguvchi moment M_{eg} va burovchi moment M_b ta'siriga chidamliligi, bikrligi va titrashga bardoshligini tekshirishdan iboratdir.

Vallar ikki bosqichda hisoblanadi: loyihalash va tekshirish hisobi.

1. Loyihalash hisobi. Bunda valga faqat M_b ta'sir etadi deb faraz qilinadi.

Bu hisoblashda val o'rnatiladigan podshipniklar o'rinlarining taxminiy diametrlari aniqlanadi va GOST bo'yicha yaxlitlanadi.

Eng avvalo valni diametri aniqlanadi. Uning uchun xavfli kesimning mustahkamlik shartini yozamiz.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_D} = \frac{M_b}{0,2 \cdot d^3} \leq [\tau_b],$$

bu yerda, $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_b}{0,2 \cdot [\tau_b]}}$.

Hisoblab topilgan d ning qiymatini, standartda ko'rsatilgan jadvalga asosan katta tomonga qarab yaxlitlanadi. (10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 26; 28; 30; 32; 34; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 120; 125).

Bu sonlardan faqat oxiri 0 ga va 5 ga tugaydiganlarini olish zarurdir.

Qabul qilingan diametrga asoslanib, valning taxminiy chizmasini chizib olinadi. Valning istalgan kesimidagi kuchlanishning iloji boricha bir xil bo'lishiga e'tibor berish kerak. Buning uchun valning o'rta qismini yo'g'onroq qilib, tayanchlarga yaqinlashgan sari ingichkalashtirib borish tavsiya etiladi. Valning chetki qismlari diametrlarini tanlashda ularni standartlarda keltirilgan podshipniklarga, elektrodvigatel vali bilan ulanadigan joyi uchun qo'llaniladigan muftalarning diametrlariga mos kelishini

e'tiborga olish kerak. Valning taxminiy chizmasi talabga to'la javob berishi uchun uning mustahkamligi tekshirib ko'riladi.

Tekshirish ikki yo'l bilan olib boriladi:

1. Valning statik mustahkamligini hisoblash;
2. Val mustahkamligining aniqlashtirilgan hisobi.

Ma'lumki, valga bir vaqtning o'zida eguvchi moment M_{eg} va burovchi moment M_b ta'sir etadi. Ularning ta'siri natijasida paydo bo'ladigan kuchlanish hisoblanadi. Bu mustahkamlikning uchinchi gipotezasiga asosan quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma = \frac{M_{ekv}}{W} = \frac{10^3 \sqrt{M_{eg}^2 + M_b^2}}{0,1 \cdot d^3} = [\sigma_{-1}],$$

bu yerda, σ - val kesim yuzasidagi kuchlanish; M_{ekv} - ekvivalent moment; W - hisoblanayotgan kesimning egilishga bo'lgan qarshilik momenti, mm^3 .

Valga ta'sir etuvchi kuchlar har xil tekisliklarda yotsa, ularni o'zaro perpendikulyar bo'lgan gorizontal hamda vertikal ikkita tekislik bo'yicha ta'sir etadigan qilib olish, so'ngra ma'lum usullar bilan tayanchlardagi reaksiyalarni topish va ulardan foydalanib eguvchi moment epyuralari quriladi va natijalovchi momentni ularning geometrik yig'indisi ko'rinishida quyidagicha yoziladi:

$$M_{nat} = \sqrt{M_g^2 + M_v^2}$$

So'ngra ekvivalent momentning qiymati topiladi.

$$M_{ekv} = \sqrt{M_{nat}^2 + M_b^2} = \sqrt{M_g^2 + M_v^2 + M_b^2}$$

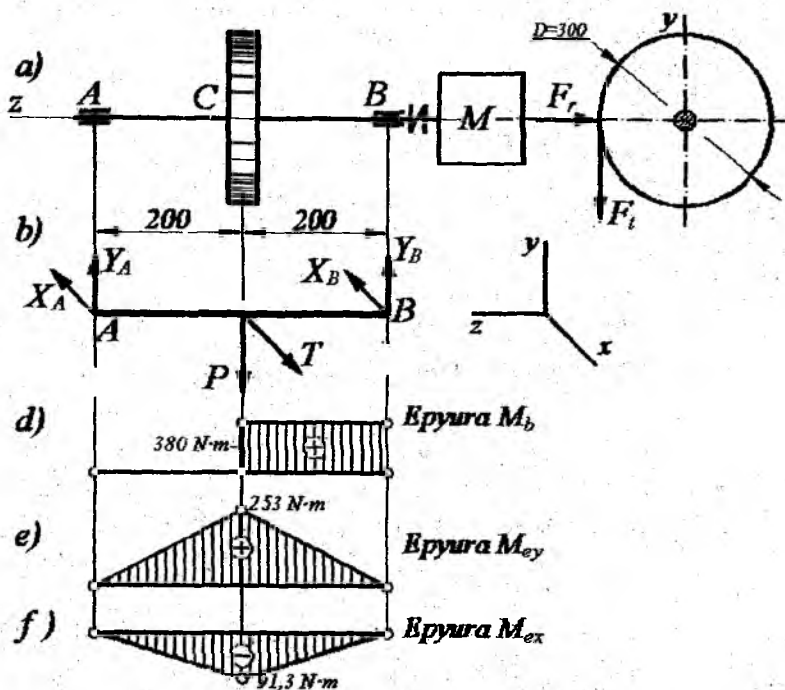
Keltirilgan formulalardagi M_g , M_v , M_b va M_{ekv} larni epyuralari quriladi (ularni qurilishi darslikning I-qismida ko'rib chiqiladi).

94.1-misol. Oquvchanlik chegarasi $\sigma_{oq} = 540 \text{ MPa}$ ga teng bo'lgan va 40x rusumli po'latdan tayyorlangan diametri $D = 300 \text{ mm}$ bo'lgan tishli g'ildirak o'rnatilgan valning mustahkamligi tekshirilsin. Quvvat $P = 40 \text{ kVt}$, $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, ruxsat etilgan zahira koeffitsenti $[n] = 3$, valning diametri $d = 35 \text{ mm}$ va uzunligi $l = 400 \text{ mm}$ bo'lsin (94.1-rasm).

Yechish: Val orqali o'tuvchi burovchi momentni topamiz:

$$M_b = \frac{P}{\omega} = 40000 \cdot \frac{30}{\pi \cdot n} = 380 \text{ N} \cdot \text{m},$$

bu yerda, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ deb olinadi.



94.1-chizma.

