

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O‘RTA
MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI
QARSHI MUHANDISLIK IQTISODIYOT
INSTITUTI**



UMUMTEXNIKA FANLARI KAFEDRASI

“AMALIY MEXANIKA”

FANIDAN

(Ma‘ruzalar matnlari to‘plami)

**“Energetika” FAKULTETINING
5310100 –“ Issiqlik energetikasi ” va 5310200- “Elektr energetikasi”
bakalavr yo‘nalishlari uchun**

QARSHI – 2014

Tuzuvchi:

Qodirov A. - QMII “Texnika fanlarini
o‘qitish metodikasi”
kafedrası mudiri

Maruza matnlari to‘plami Toshkent davlat texnika universitetida ishlab chiqarilgan hamda Oliy va o‘rta maxsus ta‘lim vazirligining 2012 yil 12 dekabrda 507 –sonli buyrug‘i bilan tasdiqlangan namunaviy o‘quv dasturiga muvofiq tayyorlandi.

.

Maruza matnlari to‘plami “Texnika fanlarini o‘qitish metodikasi” kafedrasining 201 yil “_____” _____dagi ____-sonli , Energetika fakulteti Uslubiy komissiyasining 201 yil _____dagi 1 - conli, institut Uslubiy Kengashining 20__ yil _____dagi _____ - sonli yig‘ilishlarida ko‘rib chiqilib tasdiqlangan.

Kirish

“AMALIY MEXANIKA” PREDMETI.

“Amaliy mexanika fanining o’rganishdan maqsad talabalarning mutaxassislik fanlariga tayyorlashda, olgan bilimlarini ishlab chiqarishda texnolog yoki tadqiqotchi sifatida tadbqiq qilishiga yordamlashishdir.

Ushbu o’quv-uslubiy majmua “Amaliy mexanika” fanidan yozilgan bo’lib shu fanning namunaviy dasturiga mos keladi.

Dastur O’zbekiston Respublikasi Davlat ta’lim standarti yuqorida zikr qilingan yunalishlar bo’yicha bakalavr tayorlash mazmuni va saviyasining majburiy minimumiga bo’lgan talabalarga muvofiq tuzilgan. majmuada muhandislik hisobi asoslari keltirilgan. Unda materiallarning mustahkamligi, bikrligi va ustivorligi, mexanizm va mashinalarning kinematikasi va dinamikasi, birikmalar va uzatmalar to’g’risidagi nazariy va amaliy ma’lumotlar keltirilgan.

“Amaliy mexanika” muhandislarni umumtexnik jihatdan tayyorgarligiga asos bo’luvchi fandir. “Amaliy mexanika” predmeti kompleks fan hisoblanib, o’z ichiga “Materiallar qarshiligi”, “Mashina va mexanizmlar nazariyasi” va “Mashina detallari” fanlarining asosiy qoidalarini u yoki bu hajmda oladi. “Amaliy mexanika” fanini o’rganishda tegishli bo’limlarni yaxlit va bir-biriga o’zaro mantiqiy bog’langan holda o’rganilishiga e’tibor berish zarur.

“Amaliy mexanika” fanining rivojlanishiga M. Lomonosov (1711 – 1765) – oyna ishlab chiqaruvchi mashina yaratishi va materiallarning xossalarini tekshirishni o’rganishi bilan, YE. A. va M. YE. Cherepanovlar – parovozni ixtiro qilishlari bilan, L. Eyler (1707 – 1783) – evolventali ilashmani kashf qilishi bilan, P. Chebishev (1821 – 1891) – avtomat boshqarish nazariyasini yaratishi bilan, V. Goryachkin (1868 – 1935) – qishloq xo’jaligi mashinalari nazariyasini yaratishi bilan salmoqli hissa qo’shganlar.

O’zbek olimlaridan Xorazmiy, Ahmad al Farg’oniy, Farobiy, Beruniy, M.T. O’razboyev V.Q. Qobilov, H.H. Usmonxo’jayev va boshqalar ushbu fanning rivojiga salmoqli hissa qo’shganlar.

“Amaliy mexanika” uch asosiy qismdan iborat: “Materiallar qarshiligi” va “Mexanizm va mashinalar nazariyasi”. Materiallar qarshiligi” qismi materiallarning mustahkamligi, bikrligi va ustivorligini o’rganish bilan shug’illanadi.

“Mexanizm va mashinalar nazariyasi” qismida mexanizmlar va mashinalarning tuzilishi, kinematikasi, dinamikasi, analizi va sintezi (tahlili – loyihalash) kabi masalalar o’rganiladi. "

“Mashina detallari” qismida konstruktsiyalari, birikmalar, uzatmalar, o’qlar va vallar, podshipniklar, muftalar va prujinalarni loyihalash, konstruktsiyalash, hisoblash hamda mashina detallari ishchanlik qobiliyatining asosiy me’zonlari: mustahkamlik, bikirlik, emirilishiga chidamlik, aniqlik titrashga turg’unlik masalalarini o’rganiladi.

MAVZU: MATERIALLAR QARSHILIGI. ASOSIY TUSHUNCHA VA QOIDALAR. CHO'ZILISH VA SIQILISH DEFORMATSIYASI

Reja:

1. Materiallar qarshiligida o'rganiladigan masalalar.
2. Ichki kuchlar faktorlari. Kesish usuli.
3. Bo'ylama deformasiya.
4. Statik aniqlash masalalar va ularni echish tartibi.
5. Kuchlanishlar tahlili. Mor doirasi.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 12.

Tayanch iboralar: deformasiya, sterjen, brus, tashqi kuchlar, ichki kuchlar faktorlari, kuchlanish, nisbiy deformasiya, bikrlilik, mustahkamlik, cho'zilishda potentsial energiya.

Materiallar qarshiligi – mashina va inshoot qismlarida hosil bo'ladigan deformatsiya va zo'riqlashlarni o'rganuvchi fandir.

Materiallar qarshiligida asosiy uchta masala hal etiladi:

1. Inshoot qismlarini mustahkamlikka hisoblash. Inshoot qismlariga tashqi kuchlar ta'sir qilganda deformatsiya vujudga keladi. Bu deformatsiya materialning turiga qarab va tashqi kuchning kattaligiga qarab elastik yoki plastik bo'lishi mumkin. Agar elastik deformatsiya vujudga kelib, tashqi kuch olib tashlangandan keyin material to'liq ilgari holatiga qaytsa va bu deformatsiya inshoot qismining ishiga ta'sir ko'rsatmasa buni e'tibordan chetda qoldirish mumkin. Lekin deformatsiyadan keyin material ilgari holatini to'liq egallay olmasa ya'ni deformatsiya plastik bo'lsa, inshoot qismining normal ishi buziladi, bu esa mumkin emas. Shuning uchun inshoot qismlarini mustahkamlikka hisoblashda ma'lum bir zaxira mustahkamlik bilan hisoblanadi.

2. Inshoot qismlarini bikrlikka hisoblash. Bikrlilik- materialning tashqi kuch ta'sirida yuzaga kelishi mumkin bo'lgan deformatsiyaga qarshilik ko'rsata olish qobiliyatidir. Ba'zi bir inshoot qismlarida elastik deformatsiya ancha katta bo'lganda ham uning normal ishi buzilmasa, ba'zi bir hollarda umumiy deformatsiya vujudga kelishi inshoot qismining ishdan chiqishiga olib kelishi mumkin. Bunday hollarda inshoot qismlari bikrlikka hisoblanadi va bunda ma'lum bir zaxira bikrlilik e'tiborga olinadi.

3. Inshoot qismlarini ustivorlikka hisoblash. Ustivorlik-materialning o'z muvozanatini turg'un saqlay olish qobiliyatidir. Ba'zan inshoot qismlari qisuvchi kuch ta'sirida bo'ladi. Bu kuchning uncha katta bo'lmagan qiymatlarida material o'z muvozanatini turg'un saqlay oladi, lekin kuchning qiymati ma'lum bir kritik qiymatdan oshgach materialning muvozanati izdan chiqishi, ya'ni turg'unmas muvozanat vujudga kelishi mumkin. SHuning uchun ham ba'zi hollarda inshoot qismlari ustivorlikka hisoblanadi, albatta bunda ham ma'lum zaxira ustivorlik e'tiborga olinadi.

Yuqorida aytganimizdek, materialga tashqi kuchlar ta'sir qilinganda deformatsiya vujudga keladi. Bu deformatsiya natijasida materialda ichki kuchlar paydo bo'ladi. Deformatsiya ortishi bilan ichki kuchlar ham ortib boradi va deformatsiya ma'lum chegaraga borganda material buziladi. Materiallar qarshiligida ana shu ichki kuchlarni aniqlash masalasi hal etiladi.

Inshoot qismlari har xil shakllarga ega. Ularni hisoblashni soddalashtirish maqsadida shakl modeli tushunchasi kiritiladi, ya'ni turli tuman shakllarni ma'lum guruhlarga bo'linadi:

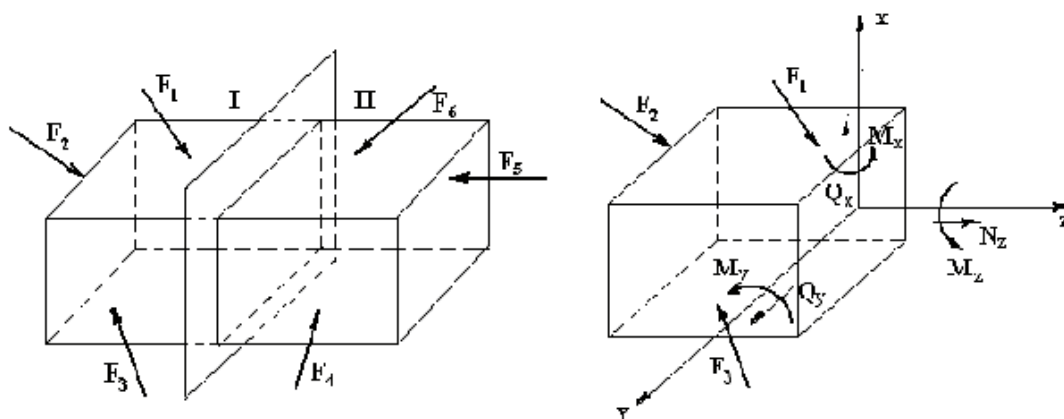
Brus- ko'ndalang kesim o'lchamlari uzunligiga qaraganda ancha kichik bo'lgan material:

Sterjen- to'g'ri o'qli cho'zilish siqilishga ishlaydigan brus:

Plastinka- qalinligi qolgan o'lchamlaridan ancha kichik bo'lgan material.

Qobiq- qalinligi qolgan o'lchamlarga qaraganda ancha kichik bo'lgan egri chiziq bilan o'ralgan material:

Massiv(fazoviy jism)- barcha o'lchamlari bir biriga yaqin bo'lgan material:



1.1-shakl.

To'sin(balka)- egilishga ishlaydigan brus.

Tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan ichki kuchlarni statika qonuniyatlaridan foydalanib aniqlash mumkin emas. SHuning uchun ichki kuchlarni aniqlashda kesish usuli deb ataladigan usuldan foydalaniladi. Bu usulning mohiyati bilan quyida tanishtirib o'tamiz:

Berilgan brusga $F_1, F_2, \dots, F_6$ kuchlar ta'sir qilayotgan bo'lsin. Uning biror qismidagi ichki kuchlarni aniqlash uchun uni, shu kesimdan hayolan ikki bo'lakka ajratamiz va bir bo'lagini tashlab yuboramiz. Tashlab yuborilgan qismining qoldirilgan qismga ta'sirini tegishli kuchlar va momentlar bilan almashtiramiz. (1.1 shakl). Bu kuchlar va momentlar **ichki kuchlar faktorlari** deb ataladi, endi ularni statika qonunlaridan foydalanib topish mumkin bo'ladi:

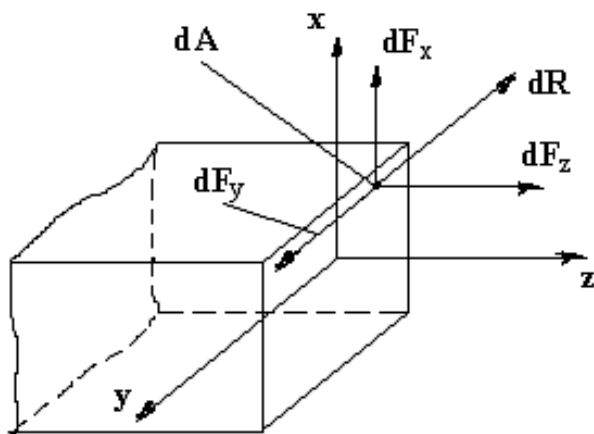
Tashlab yuborilgan qismning qoldirilgan qismga ta'sir kuchlari bosh vektorga, momentlar esa bosh momentga keltiriladi.

$$\vec{R} = \vec{N}_z + \vec{Q}_x + \vec{Q}_y$$

$$\vec{M} = \vec{M}_z + \vec{M}_x + \vec{M}_y$$

N_z - bo'ylama kuch, Q_x va Q_y lar ko'ndalang kuchlar:

M_z - burovchi moment M_x va M_y lar eguvchi momentlar.



1.2-shakl.

E'tibor berilsa N_z cho'zilish yoki siqilishga sabab bo'ladi, Q_x va O_u siljishni keltirib chiqaradi. M_z buralishdagi deformatsiyaga sabab bo'lsa M_x va M_u ta'sirida egilish yuzaga keladi.