Burovchi moment orqali aylantiruvchi kuch F_t ni topamiz.

$$F_t = \frac{2M_b}{D} = \frac{2 \cdot 380}{0.300} \approx 2533 \text{ N}.$$

Radial kuch quyidagicha aniqlanadi.

$$F_r = 0,36 \cdot F_t = 0,36 \cdot 2530 = 913 \text{ N}.$$

Horizontal tekislikdagi maksimal eguvchi moment quyidagicha bo'ladi.

$$M_{zx} = X_A \cdot z = 913 \cdot 0,5 \cdot 0,2 = 91,3 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Vertikal tekislikdagi eguvchi momentning maksimal qiymati quyidagicha bo'ladi.

$$M_{ey} = Y_A \cdot z = 2530 \cdot 0,5 \cdot 0,2 = 253 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Topilgan M_b , M_{ex} va M_{ey} larning qiymatlari bo'yicha epyuralar quramiz.

Momentlarning epyuralaridan havfli holat tishli g'ildirak o'rnatilgan joyda namoyon bo'ladi. Mustahkamlikning uchinchi nazariyasiga binoan

$$\sigma_{ekv} = \frac{\sqrt{M_{eg}^2 + M_b^2}}{W},$$

bu yerda, $M_{eg}^2 = M_{ex}^2 + M_{ey}^2$, $W = 0,1 d^3$

U holda

$$\sigma_{ekv} = \frac{\sqrt{253^2 + 91,3^2 + 380^2}}{0,1 \cdot 35^3 \cdot 10^{-9}} = 109 \text{ MPa}.$$

Zahira koeffitsientini aniqlaymiz.

$$n = \frac{\sigma_{oq}}{\sigma_{ekv}} = \frac{540}{109} = 5,87 > 3 = [n].$$

Demak, $n > [n]$.

Ko'pchilik holatlarda tekshirish hisobotning soddalashtirilgan yo'l bilan bajariladi. Buning uchun quyidagi formuladan foydalaniladi:

$$\sigma_{ekv} \leq \frac{\varepsilon_\sigma \cdot \sigma_{-1e}}{k_\sigma \cdot [n]} = [\sigma_{-1e}],$$

bu yerda, σ_{-1e} - material namunasining mustahkamlik chegarasi; ε_σ - masshtab faktori; k_σ - valning xavfli qismi uchun kuchlanishlarning jamlanish koeffitsienti; $[n]$ - mustahkamlik chegarasining zahira koeffitsienti.

So'ngra valni bikrlikka tekshiriladi. Valning bikrlilik sharti quyidagicha:

$$\alpha \leq [\alpha]$$

$$f \leq [f],$$

bu yerda, α - val o'qining tishli g'ildirak o'rnatilgan joyidagi og'ish burchagi; f - valning maksimal egilishi; $[\alpha]$, $[f]$ - egilish burchagi va egilishning ruxsat etilgan qiymatlari.

Vallarning egilishi va og'ish burchaklarini hisoblash mazkur darslikning I-qismida ko'rib chiqilgan.

XVI BOB. PODSHIPNIKLAR

95-§. PODSHIPNIKLAR HAQIDA UMUMIY MA'LUMOTLAR

O'zaro nisbiy aylanma harakatlanuvchi detallarda ishqalanishni kamaytirish uchun podshipniklar qo'llaniladi. Podshipniklar val hamda o'qlarning shiplariga o'rnatilib, tayanch vazifasini o'taydi. Vallar orqali uzatilayotgan kuchni podshipniklar qabul qiladi va bu kuchlarni mashinani tanasiga o'tkazadi. Podshipniklarning asosiy vazifasi mashinaning FIK ni oshirishdan iboratdir. Lekin podshipniklarni noto'g'ri tanlash ulardagi ishqalanishga sarflanayotgan quvvatni kamaytirishga olib kelmaydi. Eng avvalo mashinaning ishlash qobiliyati va chidamligi podshipniklarning sifatiga ko'p jihatdan bog'liq. Shuning uchun podshipniklarni tanlash va ish jarayonida ularni kuzatib turish masalasiga alohida e'tibor berish lozim.

Vallarning shiplarida sirpanish va dumalash ishqalanishi ro'y berishi mumkin. Shuning uchun ham, shiplarda sirpanish va dumalash podshipniklaridan foydalaniladi.

Agarda podshipniklar val o'qiga tik bo'lgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan bo'lsa radial, val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan bo'lsa - tirak, val o'qiga tik bo'lgan kuch bilan bir qatorda uning o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni ham qabul qilish uchun mo'ljallangan bo'lsa radial-tirak podshipniklar deb ataladi.

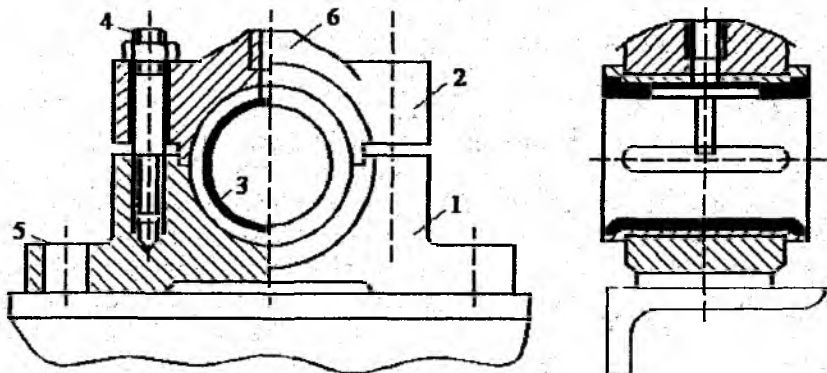
96-§. SIRPANISH PODSHIPNIKLARI

Bunday podshipniklarda, sapfa sirti podshipnikning ichki sirti bo'ylab sirpanadi va natijada sirpanish ishqalanishi ro'y beradi. Bu hodisa o'z navbatida eyilishini intensivlashtiradi va tayanchda yuqori temperatura chiqishiga sabab bo'ladi. Bu xodisalarni bartaraf

qilish uchun podshipnikni antifriksion materiallardan tayyorlanadi va o'rnatiladi.

Sanoatda ajraladigan va ajralmaydigan podshipniklardan foydalaniladi.

96.1-chizmada ajraladigan podshipnik keltirilgan. U quyidagi qismlardan iborat: 1-tayanchga tushadigan kuchni qabul qilib oluvchi detal – podshipnik tanasi; 2-podshipnikni yuqoridan berkitib turuvchi detal – podshipnik qopqog'i; 3-ishqalanishni kamaytiruvchi element;



96.1-chizma.

4-podshipnik tepasi bilan qopqog'ini biriktiruvchi bolt; 5-podshipnik tepasini fundamentga biriktiruvchi bolt; 6-moylagich.

Sirpanish podshipniklarining asosiy afzalliklari quyidagilardan iborat: ular yuqori chidamlilikka ega; vallarni yetarli darajada aniq o'rnatish imkonini beradi; ajraladigan qilib tayyorlanganligi uchun uni valning ixtiyoriy joyiga o'rnatish mumkin; geometrik o'lchamlari kichik; zarb bilan berilgan kuchlarga chidamli; shovqinsiz; agressiv muhitda ishlashga layoqatli va b.

Sirpanish podshipniklarining kamchilliklari: ishqalanish kuchining kattaligi; ishlash jarayonida uni tinimsiz ravishda kuzatib turish kerakligi; moylash uchun ko'p moylovchi material sarflanishi va h.k.

Sirpanish podshipniklarida val aylanish jarayonida uning sirti vkladish sirtida sirpana boshlaydi. Ishqalanish natijasida sirpanishning boshlang'ich vaqtlarida detallarda ishlab chiqarishda yo'l qo'yilgan g'adir-budirliklar o'zaro to'qnashib, ichki qarshilik kuchini keltirib chiqaradi. Ular ma'lum vaqt o'tishi bilan eyiladi va birikmada ma'lum miqdorda bo'shlik hosil bo'ladi. Natijada

shovqin paydo bo'ladi va detallar qiziy boshlaydi. Bu issiqlik podshipnik korpusi, val hamda moy vositasida tashqariga olib ketiladi. Detallar mo''tadil ishlashi uchun, hosil bo'layotgan issiqlik miqdori mavjud imkoniyatlar vositasida olib ketilayotgan issiqlik miqdoridan ortiq bo'lmasligi kerak. Aks holda ykladish va val qiziydi. Moyning qovushqoqligi pasayadi va radial kuch ta'sirida val moy pardalarni ezib o'tib ykladishga tegadi. Natijada nim quruq ishqalanish ro'y beradi va eyilish intensivlashadi.

97-§. PODSHIPNIKLARNING HISOBI

Sirpanish podshipniklari asosan eyilishga va issiqlikka bardoshlilik tekshiriladi.

Podshipniklarni hisoblashda ularning o'lchamlari aniqlangan va unga ta'sir etuvchi radial kuchning qiymati ma'lum deb faraz qilinadi.

Agarda podshipnikka ta'sir etuvchi radial kuchning qiymati katta bo'lsa, hamda u kichik burchak tezlik bilan aylanganda valning saphasi moy qatlamlarini parchalab ykladishga bosim o'tkazadi va bu bosimning qiymati quyidagicha bo'ladi.

$$P = \frac{R}{d \cdot l} \leq [P]$$

bu yerda, R - podshipnik saphasiga ta'sir etayotgan radial kuch, N ; d - saphaning diametri, mm ; $[P]$ - ykladish materialiga beriladigan solishtirma bosimning ruxsat etilgan qiymati, Pa ; $l = (0,5 \dots 1,3) d$ - podshipnik uzunligi, mm . Bu bosim po'lat babbittning ustida sirpanganda $(8 \dots 9) \cdot 10^6 Pa$, po'lat bronza ustida sirpanganda $(5 \dots 8) \cdot 10^6 Pa$, po'lat cho'yanning ustida sirpanganda $(2 \dots 3) \cdot 10^6 Pa$.

So'ngra podshipnikni issiqlikka chidamliligi tekshiriladi.

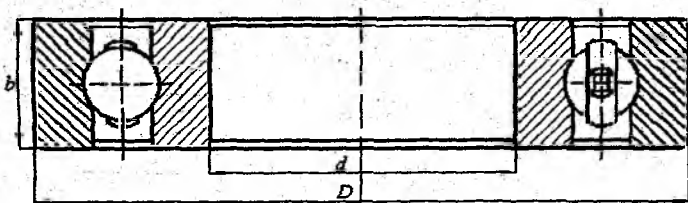
$$P \cdot v \leq [P \cdot v]$$

bu yerda, v - saphaning aylanma tezligi, m/s ; $[P]$ va $[P \cdot v]$ larning qiymatlari tajriba orqali topilgan va ular quyidagilardan iborat:

Podshipnik materiali	$[P]$, MPa	$[P \cdot v]$, MPa · m/s
Antifriksion cho‘yan:		
ACHK-1	0,5	2,5
ACHV-2	12	12
Bronza BrO6S6S3	6	10
Bronza BrA9J3	15	12
Babbit B16	15	10

98-§. DUMALASH PODSHIPNIKLARI. DUMALASH PODSHIPNIKLAR BO‘YICHA UMUMIY TUSHUNCHALAR.

Dumalash podshipniklarida ishqalanish kuchlarini kamaytirish maqsadida tashqi halqa 1 bilan ichki halqa 2 orasiga dumalovchi element 3 joylashtirilgan.



98.1-chizma.

Dumalovchi element (3) sharik yoki rolik ko‘rinishga ega. Podshipnikning ichki xalqasi valga o‘rnatiladi, tashqisi esa mashina tanasiga (98.1-chizma). Shunday qilib, mashina tanasi va valning saphasi dumalovchi element orqali ikkiga ajratilgan. Bu ular o‘rtasidagi ishqalanish kuchini bir necha marotaba kamaytirishga imkoniyat yaratadi. Bu o‘z navbatida mashinalarni foydali ish koeffitsientini oshiradi. Shuning uchun hozirgi vaqtda vallarning tayanchlari sifatida asosan, dumalash podshipniklari ishlatiladi. Dumalash podshipniklarining tuzilmasi ularni standartlashtirilgan mahsulot sifatida ko‘plab ishlab chiqarishga imkon beradi. Bu esa mahsulot tannarxini kamaytiradi.

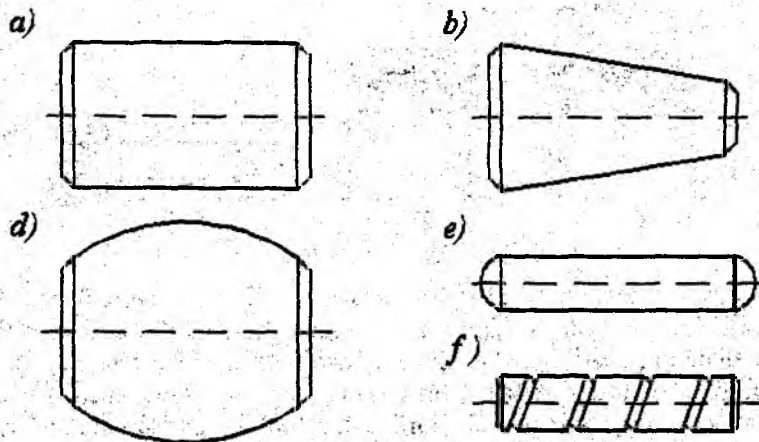
Dumalash podshipniklarining asosiy afzalliklari quyidagilardan iborat: ishqalanish kuchlari kichik; FIK yuqori (0,995); qo‘zg‘alish momenti kichik; sarflanadigan moy miqdori kam; uzunlik o‘lchamlari sirpanish podshipniklariga nisbatan kichik; rangli

metallarni ishlatishni talab qilmaydi; tannarxi arzon; yuqori darajada o'zaro almashtirish imkoniyati bor; ishlatish oson va b.