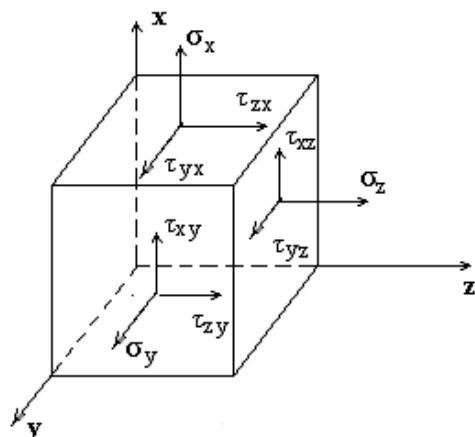
Tekshirilayotgan kesimda bir necha ichki kuchlar faktorlari paydo bo'lsa, murakkab deformatsiya vujudga keladi. Ta'sir qilayotgan tashqi kuchlarga qarab ichki kuchlar faktorlarida hammasi, bir nechta yoki xususiy holda faqatgina bittasi hosil bo'lishi mumkin.

Kesilgan yuzada elementar dA yuzacha ajratamiz. Bu yuzachadagi barcha nuqtalarga bir xil kuchlar ta'sir qiladi deb qaraymiz (1.2-shakl). U holda bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi dR yuzacha markazidan o'tadi. dF_x , dF_y , va dF_z lar shu kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari.

Kuchning yuzada qanday taqsimlanganligi to'g'risida fikr yuritish uchun kuchlanish tushunchasi kiritiladi. Elementar yuzachaning markazidagi umumiy, normal va urinma kuchlanishlar quyidagicha topiladi:

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad \text{umumiy kuchlanish} \quad \sigma = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N}{\Delta A} \quad \text{normal kuchlanish}$$

$$\tau = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta A} \quad \text{urinma kuchlanishlar.}$$



1.3-shakl.

Kuchlanish birligi sifatida Paskal qabul qilingan $1Pa = \frac{1N}{1m^2}$ Paskal juda kichik kuchlanish bo'lgani uchun Megapaskal ishlatiladi: $1Mpa = 10^6 Pa$

Agar material hajmida elementar kubcha ajratilsa, uning har bir yuzasiga bittadan normal va 2tadan urinma kuchlanish ta'sir qiladi (1.3-shakl).

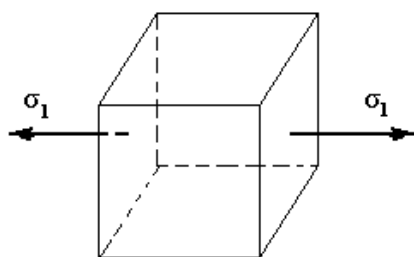
Elementar kub holatining o'zgarishi normal va urinma kuchlanishlar konsentratsiyasining o'zgarishiga olib keladi.

Bunda kubning shunday holati mavjudki, bu holatda urinma kuchlanishlar 0 ga teng bo'ladi.

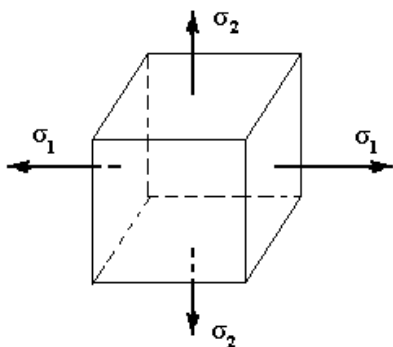
Elementning urinma kuchlanishlar ta'sir qilmayotgan qirralari bosh maydonchalar deyiladi. Bu maydonchalarga ta'sir qilayotgan normal kuchlanishlar esa bosh kuchlanishlar deyiladi. SHu maydonchalarga o'tkazilgan normallar bosh yo'nalishlar deyiladi.

Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ harflari bilan belgilanadi. σ_1 eng katta va σ_3 eng kichik bosh kuchlanish deyiladi.

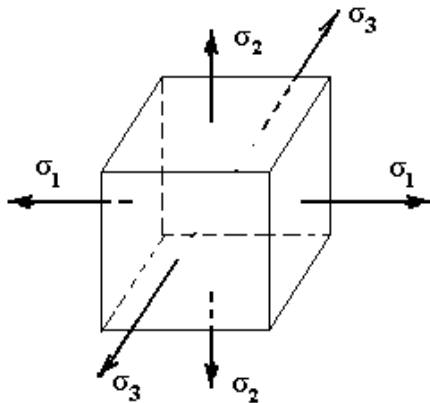
Bosh kuchlanishlarning kattaligiga qarab elementar kubning quyidagi kuchlanganlik holatlari mavjud:



Faqatgina bitta bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunday kuchlanganlik holati chiziqli kuchlanish holati deyiladi.



Ikkita bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunda σ_1 dan tashqari σ_2 ham ta'sir qiladi va bunday kuchlanish holati tekis kuchlanish holati deb ataladi:



Uchta bosh kuchlanish ta'sir qilayotgan hol. Bunda bosh kuchlanishlarni uchchalasi ham ta'sir qiladi. Elementar kubning bunday kuchlanishi hajmiy kuchlanganlik holati deb ataladi.

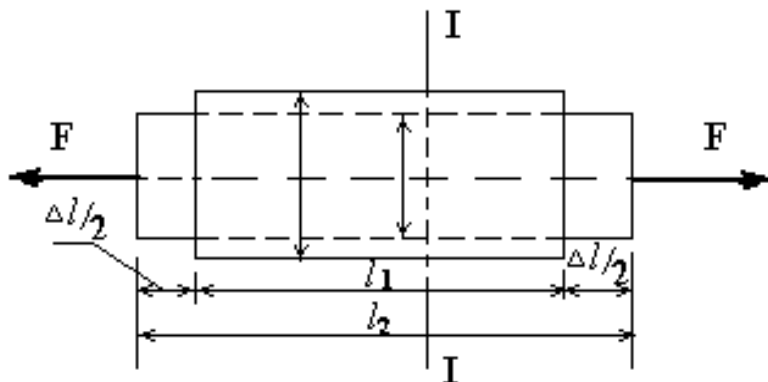
CHO'ZILISH VA SIQILISH. GUK QONUNI

Cho'zilish va siqilish brusga uning bo'ylama o'qi bo'ylab ta'sir qiluvchi kuchlar qo'yilganda vujudga keladi. Bundan keyingi mulohazalarda faqat cho'zilish haqida fikr yuritamiz, bu fikrlar tuligicha siqilishga ham taaluqli bo'ladi.

Cho'zilish- brus o'qidan o'tuvchi bir-biriga teskari yo'nalgan kuchlar ta'siridagi deformatsiya;

Siqilish- brus o'qidan o'tuvchi bir-biriga qarab yo'nalgan kuchlar ta'siridagi deformatsiya.

1.4- shaklda F cho'zuvchi kuch ta'sirida deformatsiyalangan brus keltirilgan.



1.4 - shakl

Absolyut bo'ylama va ko'ndalang deformatsiyalar quyidagicha topiladi:

$$(\Delta l = l_2 - l_1) \quad (\Delta d = d_2 - d_1).$$

Brusning uzunligiga qarab bir xil kuch ta'sir qilsa ham absolyut cho'zilish har-xil bo'lishi mumkin, shuning uchun nisbiy deformatsiya tushunchasi kiritiladi:

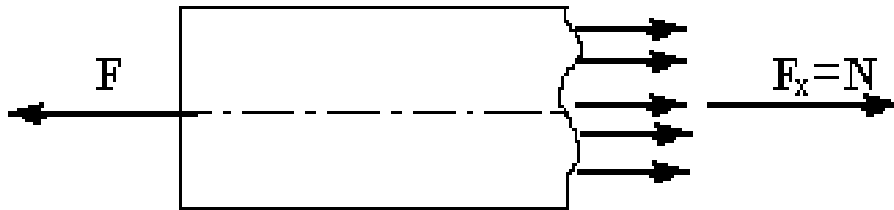
$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \text{nisbiy bo'ylama deformatsiya};$$

$$\varepsilon^1 = \frac{\Delta d}{d} \text{ nisbiy ko'ndalang deformatsiya.}$$

Tajribalarda shu narsa aniqlanganki ε^1 va ε larning nisbati izotrop materiallar uchun o'zgarmas kattalik va ko'pchilik materiallarda $\mu = 0,25 \div 0,35$ oralig'ida yotadi. Umuman $\mu = 0 \div 0,5$ oralig'ida yotadi. Bu Puasson koeffisienti deb ataladi:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon^1}{\varepsilon} \right|$$

Brusni I-I kesim bilan kesamiz va bir qismini tashlab yuboramiz (1.5 shakl).



1.5-shakl

Statika qoidalariga binoan quyidagilarni yoza olamiz:

$$\sum F(x) = 0; \quad F_x = F = N$$

Shu kesimdagi normal kuchlanish quyidagicha topiladi:

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

Guk qonuni. Kuchlanishning ma'lum bir proportsionallik chegarasida material elastikligini yo'qotmaydi, yani shu proportsionallik chegarasida kuchlanish nisbiy cho'zilishga to'g'ri proportsional bo'ladi:

$$\sigma = E\varepsilon \quad E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$$

Bu yerda E – birinchi tur elastiklik moduli deyiladi, birligi N / m² va u tajribadan aniqlanadi. Guk qonunidan foydalanib cho'zuvchi kuch N brus o'lchamlari va absolyut cho'zilish o'rtasidagi munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

$$\frac{\Delta \ell}{\ell} = \varepsilon; \quad \Delta \ell = \ell \cdot \varepsilon;$$

yoki

$$\Delta \ell = \frac{\sigma}{E} \ell; \quad \sigma = \frac{N}{A}$$

ekanligini e'tiborga olsak,

$$\Delta \ell = \frac{N \cdot \ell}{EA}$$

Demak brusning absolyut deformatsiya cho'zuvchi kuch va brus uzunligiga to'g'ri proportsional, elastiklik moduli va brus ko'ndalang kesimiga teskari proportsional bo'lar ekan.

EA- brusning cho'zilishdagi bikrligi deyiladi.

Buni shunday tushunish kerakki, material cho'zilishda deformatsiyaga qanchalik moyil bo'lsa, uning cho'zilishdagi bikrligi shuncha past bo'ladi.

CHO'ZILISHDA BRUSNING MUSTAHKAMLIK SHARTI

Biz yuqorida cho'zilish va siqilishga ishlaydigan brus sterjen deb atalishini eslatgan edik. Cho'zilishda sterjenning mustahkamlik sharti quyidagi mulohazalardan aniqlanadi. Sterjen mustahkam bo'lishi uchun uning harfli kesimida hosil bo'ladigan normal maksimal kuchlanish shu sterjen material uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma_{adm}]$ dan ortib ketmasligi kerak. Agar sterjen cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatsa, ruxsat etilgan kuchlanishlar tegishli $[\sigma_{ok}]$ va $[\sigma_M]$ bilan belgilanadi. Turli materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar jadvallarda beriladi. Ushbu mulohazalarni e'tiborga olib sterjenni mustahkamlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma_{adm}]; \quad \text{yoki} \quad \sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$$

Bu formula yordamida quyidagi uch xil masalani hal etish mumkin:

1. Mustahkamlikni tekshirish, bu quyidagi formula yordamida bajariladi:

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

2. Ko'ndalang kesim o'lchamlarini tanlash, bu quyidagi formuladan foydalanib bajariladi:

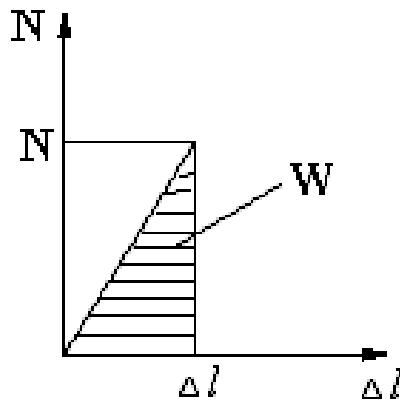
$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}$$

3. Sterjen ko'tara oladigan kuchni topish:

$$N_{\max} \leq [\sigma] \cdot A$$

CHO'ZILISHDA POTENTIAL ENERGIYA

Materialga qo'yilgan tashqi kuchlar uni deformatsiyalab qandaydir ish bajaradi. Bu ish qisman potentsial va qisman kinetik energiyaga aylanadi.



1.6-shakl.

Materialni statik yuklanishda deb qarab kinetik energiyani 0 ga teng deyish mumkin. Qo'yilgan cho'zuvchi kuch N o'sib biror $N_{\max}$ qiymatga erishganda ichki kuchlar bilan muvozanatlashadi deb qaraylik. U holda bu kuch bajargan elementar ish quyida giga teng bo'ladi:

$$dW = N \cdot d(\Delta \ell);$$

$\Delta \ell$ uzayishda ish 5.6-shakldagi shtrixlangan yuzaga teng. U holda ish va potentsial energiyaning tengligidan quyidagini yoza olamiz:

$$W = E_n = \frac{1}{2} N \Delta l = \frac{N^2 \cdot l}{2EA};$$

Ushbu formulani e'tiborga olib cho'zilishda deformatsiyaning solishtirma potentsial energiyasini topamiz; hajmni $V = l \cdot A$ deb olamiz:

$$a = \frac{E_n}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{1}{2} \sigma \cdot \varepsilon$$

MA'RUZA – 2.

MAVZU: SILJISH VA BURALISH. TEKIS KESIMLARNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Reja:

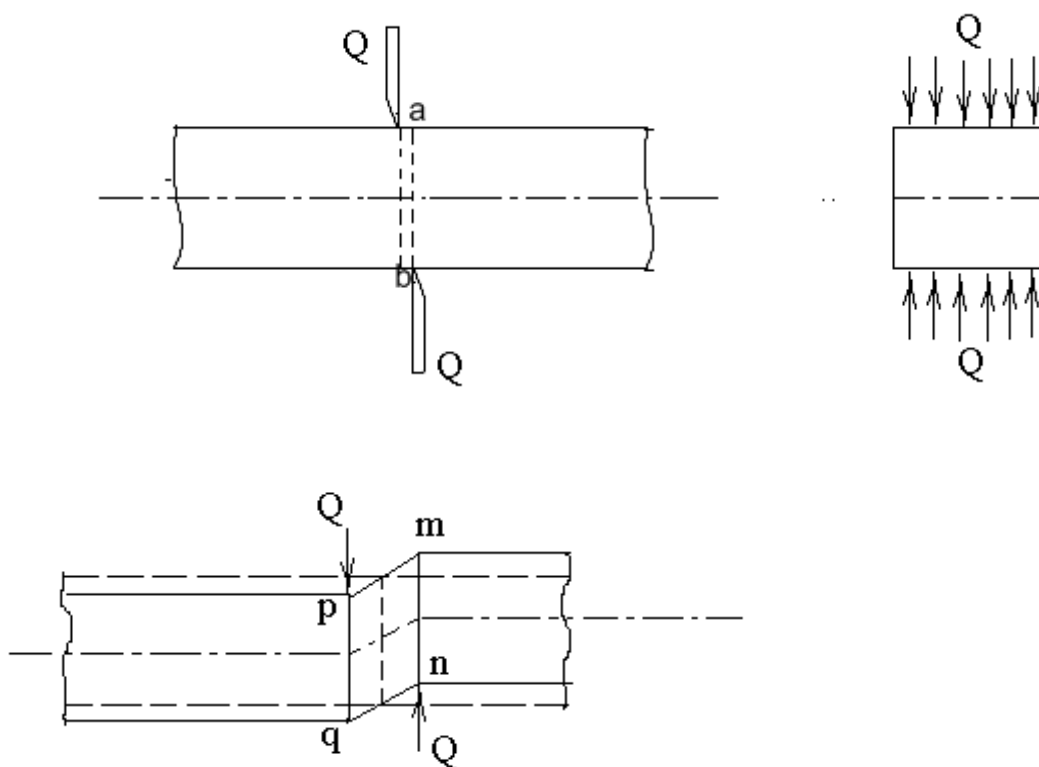
1. Sof siljish. Absolyut va nisbiy siljish.
2. Siljishda brusning mustahkamlik sharti. Mustahkamlik nazariyalari.
3. Buralish. Burovchi moment, urinma kuchlanish va buralish burchagini aniqlash.
4. Buralishda brusning mustahkamlik sharti.
5. Tekis kesimlarning geometrik xarakteristikalar.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 12..

Tayanch iboralar: Siljish, sof siljish, urinma kuchlanish, siljish burchagi, absolyut siljish, siljishda birklik, mustahkamlik nazariyalari, buralish, buralishda mustahkamlik, statik va inersiya momentlari.

SILJISH. SILJISHDA GUK QONUNI

Inshoot qismlari baʼzan shunday sharoitlarda ishlaydiki, bunda hosil boʻladigan kuchlanishlar detall qismlarini bir-biriga nisbatan siljitib ishdan chiqaradi.



2.1- shakl.

Aytaylik sterjenga bir-biriga qarama-qarshi yoʻnalgan Q va $-Q$ lar taʼsir qilayotgan boʻlsin (2.1 shakl).

Bu kuchlarning kattaaligi yetarlicha boʻlsa sterjenni ab kesim boʻylab ikki boʻlakka ajratishi mumkin. Bu hodisa kesilish deyiladi. Agar kuchlar ab kesim boʻylab emas mp va pq kesimlar boʻylab yoʻnaltirilsa kesuvchi kuch uncha katta boʻlmasa ham sterjenni ikki boʻlakka ajratadi. Bunda sterjen qismlari faqat urinma kuchlanishlar taʼsirida bir-biriga nisbatan siljiydi. Bu urinma kuchlanish quyidagicha topiladi:

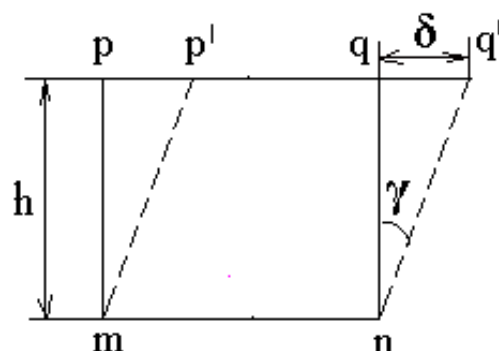
$$\tau = \frac{Q}{A}$$

Faqatgina urinma kuchlanishlar taʼsirida yuz beradigan siljish **sof siljish** deb ataladi. Siljish deformatsiyasi elastiklik chegarasigacha $mnpq$ elementning qiyshayishi bilan tasvirlanadi. Bunda γ burchak siljish burchagi deb ataladi. (2.2 shakl).

Elementni mn tomonini qoʻzgʻalmas deylik. Unda siljituvchi kuch taʼsirida pq tomon $qq' = \delta$ masofaga siljiydi. Buni **absolyut siljish** deyiladi. 2.2-shakl.

$\frac{PP^1}{mp}$ nisbatni **nisbiy siljish** deymiz. Shakldan

quyidagini yozish mumkin: $\frac{PP^1}{mp} = tg\gamma$. Kichik



deformatsiyalarni tekshirishda $\operatorname{tg} \gamma = \gamma$ deb olish mumkin, demak:

$$\frac{PP^1}{mP} = \frac{\delta}{h} = \gamma; \quad \gamma = \frac{\delta}{h};$$

2.2- shakl.

Oddiy cho`zilishdagi kabi sof siljishda ham kuchlanish va nisbiy deformatsiya o`rtasida munosabat mavjud va u **siljishda Guk qonuni** deb ataladi:

$$\tau = G \cdot \gamma; \quad \gamma = \frac{\tau}{G};$$

Bu yerda G- siljish moduli yoki ikkinchi tur elastiklik moduli deb ataladi.

Sof siljishda ham oddiy cho`zilishdagi kabi absolyut deformatsiya bilan sterjen o`lchami va kesuvchi kuch o`rtasidagi munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

$$\delta = h \cdot \gamma = \frac{\tau \cdot h}{G} = \frac{Q \cdot h}{G \cdot A}$$

GA - siljishda bikrlilik deyiladi.

Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari o`rtasida quyidagi munosabat mavjud:

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

SILJISHDA BRUSNING MUSTAHKAMLIK SHARTI

Siljishda brus mustahkam bo`lishi uchun unga ta`sir qilayotgan maksimal urinma kuchlanish shu brus uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan ortib ketmasligi kerak. Shu mulohazadan foydalanib brusning siljishdagi mustahkamlik shartini quyidagicha yo`zish mumkin:

$$\tau_{\max} = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$$

Bu yyerda $[\tau]$ - brus uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanish.

Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash cho`zilishdagiga qaraganda murakkabroqdir. Umuman cho`zilishda ruxsat etilgan kuchlanishni topish uchun materialning oquvchanlik chegarasi bilan mustahkamlik chegarasi asos qilib olinadi. Ammo siljish uchun materialning bu xususiyatlarini topish amaliy jihatdan qiyin masala, chunki sof siljish tekis kuchlanish holatiga ekvivalent bo`lib, murakkab kuchlanishdan iboratdir.

Murakkab kuchlanish sinovini mexanik laboratoriyalarda o`tkazib bo`lmaydi. Bunday hollarda qator olimlar tomonidan o`rtaga tashlangan mustahkamlik nazariyalaridan foydalaniladi. Quyida ana shu mustahkamlik nazariyalarining bir nechitasi bo`yicha mustahkamlik shartlarini keltirib o`tamiz:

1. Eng katta normal kuchlanish nazariyasi. Bu nazariya bo`yicha mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_1 \leq [\sigma]$$

2. Eng katta nisbiy cho`zilish nazariyasi:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq [\sigma]$$

3. Maksimal urinma kuchlanish nazariyasi:

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \text{ yoki } \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma]$$

4. Energetik nazariya:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma];$$

5. Mor nazariyasi:

$$\sigma_1 - m\sigma_3 \leq [\sigma]$$

Siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish mustahkamlikning ikkinchi, uchinchi va to'rtinchi nazariyalari asosida topiladi.

Ikkinchi nazariyaga muvofiq:

$$[\sigma] \geq \sigma_1 - \mu\sigma_3 = \tau + \tau\mu = \tau(1 + \mu);$$

Agar po'lat uchun $\mu = 0,3$ deb olsak, u holda siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] \cong 0,77[\sigma]$ ga teng bo'ladi.

Uchinchi nazariyaga ko'ra:

$$[\sigma] \geq \sigma_1 - \sigma_3 = \tau - (-\tau) = 2\tau \quad \text{yoki} \quad [\tau] = 0,5[\sigma]$$

Nihoyat to'rtinchi nazariyaga ko'ra:

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]} \leq [\sigma] \quad \text{yoki}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2}[(\tau - 0)^2 + (\tau + \tau)^2 + (0 + \tau)^2]} \leq [\sigma]$$

bundan $\sqrt{3}\tau \leq [\sigma]; \quad \sqrt{3} \cdot \tau \leq [\sigma] \quad \text{bundan} \quad [\tau] = 0,57[\sigma]$

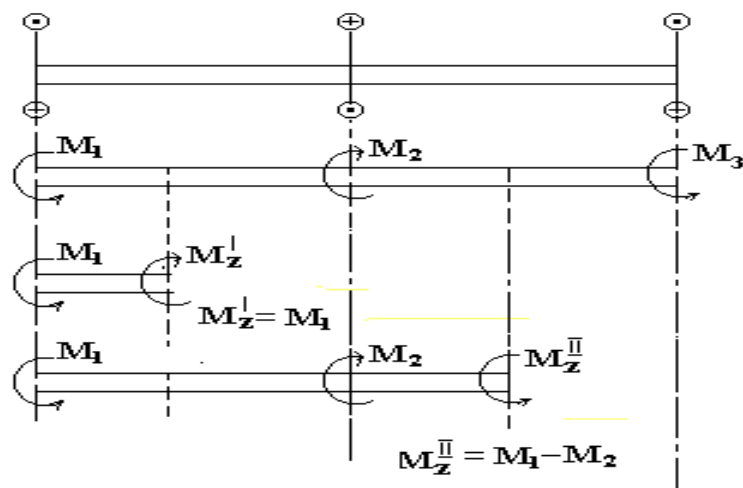
Ilgarilari (1910-1912 yillarda) hisoblashlar mustahkamlikning ikkinchi nazariyasiga asoslanib tuzilar edi, shu tufayli ruxsat etilgan urinma kuchlanish $[\tau] = 0,8[\sigma]$ deb olinar edi. Hozirgi davrda plastik materiallar uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanish to'rtinchi nazariyaga, yani energetik nazariyaga asosan $[\tau] = 0,6[\sigma]$ deb qabul qilinadi.

BURALISH. BURALISHDA KUHLANISH VA DEFOMATSIYA

Buralish deformatsiyaning shunday turiki, brus ko'ndalang kesimlarida ichki kuchlar faktorlaridan faqatgina burovchi moment yuzaga keladi.

Buralish

deformatsiyasi brusga uning ko'ndalang kesimi tekisligi bo'yicha qo'yilgan va brus bo'ylama o'qiga perpendikulyar bo'lgan juft kuch ta'sirida yuzaga keladi. Bu juftning momenti burovchi moment deb ataladi. Brusning ixtiyoriy kesimidagi burovchi moment, qoldirilgan qismga ta'sir qilayotgan barcha tashqi burovchi momentlarning algebraik yig'indisiga teng (2.3 shakl).



2.3-shakl

Buralishda brus ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Shuning uchun brusning ixtiyoriy kesimidagi burovchi momentni ichki urinma kuchlarni brus bo'ylama o'qiga nisbatan momentlarining yig'indisiga teng deyish mumkin.

Burovchi moment ishorasi fizik ma'noga ega emas, lekin aniqlik uchun quyidagi ishoralar qoidasiga amal qilamiz.

Agar ichki burovchi moment brusni soat mili yo'nalishi bo'yicha aylantirishga harakat qilsa musbat (yani tashqi burovchi moment soat mili yo'nalishiga teskari aylantirishga harakat qilsa) va aksincha (2.4 shakl).

Endi buralishda kuchlanish va deformatsiyani aniqlashni ko'rib chiqamiz. Brusda 1-1 va II-II kesimlar bilan chegaralangan juda kichik dz element ajratib olamiz (2.5 shakl). Ajratilgan elementning bir tomoni qistirib mahkamlangan deb hisoblaymiz.