Dumalash podshipniklarining kamchilliklari: katta nosozliklarda ishlaganda o'zidan shovqin chiqaradi; dinamik kuchlarga bardoshliligi past; yuqori chastotali vallarda ishlay olmaydi; agressiv muhitda ishlay olmaydi va b.

Bunday podshipniklar mashinasozlikning ko'plab jabhalarida keng qo'llaniladi. Uni maxsus korxonalarda sirtqi diametri 1 *mm* dan to 2600 *mm* gacha, massasi esa 0,5 *gr* dan to 3500 *kg* gacha oraliqda ishlab chiqariladi. Podshipniklar dumalovchi detallarning tuzilishiga qarab, sharikli va rolikli bo'ladi.

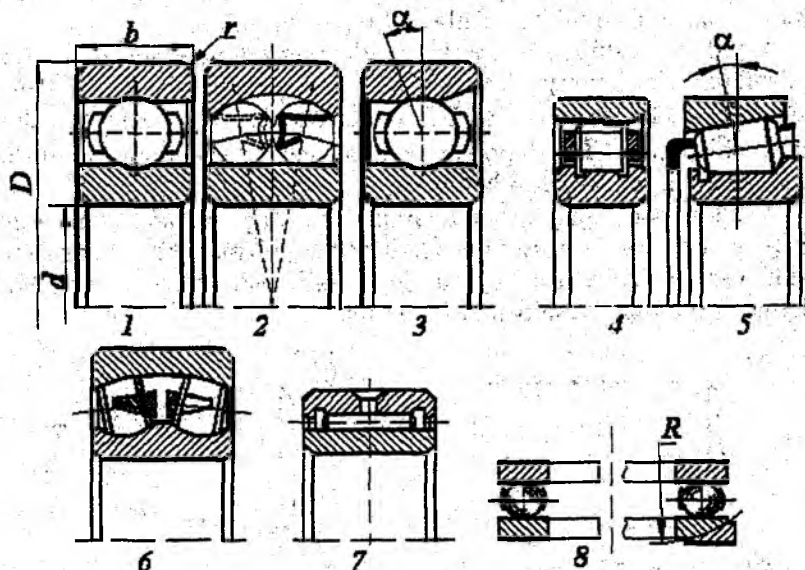
Rolikli podshipniklar roliklarning shakliga qarab silindr-rolikli (98.2-chizma, *a*), konussimon-rolikli (98.2-chizma, *b*); bochkasimon rolikli (98.2-chizma, *d*); ignasimon rolikli (98.2-chizma, *e*); (98.2-chizma, *f*) o'ramli podshipniklarga bo'linadi.



99.2-chizma.

Dumalash podshipniklarining dumalovchi elementlari, halqalari yuqori sifatli xromlangan $ShX15$, $ShX15SG$ po'latlardan tayyorlanadi. Bunday po'latlar toblanganda 61 ... 66 HRC qattqlikka ega bo'ladi.

Podshipniklar qabul qila oladigan kuchlarning yo'nalishiga qarab,



98.3-chizma.

quyidagicha turlarga bo'linadi: sharikli-radial podshipniklar (98.3-chizma, 1) – val o'qiga tik bo'lgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan; sharikli radial-sferik podshipniklar (98.3-chizma, 2) – bir vaqtning o'zida ham radial, ham o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan; sharnirli-radial-tirakli podshipniklar (98.3-chizma, 3) – bir vaqtning o'zida ham radial ham val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan; silindrik-rolikli podshipniklar (98.3-chizma, 4) – val o'qiga tik bo'lgan katta radial kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan; konussimon-rolikli podshipniklar (98.3-chizma, 5) – bir vaqtning o'zida katta radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarni mo'ljallangan. Bunday podshipniklar bir juft bo'lib valga o'rnatiladi va ular o'q bo'ylab hosil bo'lgan bo'shliqni muntazam ravishda nazorat qilib turishni taqazo qiladi; rolikli-sferik podshipniklar (98.3-chizma, 6), ignasimon-rolikli radial podshipniklar (98.3-chizma, 7) – radial kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan bo'lib

tashqi o'Ichamlari kichik qilib tayyorlanadi; sharikli-tirak podshipniklar (98.3-chizma, 8) – faqat o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarni o'tkazishga mo'ljallangan.

Podshipniklarning shartli belgilanishi. Dumalash podshipniklarining raqam harflardan iborat shartli belgisi mavjud. Bu belgining o'ng tomonidagi birinchi ikki raqam podshipnikning ichki diametrini ko'rsatadi. Ichki diametri 20 mm dan 495 mm gacha bo'lgan podshipniklar uchun bu raqamlar ichki diametrning 5 ga bo'linganiga teng qilib olingan, ya'ni bunday podshipniklar ichki diametrining haqiqiy qiymatini topish uchun keltirilgan ikki raqamini 5 ga ko'paytirish kerak.

O'ng tomondan uchinchi raqam podshipnik qaysi seriyadan ekanligini bildiradi. Bunda yengil seriya – 2, o'rta seriya – 3, og'ir seriya – 4 bilan belgilanadi.

O'ng tomondan to'rtinchi raqam podshipnik turini bildiradi, ya'ni 0–sharikli radial podshipnik, 1–sferik sharikli radial podshipnik, 2–silindrik rolikli radial podshipnik, 3–sferik rolikli radial podshipnik, 4–ignasimon podshipnik, 5–chiziqli rolikli radial podshipnik; 6–sharikli-radial tirak podshipnik; 7–konussimon rolikli podshipnik; 8–sharikli tirak podshipnik; 9–rolikli tirak podshipnik. Masalan, 61211 deb shartli ravishda belgilangan podshipnikning ichki diametri $d = 11 \cdot 5 = 55 \text{ mm}$, yengil seriyali, sharikli-sferik, radial-tirakli podshipnikdir.

Dumalash podshipniklarning hisobi. Dumalash podshipniklarini hisoblash podshipnikning detallari sirtlarini uvalanishga chidamliligini hamda plastik deformatsiya (ezilish) jihatidan olganda statik yuk ko'tara olish qobiliyatini aniqlashga asoslanadi.

Mashinalarni loyihalashda podshipniklar hisoblanmasdan maxsus jadvallardan tanlanadi. Bunda, valning aylanish chastotasi 1 ayl/din dan katta bo'lmagan holatda, podshipniklar statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha, qolgan hollarda esa dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlanadi.