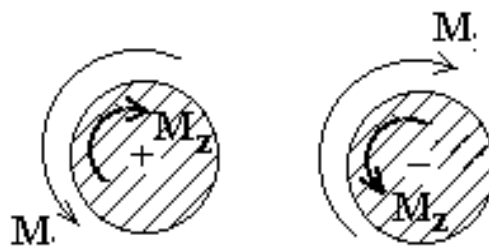
ABB¹ uchburchakdan quyidagilarni yozish mumkin:

$$\frac{BB^1}{dz} = \operatorname{tg} \gamma_{\max} \quad BB^1 = r \cdot d\varphi ;$$

$$\operatorname{tg} \gamma_{\max} \approx \gamma ;$$

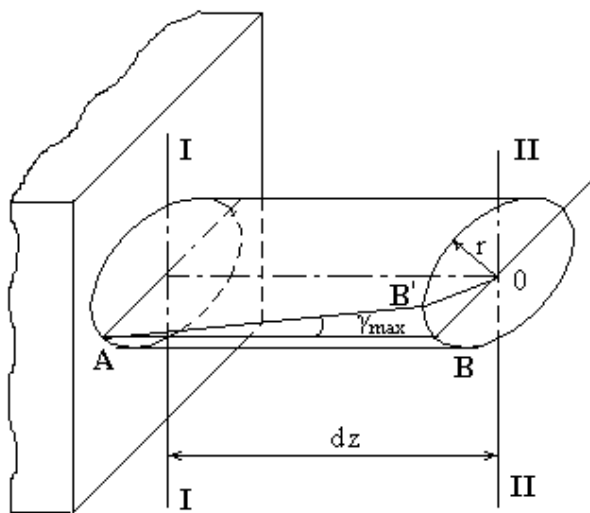
U holda:

$$\gamma_{\max} = r \cdot \frac{d\varphi}{dz}$$



2.4-shakl

Brusda ixtiyoriy ρ radiusli silindr ajratib yuqoridagi mulohazalardan quyidagini yozishimiz mumkin bo'ladi:



2.5-shakl.

$$\gamma = \rho \frac{d\varphi}{dz}$$

Siljishda Guk qonunini ($\tau = G\gamma$) e'tiborga olib, urinma kuchlanish uchun quyidagi munosabatni hosil qilamiz:

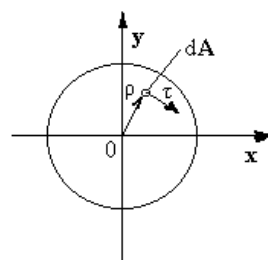
$$\tau = G\rho \frac{d\varphi}{dz}; \quad (1)$$

Brusning ko'ndalang kesimida elementar dA yuzacha ajratsak unga ta'sir qilayotgan elementar urinma kuch $\tau \cdot dA$ ga teng bo'ladi. (2.6- shakl)
Bu elementar kuchning 0 nuqtaga nisbatan momenti quyidagiga teng:

$$dM_z = (\tau \cdot dA) \cdot \rho$$

Butun yuzadagi burovchi momentni topamiz:

$$M_z = \int \tau \cdot \rho \cdot dA \quad (2)$$



2.6-shakl.

(1) va (2) ni e'tiborga olib quyidagini yozishimiz mumkin:

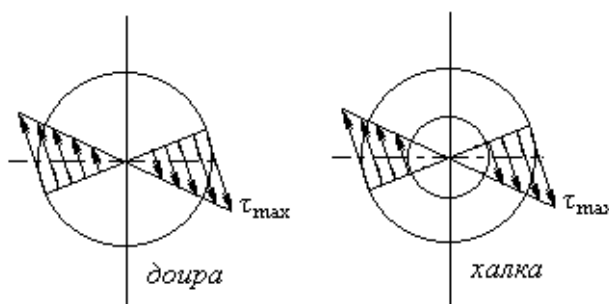
$$M_z = \int_A G \frac{d\varphi}{dz} \rho^2 \cdot dA = G \frac{d\varphi}{dz} \int_A \rho^2 \cdot dA = G \cdot \frac{d\varphi}{dz} \cdot J\rho, \left(\int_A \rho^2 \cdot dA = J\rho \right)$$

$$M_z = GJ\rho \frac{d\varphi}{dz}; \quad \frac{d\varphi}{dz} = \frac{M_z}{GJ\rho} \quad (3)$$

(3) ni (1) ga qo'yamiz va brusning ixtiyoriy ρ radiusli kesmidagi urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau = G\rho \frac{M_z}{GJ\rho} = \frac{M_z \cdot \rho}{J\rho} \quad (4)$$

Urinma kuchlanish brusning markazida 0 ga teng bo'lib, eng chekka qismida yani qobig'ida maksimal qiymatga ega bo'ladi (2.7 shakl). Maksimal urinma kuchlanishni topish uchun (4) dagi ρ o'rniga γ qo'yish kifoya:



2.7-shakl.

$$\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot \gamma}{J\rho}$$

Quyidagicha belgilash kiritamiz:

$$W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{\rho} \quad \text{u holda:} \quad \tau_{\max} = \frac{M_z}{W_{\rho}}$$

W_{ρ} -kesim polyar inertsia momentining kesim radiusiga nisbati bo`lib, kesimning polyar qarshilik momenti deyiladi, birligi sm^4 , m^4 . Brusning buralish burchagini topamiz. (3) munosabatdan quyidagilarni yozamiz:

$$d\varphi = \frac{M_z \cdot dz}{GJ\rho}; \quad \varphi = \int_l \frac{M_z \cdot dz}{GJ\rho}.$$

Xususiyl holda, brusning diametri o`zgarmas bo`lsa va burovchi moment bir xil bo`lsa, buralish burchagi quyidagicha topiladi:

$$\varphi = \frac{M_z \cdot l}{GJ\rho}$$

$GJ\rho$ -brusning buralishdagi bikrligi deb ataladi.

BURALISHDA BRUSNING MUSTAHKAMLIK SHARTI

Brus buralishda ruxsat etilgan urinma kuchlanish va ruxsat etilgan buralish burchagi bo`yicha mustahkamlikka tekshiriladi.

Ruxsat etilgan urinma kuchlanish bo`yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{\max} \leq [\tau] \quad \text{yoki} \quad \tau_{\max} = \frac{M_z}{W_{\rho}} \leq [\tau]$$

$[\tau]$ turli materiallar uchun turlicha tanlanadi, masalan po`lat uchun  $0,6 [\sigma]$ , cho`yan uchun $[\tau] = 1 \dots 1,2 [\sigma]$ oraliq`ida tanlanadi.

Buralish burchagi bo`yicha mustahkamlikka brus quyidagicha tekshiriladi:

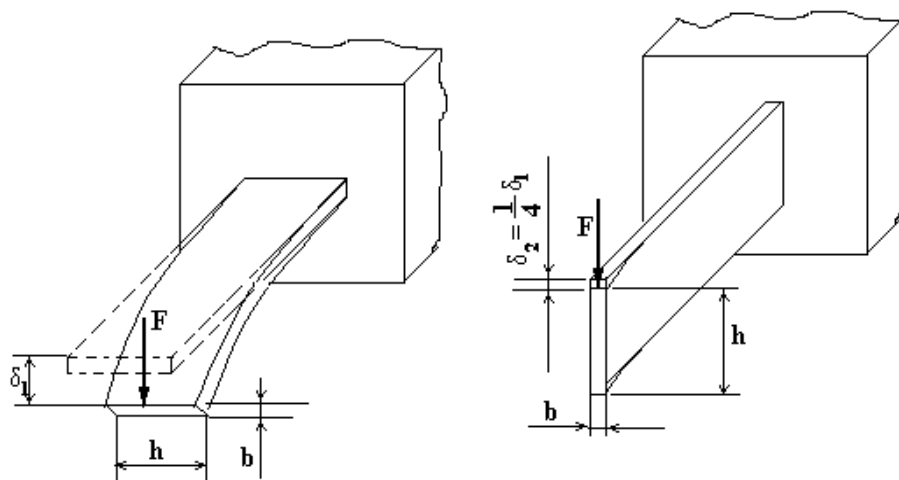
$$\varphi_0 \leq [\varphi_0]; \quad \varphi_0 = \frac{M_z \cdot l}{GJ\rho} \leq [\varphi_0]$$

Ruxsat etilgan buralish burchagi $[\varphi_0]$ vallarning (brusning) materialiga va ishlatilish sohasiga qarab turlicha bo`lishi mumkin. Mashinasozlikda keng ishlatiladigan vallar uchun  $[\varphi_0]$  ning ko`p tarqalgan qiymati $[\varphi_0] = 4,38 \dots -17,5 \cdot 10^3 \text{ rad} / \text{m}, 0,25 + 1,0 \text{ grad} / \text{m}$ oraliq`ida bo`ladi.

TEKIS KESIMNING GEOMETRIK TAVSIFLARI

Avval o`tilgan mavzularda materialning ko`ndalang kesim yuzasi shu materialning mustahkamligi va bikrligini xarakterlovchi kattalik ekanini ko`rib chiqdik. Bunda kuchlanish ko`ndalang yuzasi bo`yicha tekis taqsimlangan deb qaralgan edi. Buralish deformatsiyasini tekshirishda esa brusning mustahkamligi va bikrligi yangi, murakkabroq geometrik tavsif – polyar inertsia momentiga (doirasimon brus uchun) bog`liq ekanligini ko`rdik.

Egillishda geometrik tavsif sifatida ko`ndalang kesim yuzasi olinishi mumkin emasligini ko`rish qiyin emas. Ko`ndalang kesim yuzalari bir xil bo`lgan, lekin turlicha o`rnatilganda brus deformatsiyaga turlicha qarshilik ko`rsatadi (2.8 shakl). $\frac{h}{b} = 2$ ga teng bo`lsa yotiq o`rnatilgan brus tik o`rnatilgan brusga qaraganda 4 marta ko`proq deformatsiyalanadi. Bunda brusga ikkala holda ham bir xil F kuch qo`yilgan.



2.8- shakl.

Demak, buralish va egilish deformatsiyalarini tekshirishda ko'ndalang kesim yuzasidan ko'ra murakkabroq geometrik tavsiflardan foydalanish zarur bo'lar ekan. Tekis kesim yuzalarining bunday tavsiflari quyidagilardan iborat:

1. Tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan statik momentlari.
2. Tekis kesim yuzalarining inertsia momentlari.

TEKIS KESIM YUZALARINING STATIK MOMENTLARI

Tekis kesimning statik momenti deb, kesimda olingan elementar dA yuzachani o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integraliga aytiladi (2.9 shakl).

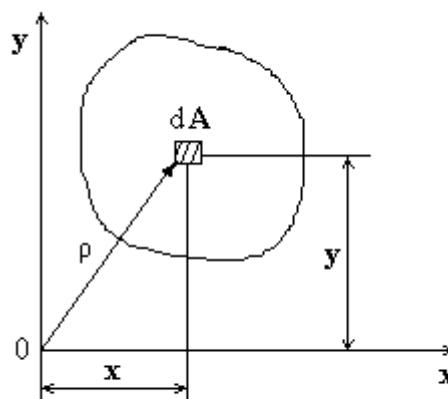
Tekis kesimning X o'qiga nisbatan statik momenti:

$$S_x = \int_A Y \cdot dA,$$

Tekis kesimning Y o'qiga nisbatan statik momenti:

$$S_y = \int_A x \cdot dA.$$

Formulalardan ko'rinib turibdiki statik moment birligi sm^3 , m^3 .



2.9- shakl.

TEKIS KESIM YUZALARINING INERTSIYA MOMENTLARI

Tekis kesim yuzasining biror o'qqa nisbatan inertsia momenti deb, kesimda olingan elementar dA yuzachani o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integraliga aytiladi:

$$J_x = \int_A Y^2 \cdot dA;$$

$$J_y = \int_A x^2 \cdot dA$$

Tekis kesim yuzasining inertsia momenti birligi sm^4, m^4

Tekis kesim yuzasida ajratilgan elementar yuzachani koordinata boshigacha bo'lgan masofa ρ ga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integrali tekis kesimning **polyar** inertsia momenti deb ataladi:

$$J\rho = \int_A \rho^2 \cdot dA$$

Polyar inertsia momentining birligi sm^4, m^4 .

Endi tekis kesim yuzasining polyar (qutb) va o'qqa nisbatan inertsia momentlari orasidagi bog'lanishni keltirib chiqaramiz (6,9- shakl).

$$\rho^2 = x^2 + y^2;$$

;

$$J\rho = \int_A \rho^2 \cdot dA = \int_A (x^2 + y^2) dA = \int_A x^2 \cdot dA + \int_A y^2 \cdot dA = J_y + J_x$$

$$\text{yoki: } J_p = J_x + J_y$$

Demak, tekis kesim yuzasining bir-biriga perpendikulyar o'qlarga nisbatan inertsia momentlarining yig'indisi, shu o'qlar kesishgan nuqtaga nisbatan qytb inertsia momentiga teng bo'lar ekan.

Tekis kesim yuzasida olingan elementar yuzachani o'qlargacha bo'lgan masofalarga ko'paytmasining butun yuza bo'yicha olingan integarli tekis kesim yuzasining markazdan qochma inertsia momenti deb ataladi:

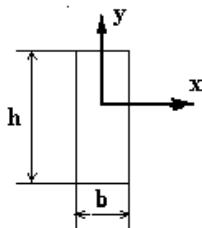
$$J_{xy} = \int_A x \cdot y \cdot dA \quad \text{birligi } \text{sm}^4, \text{m}^4.$$

O'qlarning vaziyatiga qarab statik va markazdan qochma inertsia momentlari musbat yoki manfiy, inertsia momentlari va polyar inertsia momenti faqat musbat qiymatlarni qabul qiladi.

ODDIY KESIMLARNING INERTSIYA MOMENTLARI

Quyida oddiy kesimlarning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan inertsia momentlarini isbotlarsiz keltirib o'tamiz.