Birinchi usulda podshipniklarga ta'sir etuvchi kuchlarning ekvivalent qiymati topilib podshipniklar uchun belgilangan standart jadvallarda keltirilgan ekvivalent yuk ko'taruvchanlikning ruxsat etilgan qiymati C_0 bilan taqqoslanadi, ya'ni

$$P_0 = [X_0 F_r + Y_0 F_a] \leq C_0$$

bu yerda, P_0 -valning saphasiga ta'sir etuvchi statik kuchlarning ekvivalent qiymati, N ; F_r -radial kuch, N ; F_a -o'q bo'ylab yo'nalgan kuch, N ; X_0 , Y_0 -radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar koeffitsienti bo'ladi. Bu koeffitsientlarning qiymatlari maxsus kataloglarda keltirilgan.

Podshipniklarni hisoblashning ikkinchi usuli. Bu yerda, dinamik yuk ko'taruvchanlik qiymati bo'yicha maxsus jadvaldan podshipnik tanlanadi.

Bu hisoblash asosan $n > 10$ ayl/min bo'lganda bajariladi va podshipnik uchun quyidagicha yoziladi:

$$C_x = P \cdot q \sqrt{\frac{60 \cdot n \cdot l_h}{10^6}} \leq C$$

bu yerda C_x -podshipnik dinamik yuk ko'taruvchanligining hisobiy qiymati, N ; C -dinamik yuk ko'taruvchanlikning jadval [9] dagi qiymati, N ; q -ildiz ko'rsatkichi (sharikli podshipniklar uchun $q = 3$, rolikli podshipniklar uchun $q = 3,33$); l_h -soat hisobida ifodalangan xizmat muddati; P -ekvivalent dinamik kuch, N .

Ekvivalent dinamik kuchning qiymati quyidagicha hisoblanadi.

$$P = (X \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\delta \cdot K_t$$

bu yerda, X -radial kuch koeffitsienti; Y -o'q bo'ylab yo'nalgan kuch koeffitsienti; v -halqalarning aylanish koeffitsienti bo'lib, ichki halqa aylansa $v = 1$, tashqi halqa aylansa $v = 1,2$; F_r -radial kuch; F_a -o'q bo'ylab yo'nalgan kuch; $K_\delta = (1,3 \div 1,5)$ -xavfsizlik koeffitsienti; K_t -temperatura koeffitsienti (temperatura $t < 120^\circ C$ bo'lganda $K_t = 1$).

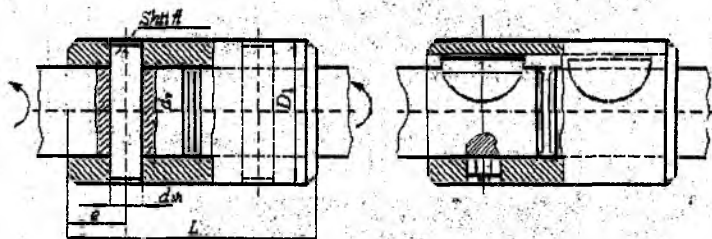
Podshipniklarda o'q bo'ylab yo'nalgan kuch F_a ning ahamiyati kattadir. Shuning uchun $e = \frac{F_a}{v \cdot F_r}$ qo'shimcha koeffitsient kiritilib, e ning har xil qiymatida X va Y larni tanlash tavsiya etiladi. X , Y va e ning qiymatlari orasidagi bog'lanish maxsus jadvallar [9] da keltirilgan.

XVII BOB. MUFTALAR

99-§. MUFTALAR HAQIDA ASOSIY TUSHUNCHALAR VA ULARNING TURLARI

Ikki val uchlarini o'zaro bog'laydigan va ulardagi burovchi momentni o'zgartirmasdan uzatishga xizmat qiladigan moslama mufta deb ataladi

Muftalarning asosiy vazifasi – harakatdagi vallarni o'zaro biriktirishdir. Lekin mashinasozlikda ba'zan muftalar bir nechta qo'shimcha vazifalarni ham bajarishi mumkin: dvigatel ishlab turgan vaqtda vallarni ulash va ajratish; mashinaga ta'sir etayotgan qarshilik behosdan oshib ketganda dvigatelni ishchi mashinadan avtomat ravishda uzish; kuchlar qiymatini dinamik ravishda oshishidan va elementlarning titrashidan saqlash; o'zaro ulangan vallarning o'qdoshsizligidan kelib chiqqan zararli oqibatlarini muvofiqlashtirish va h.k.



99.1-chizma.

Shunday qilib, mashinasozlikda qo'llaniladigan muftalar o'zlarining vazifalariga qarab quyidagi turlarga bo'linadi:

- doimiy biriktirilgan muftalar. Bunday muftalar vallarni ajralmas holda biriktirib turadi. Vallarni ajratish mashina harakatini to'xtatib olib boriladi;

- boshqariladigan muftalar. Bunday muftalar vallarni mashinani ishlash jarayonida uni to'xtatmasdan ajratish va ulash imkonini beradi. Ajratish va ulash insonlar tomonidan olib boriladi;

- avtomatik ravishda o'z-o'zini boshqaruvchi muftalar. Bunday muftalar mashina harakati jarayonida qarshilik haddan tashqari ortib ketganda dvigatelni avtomatik ravishda ishchi mashinadan ajratish imkonini beradi va saqlagich sifatida ishlatiladi, ya'ni mashinaning normal ishlashi uchun talab qilingan

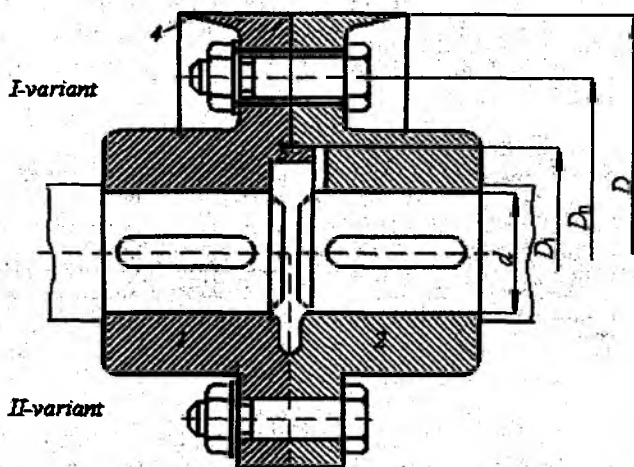
sharoit ta'minlanmagan hollarda bunday muftalar avtomatik ravishda vallarni bir-biridan ajratadi va talab qilingan normal sharoit yaratilishi bilan ajratilgan vallar mufta vositasida qaytadan avtomatik ravishda yana ulanadi.

Yuqorida keltirilgan muftalarni alohida ko'rib chiqamiz.

Doimiy biriktirilgan muftalar. Bu turga biriktirilgan vallarni bir-biriga nisbatan biror yo'nalishda siljishiga yo'l qo'ymaydigan qilib biriktirilgan hamda vallarning turli yo'nalishida siljishiga ma'lum darajada imkon beradigan qo'zg'aluvchi muftalar kiradi. Asosan bu turga kiruvchi muftalar quyidagi guruhlarga bo'linadi:

Vtulka ko'rinishidagi muftalar (99.1-chizma);

Sirti val o'qiga tik bo'lgan bo'laklarga ajraladigan flanesli muftalar (99.2-chizma);



99.2-chizma.

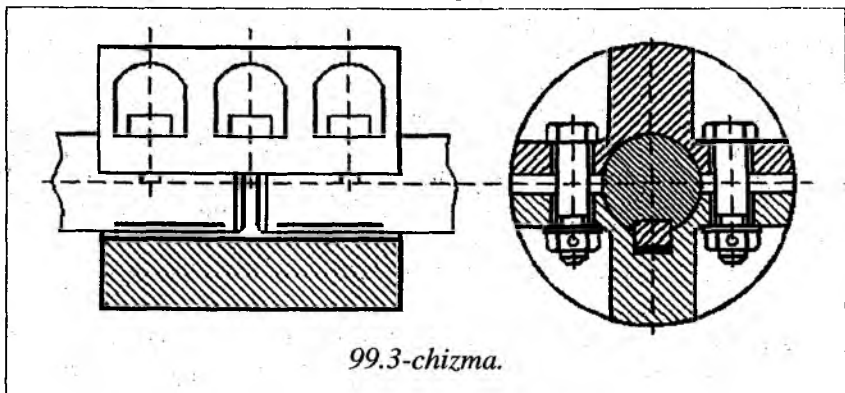
Sirti val o'qiga parallel bo'lgan bo'laklarga ajraladigan muftalar (99.3-chizma).

Boshqariladigan muftalar. Bunday muftalar harakatdagi vallarni ish jarayonida bir-biriga ulash yoki ajratish uchun ishlatiladi. Ular ishlash prinsipiga qarab ikki guruhga bo'linadi:

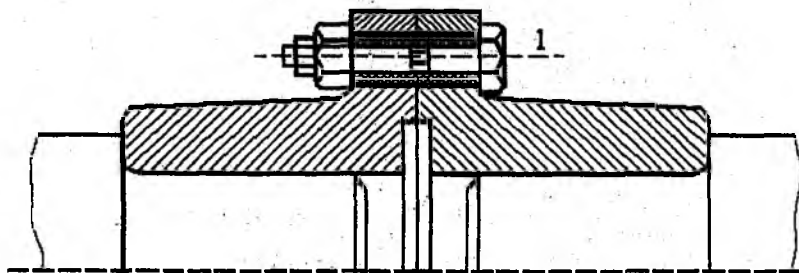
Ilashish orqali ishlaydigan (tishli va kulachokli) muftalar;

Ishqalanish asosida (friksion) ishlaydigan muftalar.

Shuni ham ta'kidlab o'tish kerakki, bunday muftalar vallar o'qlarining yuqori darajada o'qdoash bo'lishini talab qiladi va boshqarish richaglari bilan ta'minlangan bo'lishlari kerak.



Avtomatik muftalar. Bunday muftalarni asosiy vazifasi mashina ishlayotganda kuchlar ma'lum sabablarga ko'ra me'yorida oshib ketganda ulangan vallarni avtomatik ravishda ajratib yuborishdir, aks holda mashina detallari sinib ketishi mumkin (99.4-chizma). Bunday muftalarning detallari ichida kuchlar ortib ketganda, sinib ketadigan saqlagich element mavjud bo'ladi.



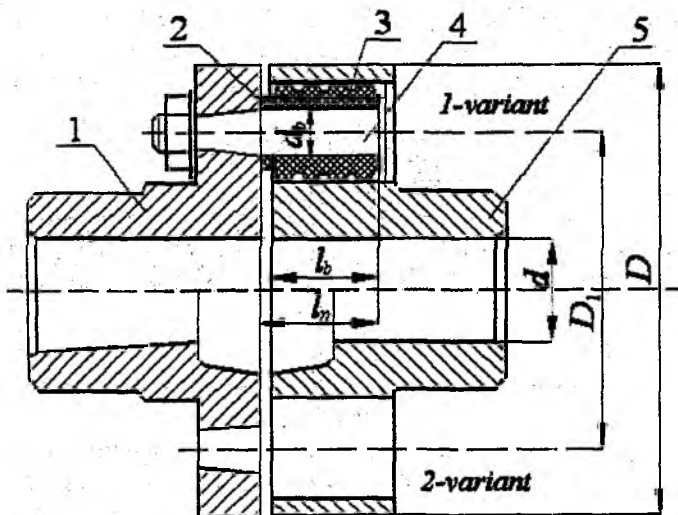
Bu mufta po'lat barmoqlardan iborat bo'lgan ikkita yarim muftadan iboratdir. Po'lat barmoqlar ataylab ingichka tayyorlanadi va kuchni qiymati ortganda u sinib ketadi va natijada vallar avtomatik ravishda bir-biridan ajraladi. Ularni asosiy kamchiliklari shundan iboratki, kuchlar ortib ketganda barmoqlar bir zumda sinmaydi, balki ular avvalo ma'lum darajada cho'ziladi va so'ngra sinadi. Bu esa kuchlar ortganda ma'lum vaqtgacha mashina detallarining sinib ketish havfi saqlanib qolishini bildiradi.

Bundan tashqari markazda qochma muftalar ham mavjuddir. Ular valni aylanish chastotasi ma'lum kattalikka ega bo'lganda, avtomat ravishda vallarni bog'laydi. Vallar chastotasi kamayganda, vallarni avtomatik ravishda ajratadi. Bunday markazdan qochma muftalar asosan ichki yonuv dvigatellarida qo'llaniladi va dvigatelni kichik chastotalarda to'xtab qolishdan saqlaydi, chunki mufta uni qarshilik ko'rsatuvchi obyektidan ozod qiladi.

Bundan tashqari harakatni avtomatik ravishda bir tomonga uzatadigan muftalar ham uchraydi. Ular vallardagi harakatni faqat bir tomonga uzatib, boshqa holatda ularni ajratib yuboradilar.

100-§. MUFTALARNI TANLASH VA HISOBLASH

Muftalar asosan o'zlaridan uzatish kerak bo'lgan burovchi moment va vallarning aylanishlar chastotasiga qarab tanlanadi. Albatta, bu yerda muftalarning oldiga quyilgan vazifalarni bajarishga moyilliga, narxi, tashqi o'lchamlari va h.k larni ham e'tiborga olish kerak.