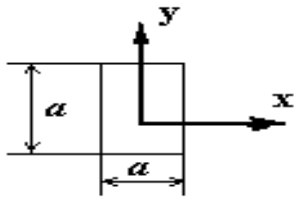
1. To'g'ri to'rtburchak:



$$J_x = \frac{bh^3}{12};$$

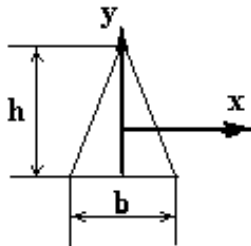
$$J_y = \frac{b^3h}{12};$$

2. Kvadrat:



$$J_x = J_y = \frac{a^4}{12}$$

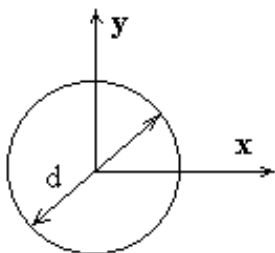
3. Uchburchak



$$J_x = \frac{bh^3}{36};$$

$$J_y = \frac{bh^3}{48}$$

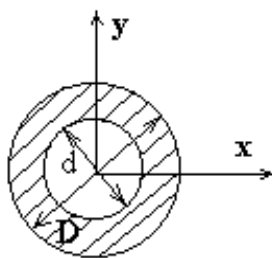
4. Doira:



$$J\rho = \frac{\pi d^4}{32} \cong 0.1d^4$$

$$J_x = J_y = \frac{J\rho}{2} \cong 0.05 \cdot d^4$$

5. Halqa:



$$J\rho = \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4) \quad c = \frac{d}{D}$$

$$J_x = J_y = \frac{\pi D^4}{64} (1 - c^4)$$

MAVZU: EGILISH. EGILISHDA ICHKI KUCHLAR FAKTORLARI.

Reja:

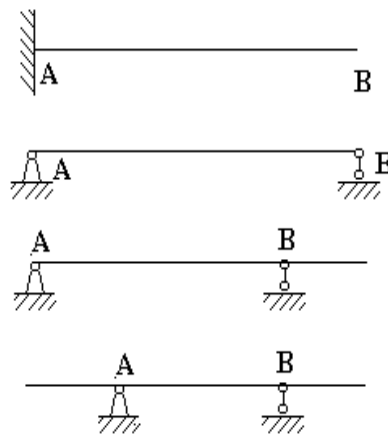
1. Egilish. Balkalarning asosiy turlari.
2. Egilishda ko`ndalang kuch va eguvchi momentlarni hisoblash.
3. Eguvchi moment, ko`ndalang kuch va taqsimlangan kuch intensivligi o`rtasidagi differensial bog`lanishlar.
4. Balka egilgan o`qi differensial tenglamasi va uni integrallash.

Adabiyotlar: 4, 5,6,8,1,13,14.

Tayanch iboralar: Egilish, balka, eguvchi moment, kesuvchi kuch, neytral qatlam, differensial munosabatlar, kesuvchi kuch va egilish moment epyuralari, universal tenglama, Mor integrali.

Egilish- deformatsiyaning shunday turiki, bunda brusning ko`ndalang kesimlarida eguvchi moment va kesuvchi kuchlar hosil bo`ladi. Agar faqatgina eguvchi moment hosil bo`lib, kesuvchi kuchlar nolga teng bo`lsa, bunday egilish **sof egilish** deyiladi, aks holda **ko`ndalang egilish** deyiladi.

Egilishga ishlaydigan bruslar- balkalar (**to`sin**) deb ataladi. Balkalar statik aniq yoki statik noaniq bo`lishi mumkin. Biz faqat statik aniq balkalardagi egilishlar to`g`risida fikr yuritamiz. Quyida statik aniq balkalarning asosiy turlari keltirilgan.



Egilishda balkaning ba`zi bir tolalari cho`zilib, ba`zi bir tolalari siqiladi. Lekin cho`zilgan va siqilingan tolalar o`rtasida shunday qatlam borki, bu qatlamdagi tolalar cho`zilmaydi ham siqilmaydi ham. Bu qatlam **neytral qatlam** deb ataladi.

EGILISHDA KO`NDALANG KUCHLAR VA EGUVCHI MOMENTLAR

Egilishda balka kesimlarida hosil bo`layotgan kesuvchi kuch Q_y va eguvchi moment M_x lar quyidagi munosabatlardan topiladi:

$$Q_y = \int_A \tau_{zy} \cdot dA; \quad M_x = \int_A \sigma_z \cdot Y \cdot dA.$$

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch ichki urinma kuchlarning teng ta'sir etuvchisiga teng ekan. Eguvchi moment esa ichki normal kuchlarning neytral o'qqa nisbatan momentlarining yig'indisiga teng ekan.

Yuqoridagi formulalardan Q_y va M_x ni aniqlab bo'lmaydi albatta, shuning uchun ularni aniqlashda soddaroq usul qo'llash zarur bo'ladi. Ularni tashqi kuchlar orqali aniqlash imkonini beradigan kesish usulidan foydalanamiz.

Deformatsiyaning barcha turlarida ichki kuchlar faktorlarining o'zgarishini yaqqolroq tasavvur qilish uchun va brus yoki balkaning havfli kesimini aniqlash oson bo'lishi uchun, bu ichki kuchlar faktorlarining grafigi - epyuralari quriladi. Cho'zilish va siqilish, buralish kabi deformatsiyalarda bu epyuralarni qurishni ko'rib o'tmadik, egilishda ushbu masalaga batafsilroq to'xtalamiz.

Biz kuchlar balkaga bir tekislik bo'ylab ta'sir qilingan hol, yani to'g'ri ko'ndalang egilishni ko'rib chiqamiz. Shuning uchun balkani aksonometrik proeksiyalarsiz, oddiy sxematik tarzda tasvirlaymiz (3.1 shakl).

A va B nuqtalardagi R_A va R_B kuchlarini aniqlangan deb hisoblaymiz.

Kesish usulidan foydalanib balkani chap tomonidan Z masofada kesamiz va o'ng tomonini tashlab yuboramiz. Kesimda ichki kuchlar faktorlaridan Q_y va M_x hosil bo'ladi. Tashqi va ichki kuchlar tekis kuchlar sistemasini tashkil etadi, bu sistema uchun ikkita statika muvozanat tenglamasi tuzish mumkin:

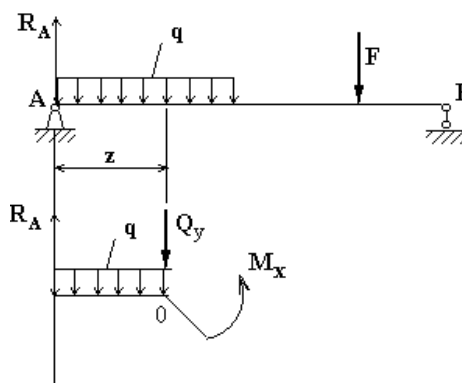
$$\sum Y_i = 0; \quad R_A - qz - Q_y = 0;$$

$$Q_y = R_A - qz.$$

$$\sum M_0 = (F_i);$$

$$-R_A \cdot z + qz \frac{z}{2} + M_x = 0;$$

$$M_x = R_A \cdot z - q \frac{z^2}{2}$$



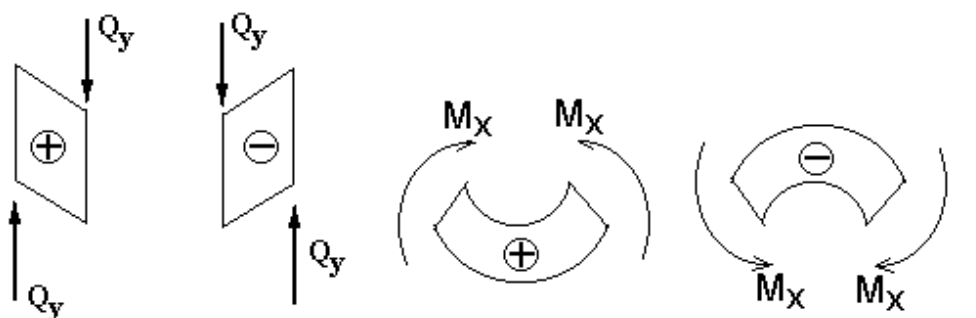
3.1- shakl

Hosil qilingan natijalarni barcha to'g'ri ko'ndalang egilish hollariga tadbiq qilib ko'ndalang kuch va eguvchi momentni aniqlashda quyidagi umumiy qoidalarni keltirib chiqarish mumkin:

1. Balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch qoldirilgan qismda kesimgacha bo'lgan barcha tashqi kuchlarning algebraik yig'indisiga teng;
2. Balkaning ixtiyoriy kesimidagi eguvchi moment qoldirilgan qismdagi barcha tashqi kuchlarning kesish nuqtasiga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng.

Q_y va M_x ishoralari fizik ma'noga ega emas, lekin epyura qurishda aniqlik bo'lishi uchun quyidagi ishoralar qoidasini qabul qilamiz:

Ko'ndalang kuch balkani kesimga nisbatan soat mili yo'nalishi bo'yicha aylantirishga



harakat qilsa musbat va aksincha (3.2 shakl).

3.2- shakl.

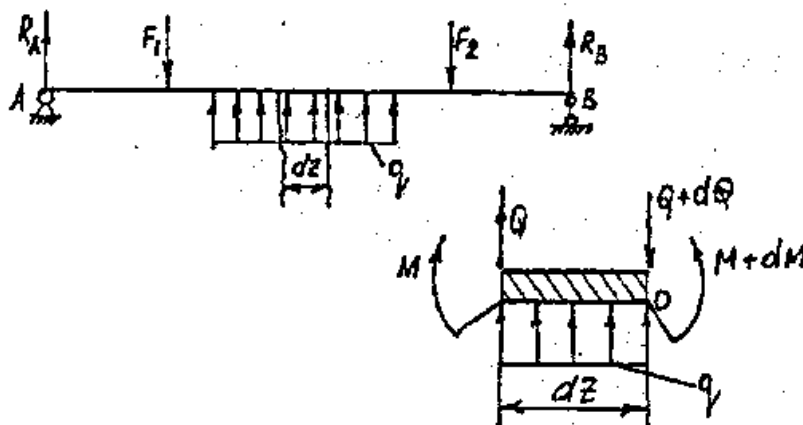
Eguvchi moment balkani qavariqligini pastga qaratib egishga harakat qilsa musbat va aksincha, yoki eguvchi moment balkani pastki tolalarini cho'zib egga musbat va aksincha.

Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurishda musbat qiymatlar absissa o'qining yuqorisiga, manfiy qiymatlar esa pastga quriladi. Shuning uchun yuqoridagi ishoralar qoidasini, eguvchi moment uchun keltirilgan ikkinchi qoidaga asoslanib siqilgan tola ishoralar qoidasi deb ham ataladi, yani musbat qiymatlar siqilingan tolalar yuqorida bo'lgan holni e'tiborga olib absissa o'qidan yuqoriga quriladi.

EGUVCHI MOMENT, KO'NDALANG KUCH VA TAQSIMLANGAN KUCH INTENSIVLIGI O'RTASIDAGI DIFFERENSIAL BOG'LANISHLAR

Ko'ndalang kuch, eguvchi moment va taqsimlangan kuch o'rtasidagi differensial bog'lanishlarni keltirib chiqarilsa ko'ndalang kuch Q_y va eguvchi moment M_x larning epyuralarini qurish ancha soddalashadi.

F_1 , F_2 va q kuchlari bilan yuklangan balka berilgan bo'lsin. Balkada elementar dz qism ajratib olamiz (3.3 shakl).



3.3- shakl.

Ajratib olingan, kattalashtirib cho'zilgan element uchun statika muvozanat tenglamalarini tuzamiz va izlanayotgan differensial munosabatlarni aniqlaymiz.

$$\sum Y_i = Q - (Q + dQ) + q \cdot dz = 0 \quad \text{bundan:} \quad \frac{dQ}{dz} = q \quad (1)$$

Demak ko'ndalang kuchdan olingan birinchi tartibli hosila taqsimlangan kuchga teng ekan.

$$\sum M_0(F_i) = -M - Q \cdot dz - q \cdot dz \frac{dz}{2} + (M + dM) = 0; \quad q \frac{dz^2}{2} \cong 0;$$

$$\text{Bundan:} \quad \frac{dM}{dz} = Q \quad (2)$$

Demak eguvchi momentdan olingan birinchi tartibli hosila ko'ndalang kuchga teng bo'lar ekan. (1) va (2) munosabatlardan quyidagi uchinchi differensial munosabatni keltirib chiqarish mumkin:

$$\frac{d^2 M}{dz^2} = q \quad (3)$$

Demak, eguvchi momentdan olingan ikkinchi tartibli hosila taqsimlangan kuchga teng bo'ladi. Yuqoridagi differentsial munosabatlarni e'tiborga olib, ko'ndalang kuch eguvchi moment epyuralarini qurishda quyidagi umumiy qoidalarga amal qilinsa epyuralarni qurish soddalashadi.

Agar balkaning biror uchastkasida taqsimlangan kuch qo'yilgan bo'lmasa, ya'ni $q=0$ bo'lsa, ko'ndalang kuch shu uchastkada o'zgarmas bo'ladi va epyurasi gorizontol to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi. Xaqiqatdan ham birinchi differensial munosabatdan $q=0$ bo'lishi uchun $Q=\text{const}$ bo'lishi zarur. Eguvchi moment epyurasi esa biror burchak ostida yo'nalgan to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi.