100.1-chizma.

Muftalar tanlangan kataloglarda ularning eng nozik detallari va ularni mustahkamlikka tekshirish formulalari keltiriladi.

100.1-chizmada keltirilgan elastik vtulka-barmoqli (MUVP) muftani tekshirishni ko'rib chiqaylik. Muftaning korpuslari 1, 5, 3-

vtulkalardan tashkil topgan. Bu muftadagi po'latdan yasalgan barmoqlar egilish deformatsiyasiga tekshiriladi. Bitta barmoqqa ta'sir etuvchi kuch

$$P = \frac{2 \cdot M \cdot K}{z \cdot D_1}$$

bu yerda, M – mufta orqali uzatiluvchi, burovchi momentni hisobiy qiymati, $N \cdot mm$; D_1 – barmoqlar joylashgan aylana diametri, $D_1 = (0,7 \div 0,8) \cdot D$, mm ; K – ish tartibini hisobga oluvchi koeffitsient.

Barmoqning egilishga mustahkamligi quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_{eg} = \frac{0,5 \cdot P \cdot l_b}{0,1 \cdot d_b^3} \leq [\sigma_{eg}]$$

Elastik vtulka sirti ezilish deformatsiyasiga uchraydi va uning hisobi esa quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{l_b \cdot d_b} \leq [\sigma_{ez}]$$

bu yerda, l_b – barmoqning uzunligi; d_b – barmoqning diametri; $[\sigma_{eg}]$, $[\sigma_{ez}]$ – barmoq va vtulka materiali uchun egilish va ezilishga bo'lgan ruxsat etilgan kuchlanishlar qiymatlari.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов: (Учебное пособие для машиностроительной специальностей сред. спец. учеб. заведений) А.И.Аркуша, Москва: Выс.шк., 2003 (<http://books.listsoft.ru/book.asp?cod=86610&rp=48&up=1>, <http://www.techno.edu.ru/db/msg/12561.html>).
2. Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Теоретическая механика; сопротивление материалов: (Учебник для машиностроительных специальностей средних профессиональных учебных заведений Изд. 4-е. М., 2001. (<http://www.eurobook.ru/cgi-bin/showprod2.cgi?ID=134698>, <http://buynet.ru/book/b/wi2343.htm>, <http://www.litara.net/forum/17>)
3. Солиев А. Машина ва механизмлар назарияси. Т.: ТошДТУ, 2002.
4. Зокиров Г.Ш. Машина ва механизмлар назарияси. Техника олий укув юртлари учун дарслик.Т.;, 2003.
5. Sneek H.J. (Henry J.) Machine dynamics. Prentice-Hall, Inc., New Jersey, USA. 1991.
6. Hibbeier R.C. Engineering mechanics. Dynamics. 6th edition, Macmillan Publishing Company., New York, USA. 1992.
7. Усмонходжаев Х.Х. «Механизм ва машиналар назарияси». Т.: «Укитувчи», 1981.
8. Джураев А. ва б. «Механизм ва машиналар назарияси». Т.: «Укитувчи», 2004.
9. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. М.: «Машинастроение», 1987.
10. Мансуров К.М. Материаллар каршилиги. Т.: «Укитувчи», 1983.
11. Сулаймонов И. Машина деталлари. Т.: «Укитувчи», 1987.
12. Каримов Р.И, Тураев Ф.Т. Кинематический анализ плоских механизмов с использованием ЭВМ. Учебное пособие. Ташкент, ТТТУ, 2004 г.

MUNDARIJA

So'z boshi	3
Kirish	4

I BO'LIM MATERIALLAR QARSHILIGI

I BOB. «MATERIALLAR QARSHILIGI» FANI HAQIDA BOSHLANG'ICH MA'LUMOTLAR

1-§.	«Materiallar qarshiligi» fanining asosiy vazifalari va dastlabki tushunchalari.....	7
2-§.	Kuchlar. Kesimlar uslubi. Deformatsiyalar. Kuchlanishlar.....	10

II BOB. CHO'ZILISH VA SIQILISH

3-§.	Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanish va deformatsiya.....	14
4-§.	Cho'zilish va siqilish deformatsiyasida mustahkamlikka hisoblash.....	16
5-§.	Cho'zilish va siqilishda guk qonuni.....	17
6-§.	Cho'zilish va siqilishda ko'ndalang deformatsiya. Puasson koeffitsenti.....	21
7-§.	Harorat ta'siridagi kuchlanish va deformatsiya..	23
8-§.	Xususiy og'irlik ta'sirida kuchlanish va deformatsiya.....	24
9-§.	Cho'zilishdagi potensial energiya.....	27
10-§.	Cho'zilish va siqilishda deformatsiya va siljishni ehm yordamida hisoblash.....	28

III BOB. KESILISH VA EZILISH

11-§.	Kesilish va ezilishda mustahkamlikka hisoblash	30
12-§.	Payvand birikmalarni hisoblash.....	32

IV BOB. KESIM YUZASINING GEOMETRIK TAVSIFLARI

13-§.	Kesim yuzasining statik momenti.....	34
14-§.	Tekis yuzani qutbiy inersiya momenti.....	35

15-§.	O'qqa nisbatan inersiya moment.....	36
16-§.	Parallel o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlar orasidagi bog'lanish.....	37
17-§.	Bosh o'qlar va bosh inersiya momentlar.....	38

V BOB. BURALISH

18-§.	Buralish haqida tushuncha.....	38
19-§.	Buralishdagi kuchlanish va deformatsiya.....	41
20-§.	Buralish deformatsiyasida mustahkamlikka va bikriklikka hisoblash.....	44
21-§.	Buralish deformatsiyasidagi potensial energiya	50
22-§.	Buralish deformatsiyasini EHM yordamida hisoblash.....	51

VI BOB. EGILISH

23-§.	Egilish haqida asosiy tushuncha.....	52
24-§.	Ko'ndalang kuchlar, eguvchi momentlar va ularning epyuralari.....	54
25-§.	Egilish deformatsiyasidagi normal kuchlanishlar va mustahkamlikka hisoblash.....	58
26-§.	Mustahkamlik nazariyasi.....	66
27-§.	Deformatsiyalarning murakkab turlari.....	69
28-§.	Bo'ylama egilish.....	70
29-§.	Egilish deformatsiyasini EHM yordamida hisoblash.....	72

II BO'LIM

MEXANIZM VA MASHINALAR NAZARIYASI

VII BOB. MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISH TAHLILI

30-§.	«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining o'rganadigan obyektlari va uning hal qiladigan masalalari.....	74
31-§.	«Mexanizm va mashinalar nazariyasi» fanining asosiy tushunchalari va ta'riflari.....	75
32-§.	Kinematik juftlar va ularning sinflari.....	77
33-§.	Mexanizmlarni sinflarga ajratish.....	82