1. *Agar balkaning biror uchastkasida tekis taqsimlangan kuch qo'yilgan bo'lsa, ko'ndalang kuch epyurasi biror burchak ostida yo'nalgan to'g'ri chiziqdan, eguvchi moment epyurasi esa paraboladan iborat bo'ladi.*

2. *Agar balkaning biror uchastkasida:*

A) $Q > 0$ bo'lsa, eguvchi moment o'sadi (chapdan o'ngga);

B) $Q < 0$ bo'lsa, eguvchi moment kamayadi;

V) $Q=0$ bo'lsa, eguvchi moment o'zgarmaydi.

3. *Jamlangan kuch qo'yilgan nuqta ostida Q_y epyurasida shu kuch moduliga teng sakrash yuz beradi, M_x epyurasida esa sinish yuz beradi.*

4. *Juft kuch M qo'yilgan nuqta ostida Q_y epyurasi o'zgarmaydi, M_x epyurasida esa shu momentga teng sakrash yuz beradi.*

MA'P'Y3A-4

EGILISHDA DEFORMATSIYA. BALKA EGILGAN O'QI DIFFERENSIAL TENGLAMASI VA UNI INTEGRALLASH.

1. Balka egilgan o'qi differentsial tenglamasi va uni integrallash;

2. Universal tenglamalar;

3. Egilishda deformatsiya energiyasi;

4. Mor integrali.

Adabiyotlar: 4, 5, 6, 8, 1, 13, 14.

Tayanch iboralar: Egilish, balka, eguvchi moment, egilgan o'q differensial tenglamasi, balka burilish burchagi, balka salqiligi, universal tenglama, Mor integrali.

Balkaga tashqi kuchlar qo'yilganda u deformatsiyalanib bo'ylama o'qi ko'chadi va buriladi. Mana shu ko'chish va burilish burchaklarini topish balkani mustahkamlikka tekshirishda muhim ahamiyatga ega. Balka egilgan o'qining takribiy differensial tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega:

$$y^{11} = \pm \frac{M}{EJ_x} \quad (1)$$

Eguvchi moment ishorasi koordinata o'qlarining yo'nalishiga bog'liq emas, lekin ikkinchi tartibli hosila Y^{11} ning ishorasi bog'liq. Y o'qining yo'nalishi balka siqilgan tolalari tomonga bo'lsa musbat va aksincha. Shuning uchun Y o'qini doimo yuqoriga yo'naltirib (1) munosabatdan $+$ ishorasini tashlab yuborish mumkin.

(1) munosabatdan, egilgan o'q differensial tenglamasini bir marta integrallasak burilish burchagini, yana bir marta integrallasak egilgan o'q tenglamasini hosil qilamiz, bunda balka kesimini o'zgarmas deb olamiz:

$$EJ_x \cdot Y' = \int M_x \cdot dz + C$$

$$EJ_x \cdot Y = \int dz \int M_x dz + Cz + D$$

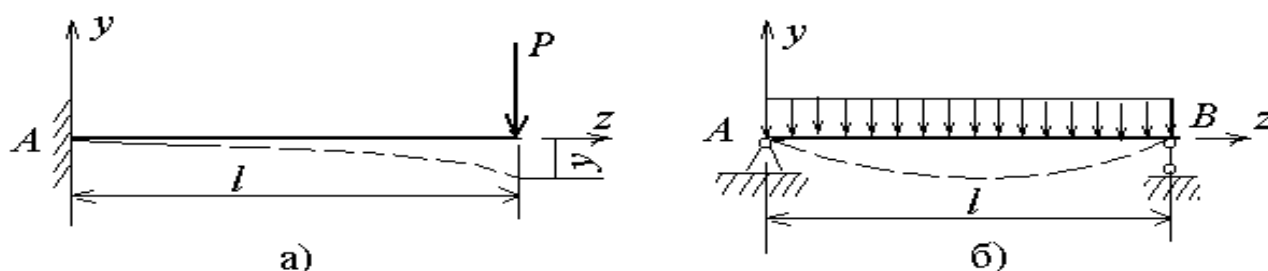
Bu munosabatlardan balka burilish burchagi va egilgan o'qi uchun quyidagi tenglamalarni yozamiz:

$$Y' = \theta = \frac{1}{EJ_x} \left(\int M_x dz + C \right) \quad (2)$$

$$Y = \frac{1}{EJ_x} \left(\int dz \int M_x dz + Cz + D \right) \quad (3)$$

(2) va (3) munosabatlardagi integrallash doimiylari S va D chegara shartlaridan topiladi. Masalan oddiy konsol balka uchun (4.1 shakl a) bu chegara shartlari quyidagicha:

$$z = 0; \rightarrow Y_A = 0; \theta_A = 0$$



4.1- shakl.

Ikki tayanchli balka uchun quyidagi chegara shartlarini yoza olamiz (4.1 shakl b):

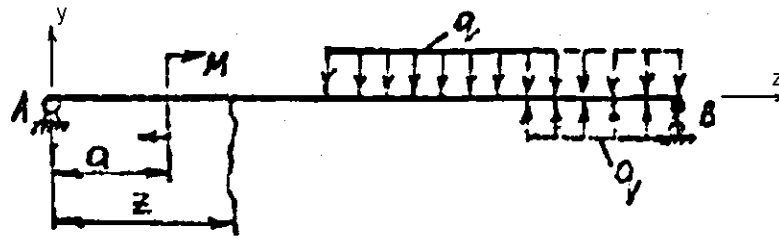
$$z = 0; \rightarrow Y_A = 0; z = l; \rightarrow Y_B = 0.$$

Yuqorida keltirib o'tilgan (2) va (3) munosabatlar bir uchastkali balka uchun o'rinli. Agar balkada uchastkalar soni ikkita bo'lsa tenglamalar soni va integrallash doimiylari soni to'rtta bo'ladi, p uchastkali balka uchun 2p ta tenglama tuzishga to'g'ri keladi. Bu albatta masalaning murakkablashuviga olib keladi. Shuning uchun quyida balka burilish burchagi va salqiligi uchun uchastkalar soniga bog'liq bo'lmagan tenglamalarni keltirib chiqarish yo'llarini ko'rib chiqamiz.

UNIVERSAL TENGLAMALAR

Balka uchastkalari soniga bog'liq bo'lmagan burilish va salqilik tenglamalarini keltirib chiqarish uchun quyidagicha yo'l tutamiz.

1. Balkaning barcha uchastkalari uchun eguvchi moment tenglamalarini kesimdan bir tomonda yotgan tashqi kuchlardan tuzamiz;
2. Integrallashda eguvchi moment tenglamalardagi qavslarni ochmaymiz;
3. Agar balkaga juft kuch M qo'yilgan bo'lsa, uni $(Z-a)^0$ ga ko'paytirib olamiz (4.2 shakl);
4. Agar balkaga taqsimlangan kuch q qo'yilgan bo'lsa va balka oxirigacha davom etmagan bo'lsa, uni balka oxirigacha davom ettirib, davom ettirilgan qismni muvozanatlovchi teskari yo'nalgan q kuch qo'yamiz.



4.2- shakl.

Endi 4.3- shaklda keltirilgan balka uchun burilish burchagi va salqilik tenglamalarini keltirib chiqaramiz.

Balkani uchastkalarga ajratib uchastkalar bo'yicha eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

- I. $M_1=0;$
- II. $M_2=M(z_2-a)^0$
- III. $M_3=M(z_3-a)^0+P(z_3-b)$
- IV. $M_4 = M(z_4 - a)^0 + P(z_4 - b) + q \frac{(z_4 - c)^2}{2}$
- V. $M_5 = M(z_5 - a)^0 + P(z_5 - b) + q \frac{(z_5 - c)^2}{2} - q \frac{(z_5 - d)^2}{2};$

Har bir uchastka uchun $EJ_x Y'' = M_x$ turidagi differensial tenglamalarni tuzib, ularni bir martadan integrallab quyidagilarni hosil qilamiz:

- I. $EJ_x Y_1' = EJ_x \theta_1 = C_1;$
- II. $EJ_x \cdot Y_2' = EJ_x \theta_2 = M(z_2 - a) + C_2;$
- III. $EJ_x \cdot Y_3' = EJ_x \theta_3 = M(z_3 - a) + P \frac{(z_3 - b)^2}{2} + C_3;$
- IV. $EJ_x \cdot Y_4' = EJ_x \theta_4 = M(z_4 - a) + P \frac{(z_4 - b)^2}{2} + q \frac{(z_4 - c)^3}{6} + C_4;$
- V. $EJ_x \cdot Y_5' = EJ_x \theta_5 = M(z_5 - a) + P \frac{(z_5 - b)^2}{2} + q \frac{(z_5 - c)^3}{6} - q \frac{(z_5 - d)^3}{6} + C_5$

Bu tenglamalar uchastkalar bo'yicha balkaning burilish burchagi tenglamalaridir. Yana bir marta integrallashtirishdan so'ng uchastkalar bo'yicha balkaning salqiliklari tenglamalarini hosil qilamiz.

- I. $EJ_x Y_1 = C_1 Z_1 + D_1;$
- II. $EJ_x Y_2 = M \frac{(Z_2 - a)^2}{2} + C_2 Z_2 + D_2;$

$$\text{III. } EJ_X Y_3 = M \frac{(Z_3 - a)^2}{2} + P \frac{(Z_3 - \epsilon)^3}{6} + C_3 Z_3 + D_3;$$

$$\text{IV. } EJ_X \cdot Y_4 = M \frac{(Z - a)^2}{2} + P \frac{(z_4 - \epsilon)^3}{6} + q \frac{(z_4 - c)^4}{24} + C_4 Z_4 + D_4;$$

$$\text{V. } EJ_X \cdot Y_5 = M \frac{(Z_5 - a)^2}{2} + P \frac{(Z_5 - \epsilon)^3}{6} + q \frac{(Z_5 - C)^4}{24} - q \frac{(Z_5 - d)^4}{24} + C_5 Z + D_5.$$

Bu tenglamalardagi integrallash doimiylarini (ular unta) aniqlash uchun quyidagi chegara shartlaridan foydalanamiz:

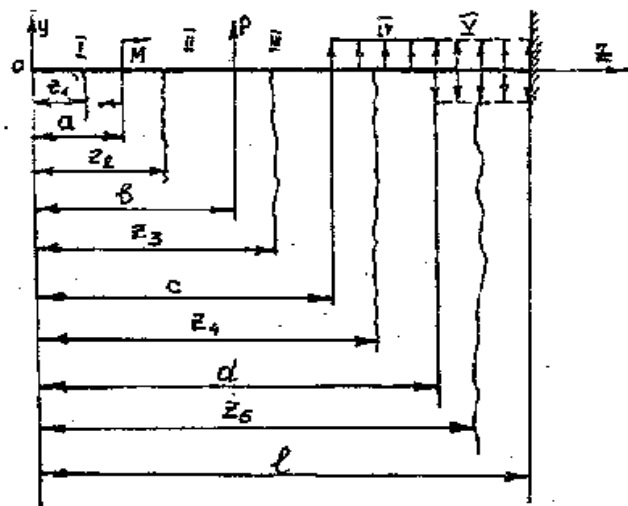
$$z_1 = z_2 = a; \rightarrow Y_1^1 = Y_2^1; Y_1 = Y_2.$$

$$z_2 = z_3 = \epsilon; \rightarrow Y_2^1 = Y_3^1; Y_2 = Y_3.$$

$$z_3 = z_4 = c; \rightarrow Y_3^1 = Y_4^1; Y_3 = Y_4.$$

$$z_4 = z_5 = d; \rightarrow Y_4^1 = Y_5^1; Y_4 = Y_5.$$

Bu shartlarni yuqoridagi formulalarga qo'yib o'nta noma'lum o'rniga quyidagi ikkita noma'lumni hosil qilamiz:



4.3- shakl.

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_4 = C_5 = C$$

$$D_1 = D_2 = D_3 = D_4 = D_5 = D$$

Hosil qilingan noma'lumlarni topish uchun boshlang'ich chegara shartlaridan foydalanamiz:

$$z = 0; \rightarrow \theta = Y^1 = \theta_0; Y_0 = f_0$$

yoki

$$EJ_X \theta_0 = C_1; \quad EJ_X f_0 = D_1$$

Topilgan qiymatlarni beshinchi uchastka eguvchi moment tenglamalariga qo'yib va 5 indeksini tashlab yuborib, quyidagi butun balka uchun salqilik va burilish tenglamalarini hosil qilamiz:

$$Y = f_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_X} \left[\frac{M(z-a)^2}{2} + \frac{P(z-\epsilon)^3}{6} + \frac{q(z-c)^4}{24} - \frac{q(z-d)^4}{24} \right]$$

$$Y^1 = \theta = \theta_0 + \frac{1}{EJ_X} \left[M(z-a) + \frac{P(z-\epsilon)^2}{2} + \frac{q(z-c)^3}{6} + \frac{q(z-d)^3}{6} \right]$$

Bu tenglamalarni balkaning ixtiyoriy uchastkasi uchun ortiqcha qismlarini tashlab yuborib ishlatish mumkin bo'ladi. Agar bir xil kuchlardan balkaga bir nechta qo'yilgan bo'lsa ular jamlanadi, shuning uchun yuqoridagi tenglamalarni oxirgi ko'rinishda quyidagicha yozamiz:

$$V = f_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum \frac{M(z-a)^2}{2} + \sum \frac{P(z-\epsilon)^3}{6} + \sum \frac{q(z-c)^4}{24} - \sum \frac{q(z-d)^3}{24} \right]$$

$$V' = \theta = \theta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum M(z-a) + \sum \frac{P(z-\epsilon)^2}{2} + \sum \frac{q(z-c)^3}{6} - \sum \frac{q(z-d)^3}{6} \right]$$

Bu tenglamalar salqilikni va burilish burchagini topish uchun ishlatiladigan universal tenglamalar deb ataladi.

Universal tenglamalar yordamida masalalar echishda koordinata boshi sifatida balkaning istalgan chap yoki o'ng tomoni olinishi mumkin, lekin boshlang'ich shartlarni belgilashda koordinata boshi qayerda olinganligiga e'tibor berilishi shart.

EGILISHDA DEFORMATSIYA ENERGIYASI

Ko'chishlarni aniqlashda umumiy usullardan biri energetik usuldir. Bu usul tashqi kuchlar bajargan ishning deformatsiya energiyasiga tengligiga asoslangan.

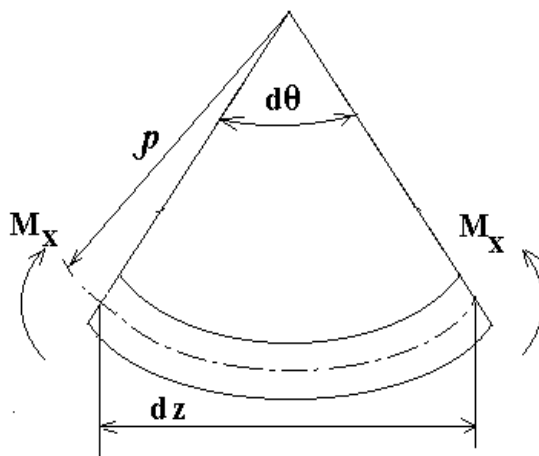
Statik kuchning bajargan ishi quyidagicha aniqlanishi ma'lum.

$$W = \frac{1}{2} \sum F_i \cdot \Delta_i$$

Son jihatidan potentsial energiyaga teng bo'lgan ichki kuchlarning bajargan ishini topish uchun balkada elementar dz qism ajratib olamiz (4.4-shakl)

Eguvchi momentning bajargan ishi quyidagicha aniqlanadi (yuklanishni statik xarakterga ega deb hisoblaymiz):

$$dV = dW = \frac{M_x d\theta}{2} \quad (1)$$



4.4- shakl.

p-p neytral o'qining uzunligi egilishdan keyin ham dz ga tengligicha qoladi. U holda :

$$dz = \rho \cdot d\theta \quad \text{yoki:} \quad d\theta = \frac{1}{\rho} dz \quad (2)$$

$\frac{1}{\rho}$ egilishda balkaning egriligi deyiladi va quyidagicha topiladi:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_x}{EJ_x} \quad (3)$$

(3) ni (2) ga qo'yamiz:

$$d\theta = \frac{M_x \cdot dz}{EJ_x} \quad (4);$$

endi (4) ni (2) ga qo'yib elementar potentsial energiya uchun quyidagi munosabatni hosil qilamiz:

$$dV = \frac{M_x^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (5)$$

Butun balka uchun quyidagini yozamiz:

$$V = \sum \int_{l_i} \frac{M_x^2 \cdot dz}{2EJ_x}$$

Bu munosabat sof egilish uchun o'rinlidir. Agar ko'ndalang kuchlar ham e'tiborga olinsa yuqoridagi munosabat quyidagi ko'rinishga keladi:

$$V = \sum \int_{l_i} \frac{M_x^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{l_i} \frac{K \cdot Q_y^2 \cdot dz}{2GA};$$

Bu yerda K – balka kesimi shakliga bog'liq koeffitsiyent (masalan to'rtburchak shaklidagi balka uchun K=1,2 ga teng). formuladagi l_i integral har bir uchastka uchun aloxida-aloxida olinishi kerakligini ko'rsatadi,

Chunki har qaysi uchastkada eguvchi moment har xil bo'lishi mumkin. Odatda ko'ndalang kuchlar bajargan ish umumiy ishning atigi 2-3 % ni tashkil etadi. Shuning uchun formula o'ng tomoni ikkinchi qismi ko'pincha tashlab yuboriladi.

MOR INTEGRALI

1874 yilda nemis olimi O. Mor tomonidan egilishda ko'chishlarni aniqlash uchun yana bir yangi usul taklif etildi.

Aytaylik ikki tayanchli balkaga F kuch ta'sir qilayotgan bo'lsin va shu kuch ta'sirida balka K nuqtasining ko'chishini topish talab etilayotgan bo'lsin (4.5 shakl).

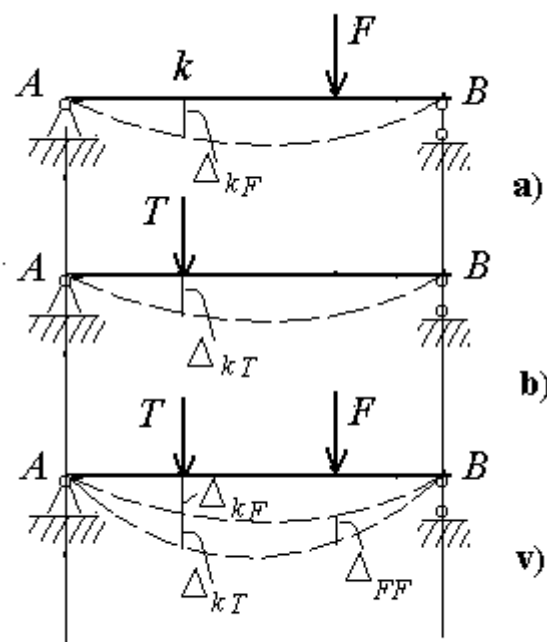
Balkani F kuchdan ozod qilib K nuqtaga biror T kuch qo'yamiz (4.5 shakl b). Balkaning ushbu holati yordamchi yoki fiktiv holat deb ataladi. Shu fiktiv holat uchun tashqi kuchlar bajargan ishi va deformatsiya energiyasini topamiz:

$$W_T = \frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT}; \quad V_T = \sum \int_{l_i} \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x}$$

Bu yerda $M_x - T$ kuchdan balkaning ixtiyoriy kesimida hosil bo'ladigan eguvchi moment. $W_T = V_T$ bo'lgani uchun:

$$\frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT} = \sum \int_{l_i} \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (1)$$

Endi T kuch bilan yuklangan balkaga F kuchni qo'yamiz. Bunda K nuqta qo'shimcha Δ_{kF}



ko'chish oladi (4.5- shakl v). Bunda T kuch bajargan ish quyidagiga teng bo'ladi.

$$W_{TF} = T \cdot \Delta_{kF}$$

4.5-shakl.

Bu ifodada $\frac{1}{2}$ nisbat yo'q, chunki T kuch F kuch qo'yilishidan oldin qo'yilgan edi va uning qiymati o'zgaragani yo'q. F kuchning

bajargan ishi va deformatsiya energiyasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$W_F = \frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF}; \quad V_F = \sum \int_{li} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x}$$

$W_F = V_F$ Bo'lgani uchun quyidagini yoza olamiz:

$$\frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF} = \sum \int_{li} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (2)$$

Barcha tashqi kuchlarning bajargan ishi quyidagiga teng:

$$W = W_T + W_F + W_{TF} = \frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT} + \frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF} + T \cdot \Delta_{kF} \quad (3)$$

To'liq deformatsiya energiyasi esa quyidagiga teng bo'ladi:

$$(M_x = M_{xT} + M_{xF}); \quad V = \sum \int_{li} \frac{(M_{xT} + M_{xF})^2}{2EJ_x} dz;$$

yoki:

$$V = \sum \int_{li} \frac{M_{xT}^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{li} \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_x} + \sum \int_{LI} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} \quad (4);$$

$W=V$ bo'lgani uchun (3) va (4) larning o'ng tomonlarini tenglaymiz:

$$\frac{1}{2} T \cdot \Delta_{kT} + \frac{1}{2} F \cdot \Delta_{FF} + T \cdot \Delta_{kF} = \sum \int_{li} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{LI} \frac{M_{xF}^2 \cdot dz}{2EJ_x} + \sum \int_{LI} \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_x} \quad (5)$$

(5) – munosabatga e'tibor berilsa o'ng va chap tomonlarining birinchi va ikkinchi tashkil etuvchilari bir-biriga teng, u holda uchinchi tashkil etuvchilari ham bir-biriga teng bo'ladi:

$$T \cdot \Delta_{kF} = \sum \int_{li} \frac{M_{xT} \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_x} \quad (6)$$

Δ_{kF} ni topish uchun (6) ning ikkala tomonini T ga bo'lamiz, u holda:

$$\Delta_{kF} = \sum \int_{li} \frac{\left(\frac{M_{xT}}{T} \right) \cdot M_{xF} \cdot dz}{EJ_x};$$

$\frac{M_{xT}}{T}$ nisbat birligi uzunlik birligidagi; balkaning ixtiyoriy kesimida birlik kuchdan hosil bo'ladigan eguvchi momentdir. Bu birlik kuch ko'chishi aniqlanishi kerak bo'lgan nuqtaga qo'yilgan. Bu nisbatni M_1 bilan belgilab birlik moment deb ataymiz.

Oxirgi ko`rinishda kochishni aniqlash uchun, Mor integrali deb ataladigan quyidagi integralni hosil qilamiz:

$$\Delta_{KF} = \sum \int_{li} \frac{M_{xF} \cdot M_1 \cdot dz}{EJ_x}$$

Agar ko`ndalang kuchlar ham e`tiborga olinsa Mor integrali quyidagi ko`rinishni oladi:

$$\Delta_{KF} = \sum \int_{li} \frac{M_{xF} \cdot M_1 \cdot dz}{EJ_x} + \sum \int_{li} \frac{K \cdot Q_y \cdot Q_1 \cdot dz}{GA};$$

Agar balka kesimi o`zgarmas bo`lsa va ko`ndalang kuchlarni e`tiborga olmasak, Mor integralini quyidagicha yozish mumkin:

$$\Delta_{KF} = \sum \frac{1}{EJ_x} \int_{li} M_{xF} M_1 \cdot dz$$

MA`RUZA – 5.

MAVZU: SIQILINGAN STERJENLARNI USTIVORLIKKA HISOBLASH. EYLER FORMULASI

Reja:

1. Muvozanat turlari. Siqilingan sterjenning ustivor muvozanati.
2. Kritik kuch va kritik kuchlanishni hisoblash. Eyler formulasi.
3. Sterjenni ustivorlikka hisoblash.

Adabiyotlar: 4, 5,6,8,1,13,14.

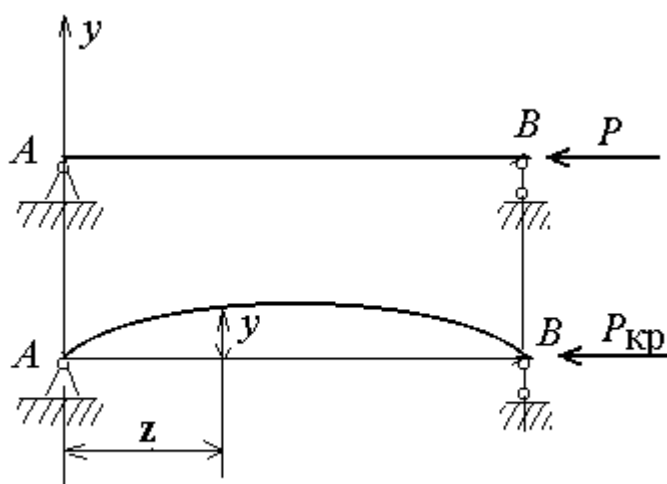
Tayanch iboralar: muvozanat, ustivor muvozanat, kritik kuch, kritik kuchlanish, mustahkamlik sharti, ustivorlik sharti.

Ma`lumki, uch xil muvozanat mavjud: ustivor, befarq va ustivormas muvozanatlar. Quyida bo`ylama kuch ta`sirida siqilingan sterjenning muvozanatini ko`rib chiqamiz.

Aytaylik, ikki sharnirli sterjen biror R kuch ta`sirida siqilayapti (5.1- shakl). Agar R kuchning qiymati uncha katta bo`lmasa sterjen $\sigma = \frac{P}{A}$

kuchlanish bilan tekis siqiladi. Bunda sterjen o`zining ustivor muvozanatini saqlaydi. Lekin R ning qiymati oshirilsa, malum bir  $R_{kr}$  qiymatga yetganda sterjen egila boshlaydi va uning muvozanati befarq muvozanatga aylanadi R ning qiymati yana oshirilsa noustivor muvozanat vujudga keladi. Kuchning bunday qiymatlarida sterjen o`zining avvalgi holatiga qayta olmaydi.

:



5.1- shakl.