34-§.	Mexanizmlarni erkinlik darajasini aniqlash.....	82
35-§.	Mexanizmlarni assur-artobolyevskiy uslubida sinflarga ajratish.....	83

VIII BOB. MEXANIZMLARNING KINEMATIK TAHLILI

36-§.	Mexanizmlar kinematik tahlilining vazifalari va uslublari.....	89
37-§.	Mexanizmlar kinematikasini grafik uslubda tekshirish.....	90
38-§.	Tezliklar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezliklarini aniqlash.....	93
39-§.	Tezlanishlar rejasi orqali mexanizm bo'g'inlari va nuqtalarining tezlanishlarini aniqlash.....	99
40-§.	Mexanizmlarni kinematikasini EHM yordamida hisoblash.....	104

IX BOB. MEXANIZMLAR DINAMIKASI

41-§.	Mexanizmlar dinamikasining asosiy masalalari..	108
42-§.	Mexanizm bo'g'inlariga ta'sir qiluvchi kuchlar. Inersiya kuchlari va momentlari.....	109
43-§.	Mexanizmlarni kinetostatik hisoblash. Mexanizmning kinematik juftlaridagi reaksiya kuchlarini topish.....	114
44-§.	Jukovskiy teoremasi.....	118
45-§.	Keltirilgan kuch (moment) va keltirilgan massa (inersiya moment)	120
46-§.	Mashinalarning mexanik xarakteristikasi.....	122
47-§.	Mexanizmlar dinamikasining asosiy tenglamasi	126

X BOB. KULACHOKLI MEXANIZMLAR

48-§.	Kulachokli mexanizmlarning turlari.....	129
49-§.	Kulachokli mexanizmlarning kinematik tahlili...	132
50-§.	Bosim vz uzatish burchaklari.....	133

XI BOB. TISHLI MEXANIZMLAR

51-§.	Tishli mexanizmlarning turlari.....	134
52-§.	Tishli ilashmaning asosiy qonuni.....	136
53-§.	Evolventa va uning xossasi.....	138
54-§.	Evolventali ilashma.....	140
55-§.	Tishli g'ildiraklarning asosiy o'lchamlari.....	141
56-§.	Tishli g'ildiraklarni ishlab chiqarish.....	146
57-§.	Planetar mexanizmlar.....	152
58-§.	Differensial mexanizmlar kinematikasi.....	154
59-§.	Tutashtirilgan differensial mexanizmlar.....	155
60-§.	Planetar mexanizmlar kinematikasini EHM yordamida hisoblash.....	156
61-§.	Planetar mexanizmlar sintezi.....	161

III BO'LIM MASHINA DETALLARI

XII BOB. MASHINA VA DETALLARNING KONSTRUKSIYASIGA QO'YILADIGAN ASOSIY TALABLAR

62-§.	Mashina va uning qismlarining ishlashiga layoqatlilik mezonlari.....	164
63-§.	Ishonchlilikning asosiy tushunchalari.....	165
64-§.	Standartlashtirish. o'zaro almashuvchanlik.....	168
65-§.	Qoyim va o'tqazishlar haqida qisqacha ma'lumot.....	169
66-§.	Mashinasozlikda ishlatiladigan materiallar.....	174

XIII BOB. BIRIKMALAR

67-§.	Birikmalar haqida asosiy tushunchalar.....	175
68-§.	Parchin mixli birikmalar.....	176
69-§.	Payvand birikmalar.....	179
70-§.	Yelimlangan birikmalar.....	180
71-§.	Kavsharli birikmalar.....	180
72-§.	Rezbali birikmalar.....	181
73-§.	Shponkali va shlisali birikmalar.....	190

XIV BOB. UZATMALAR

74-§.	Yuritmalar va ularning turlari.....	194
75-§.	Uzatmalarning kinematikasi va ulardagi kuchlar taqsimoti	197
76-§.	Friksion uzatmalar va variatorlar.....	199
77-§.	Friksion uzatmalarining parametrlari va ulardan foydalanish.....	202
78-§.	Tasmali uzatmalar.....	203
79-§.	Tishli uzatmalar. asosiy tushunchalar va ta'riflar.....	211
80-§.	Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan materiallar.....	213
81-§.	Tishlarning yemirilish turlari.....	214
82-§.	Tishlarning kontakt kuchlanishga bardoshlilikini hisoblash.....	216
83-§.	To'g'ri tishli silindrik g'ildiraklar tishlarini egilishga hisoblash.....	220
84-§.	Konussimon tishli g'ildiraklar.....	222
85-§.	Vint-gayka uzatmalari.....	226
86-§.	Chervyakli uzatmalar.....	229
87-§.	Reduktorlar va uzatish qutilari haqida ma'lumot.....	236
88-§.	Zanjirli uzatmalar va ular haqida umumiy tushunchalar.....	239
89-§.	Zanjir va yulduzchalarning tuzilishi.....	241
90-§.	Zanjirli uzatmalarining asosiy parametrlari.....	243
91-§.	Zanjirli uzatmalardagi kuchlar taqsimoti.....	245
92-§.	Zanjirli uzatmalarni hisoblash.....	245

XV BOB. VALLAR VA O'QLAR

93-§.	Vallar va o'qlar haqida asosiy tushunchalar....	246
94-§.	Vallarni hisoblash.....	247

XVI BOB. PODSHIPNIKLAR

95-§.	Podshipniklar haqida umumiy ma'lumotlar.....	251
96-§.	Sirpanish podshipniklari.....	251

97-§.	Podshipniklarning hisobi.....	253
98-§.	Dumalash podshipniklari. Dumalash podshipniklar bo'yicha umumiy tushunchalar...	254

XVII BOB. MUFTALAR

99-§.	Muftalar haqida asosiy tushunchalar va ularning turlari.....	259
100-§.	Muftalarni tanlash va hisoblash..... Foydalanilgan Adabiyotla.....	262 264

R. I. KARIMOV, A. SALIYEV

AMALIY MEXANIKA

Muharrir: *Sh. Xolmuhamedova*
Tex.muharrir: *A. Moydinov*
Musahhih: *M. Hayitova*

Bosishga ruxsat etildi 19.12.05. Bichimi 60x841/16. Bosma tabog'i 16,75.
Nashriyot hisob tabog'i 15,0. Buyurtma №203. Adadi 300.
Narxi shartnoma asosida.

«Fan va texnologiyalar markazining bosmaxonasi»da chop etildi.
700003, Toshkent sh. Olmazor ko'chasi, 171- uy
№61-05