Befarq muvozanat vujudga keltiruvchi R_{kr} kuch kritik kuch deb ataladi. Aytaylik R_{kr} kuch ta'sirida sterjen malum bir egilgan holatda o'z muvozanatini saqlab turibdi. U holda eguvchi momentni quyidagicha topishimiz mumkin

$$M_x = -P_{kp} \cdot Y$$

Egilgan o'q differentsial tenglamasini yozamiz:

$$\frac{d^2 Y}{dz^2} = -\frac{P_{kr} \cdot Y}{EJ_x}$$

$k^2 = \frac{P_{kr}}{EJ_x}$ - belgilash kiritib quyidagini hosil qilamiz.

$$\frac{d^2 Y}{dz^2} + k^2 Y = 0;$$

Bu tenglamaning yechimi quyidagicha izlanadi:

$$Y = C_1 \sin kz + C_2 \cdot \cos kz;$$

Integrallash doimiylari S_1 va S_2 chegara shartlaridan aniqlanadi:

$$z = 0; Y = 0; \rightarrow C_2 = 0 \quad z = l; Y = 0; \rightarrow C_1 \sin kl = 0 \quad (1)$$

(1) munosabatda $S_1=0$ bo'lishi mumkin emas, chunki bunda sterjen to'g'ri chiziqli holatni egallaydi va bu masala shartiga ziddir. Demak:

$$\sin kl = 0;$$

Bu shart faqatgina $kl=0$ bo'lganda bajariladi. Bu tenglama cheksiz ko'p echimga ega $(0, \pi, 2\pi, \dots, n\pi) \cdot k$ ning qiymatini o'rniga qo'yib quyidagini yozishimiz mumkin:

$$l \sqrt{\frac{P_{kr}}{EJ_x}} = 0;$$

Bu tenglama ildizlaridan R_{kr} eng kichik bo'ladigan qiymatini olishimiz kerak. Eng kichik ildiz 0 ni qabul qilish mumkin emas, chunki unda masala yana o'z mohiyatini yo'qotadi. Demak π ni qabul qilamiz:

$$l \sqrt{\frac{P_{kr}}{EJ_x}} = \pi$$

Bu munosabatdan kritik kuch R_{kr} ni topamiz:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_x}{l^2};$$

Bu formula Eyler formulasi deb ataladi. Kritik normal kuchlanishni topamiz:

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kr}}{A} = \frac{\pi^2 EJ_x}{l^2 \cdot A};$$

STERJENNI USTIVORLIKKA HISOBLASH

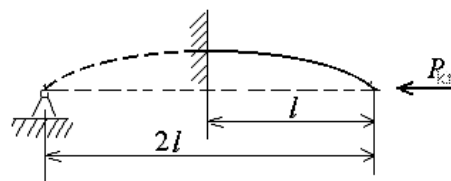
Sterjenni maxkamlash turi o'zgarsa kritik kuchning qiymati ham o'zgaradi. Bir uchi qistirib maxkamlangan sterjenni ko'rib chiqaylik (5.2 -shakl).

Bu sterjenni qistirib maxkamlangan tomonini hayolan davom ettirib quyidagini yozamiz:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_x}{(2l)^2} = \frac{\pi^2 \cdot EJ_x}{4l^2};$$

Ko`rinib turibdiki, maxkamlash turi o`zgarsa Eyler formulasidagi l ning qiymati o`zgarar ekan. Sterjen siqilinganda ustivorligini bikrligining eng kichik joyidan yo`qotishini e`tiborga olib Eyler formulasini quyidagi ko`rinishda yozamiz:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\vartheta l)^2}$$



5.2-shakl.

Bu yerda $J_{\min}$ -minimal inertsia momenti (sterjenning bikrligi eng katta kesimidagi inertsia momenti). ϑ –sterjenni maxkamlash turiga bog`liq koeffitsient. Ikki sharnirli sterjen uchun ($\vartheta=1$, bir tomoni qistirib maxkamlangan sterjen uchun $\vartheta=2$, ikkala uchi ham maxkamlangan sterjen uchun $\vartheta=0,5$, bir uchi qistirib maxkamlangan va bir uchi sharnirli sterjen uchun $\vartheta=0,7$).

Kritik kuchlanish quyidagi munosabatdan topiladi:

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kp}}{A} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\vartheta l)^2 \cdot A} = \frac{\pi^2 r_{\min}^2}{(\vartheta l)^2}$$

Bu yyerda $r_{\min} = \sqrt{\frac{r_{\min}}{A}}$ -minimal inertsia radiusi.

Sterjenni ustivorlikka quyidagi ikkita shartdan tekshiriladi:

1. Mustahkamlik sharti:

$$\frac{P}{A} \leq [\sigma]$$

2. Ustivorlik sharti:

$$\frac{P}{A} \leq [\sigma_y]$$

MA'RUZA – 6

MAVZU: . MEXANIZM VA MASHINALARNING TUZILISHI VA TURLARI.

Reja:

1.Mexanizm va mashinalarning tuzilishi va turlari.

2.Kinematik zanjirlar va ularning turlari.

3.Mexanizmlarning tuzilish taxlili.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: mexanika, mashinasozlik, mashina, mexanizm, zveno, kinematik juft, oliy va qo`yi kinematik juft, kinematik zanjir, erkinlik darajasi, Assur guruhlar, harakatchanlik darajasi.

Kundalik turmushimizni mashinalarsiz tasavvur qilish qiyin. Xo'sh, mashina o'zi nima? Mashinaga umumiy holda quyidagicha ta'rif berish mumkin: **mashina** – energiya va harakatni o'zgartiruvchi, axborot to'plovchi va qayta ishlovchi, ishlab chiqarish samaradorligini oshiruvchi, aqliy va jismoniy mehnatni yengillashtiruvchi Qyrima. Mashinalarni asosiy uch turga bo'lish mumkin:

1. *Energetik mashinalar – bir turdagi energiyani boshqa bir turga aylantiradi (generatorlar, dvigatellar, bug' turbinasi va x.k.).*
2. *Texnologik mashinalar – shakl va holat o'zgartiradi (dastgohlar, burg'ulash qyrimasi, transporterlar va x.k.).*
3. *Axborot mashinalari – axborot to'playdi, qayta ishlaydi, hisoblaydi va boshqaradi (hisoblash va boshqarish mashinalari).*

Barcha mashinalar mexanizmlardan iborat bo'ladi. **Mexanizm** – mashinaning ma'lum bir harakatni amalga oshiruvchi yoki bir turdagi harakatni boshqa bir turdagi harakatga aylantiruvchi qismidir

Mashina va mexanizmlarga quyidagicha asosiy talablar qo'yiladi:

1. *Ishga yaroqlilik – berilgan funksiyani tegishli me'yorlarga muvofiq bajara olish qobiliyati;*
2. *Ishonchlilik – o'z vazifasini ko'rsatilgan muddat davomida barcha ko'rsatkichlarini me'yorda saqlagan holda bajara olishi;*
3. *Tejamlilik – sarflanadigan harajatlarning iloji boricha kam bo'lishligi;*
4. *Texnologik talablar – ishlab chiqarish, ishlatish va ta'mirlashning oson bo'lishi;*
5. *Ergonomik talablar – tashqi ko'rinishning chiroyli bo'lishi.*

Mexanizmlarning tuzilishi. Mexanizmlarni qo'yidagi asosiy turlarga bo'lish mumkin:

1. *Dastakli mexanizmlar;*
2. *Mushtchali mexanizmlar;*
3. *Tishli g'ildirakli mexanizmlar;*
4. *Vintli va ponali mexanizmlar;*
5. *Friksion mexanizmlar;*
6. *Egiluvchan zvenoli mexanizmlar;*
7. *Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar;*
8. *Elektrik mexanizmlar.*

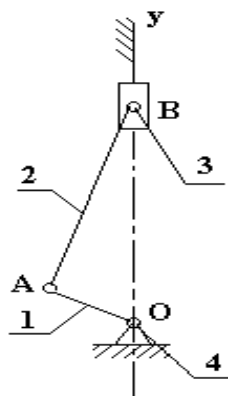
Mexanizm – bir – biri bilan bog'langan jismlar tizimidan iboratdir. Ana shu jismlar zvenolar deb ataladi. Zveno – bir yoki bir necha detallarning mahkam birikmasi bo'lib, oddiy zveno bitta detaldan, murakkab zveno esa bir necha detallarni mahkam biriktirilishidan hosil (masalan payvandlash, bolt bilan qotirish va x.k.) bo'ladi.

Zvenolarni quyidagi asosiy turlarga bo'lish mumkin:

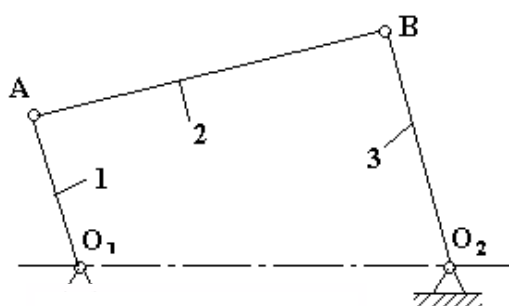
1. *Krivoship – aylanma harakat qiluvchi zveno;*
2. *Polzun – ilgarilanma - qaytma harakat qiluvchi zveno;*
3. *Shatun – tekis parallel harakat qiluvchi zveno;*
4. *Koromislo – tebranma harakat qiluvchi zveno;*
5. *Kulisa – ilgarilanma – qaytma harakatga yo'naltiruvchi zveno;*
6. *Kulisa toshi – murakkab harakat qiluvchi zveno;*
7. *Tayanch – qo'zg'almas zveno.*

6.1.–shaklda ba'zi bir mexanizmlarning sxematik tasvirlari va zvenolarining nomlari keltirilgan.

Krivoship-polzunli mexanizm.

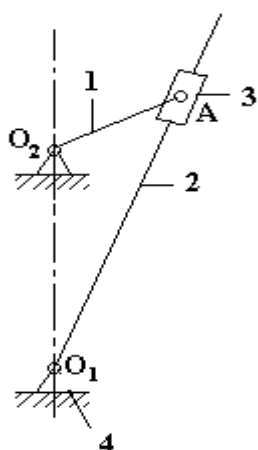


- 1 – krivoship;
- 2 – shatun;
- 3 – polzun;
- 4 – tayanch.



4-sharnirli mexanizm.

- 1 – krivoship;
- 2 – shatun;
- 3 – koromislo;
- 4 – tayanch.



Kulisali mexanizm.

- 1 – krivoship;
- 2 – kulisa;
- 3 – tosh;
- 4 – tayanch.

6.1. – shakl.

Mexanizm tarkibidagi zvenolar bir – biri bilan harakatchan birikib kinematik juft hosil qiladi. Demak, kinematik juft – ikki zvenoning harakatchan birikishidir. Birikish turiga qarab kinematik juftlar ikki xil bo'ladi:

1. Quyi kinematik juft – ikki zveno bir-biri bilan yuza orqali birikkan hol;
2. Oliy kinematik juft – ikki zveno bir-biri bilan nuqta yoki chiziq orqali birikkan hol.

Stol ustidagi shar yoki stol ustidagi silindr oliy kinematik juftga, krivoship va tayanch yoki polzun va shatun birikishini quyi kinematik juftga misol qilib ko'rsatish mumkin.

Erkin zvenolar birikkanda bir – birlarining qandaydir harakatlarini cheklaydi. Mana shu cheklanishlar **bog'lanish shartlari** deb ataladi. Bog'lanish shartlari sonini S bilan belgilasak va erkin zvenoning fazoda oltita harakati borligini e'tiborga olsak, kinematik juftning erkinlik darajasi quyidagicha topilishi mumkin:

$$H = 6 - S$$

Bog'lanish shartlari 1 dan 5 gacha bo'lishi mumkin. Agar $S = 6$ bo'lsa, $N = 0$ bo'ladi va kinematik juft bitta zvenoga aylanadi.

Bog'lanish shartlari soniga qarab kinematik juftlar 5 sinfga bo'linadi. Kinematik juftning sinfi bog'lanish shartlari soniga teng va I, II, III, IV, V deb belgilanadi. 6.2 – shaklda ba'zi kinematik juftlarning sxematik tasviri va sinfi keltirilgan.

KINEMATIK ZANJIRLAR

Kinematik zanjir – kinematik juftlar hosil qilib birikkan zvenolar tizimidir. Kinematik zanjirlar tarkibiga kirgan zvenolarga qarab oddiy yoki murakkab, zvenolarning birikish tizimiga qarab ochiq yoki yopiq bo'lishi mumkin.

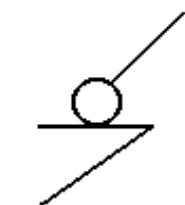
Kinematik zanjirning erkinlik darajasini topishni ko'rib chiqaylik. Kinematik zanjir tarkibiga kirishi lozim bo'lgan zvenolar sonini K deb belgilaylik. Erkin zveno fazoda 6 ta harakatga ega bo'lishini e'tiborga olsak, K ta zvenoning kinematik juftga kirmasligidan oldingi umumiy erkinlik darajasi $6K$ bo'ladi. Agar K ta zvenodan tuzilgan kinematik zanjir tarkibida yuqorida aytilgan I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar bor deb faraz qilsak va ularning sonini mos ravishda R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 harflari bilan belgilasak, u holda kinematik zanjirning umumiy erkinlik darajasini quyidagicha topish mumkin bo'ladi:

$$N = 6K - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$$

bu yerda: N – kinematik zanjirning erkinlik darajasi;

K – kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi zvenolar soni;

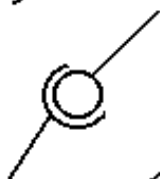
R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 mos ravishda I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar soni.



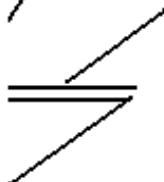
Shar – tekislik, I – sinf;



Shar – silindr, II – sinf;



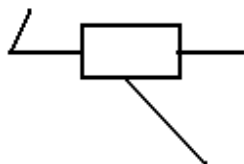
Sferik sharnir, III – sinf;



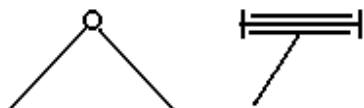
Tekislik – tekislik, III – sinf;



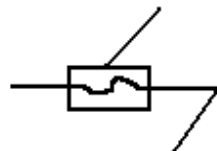
Silindr – silindr, IV – sinf;



Ilgarilanma, V – sinf;



Aylanma, V – sinf;



Vintli, V – sinf.

6.2 – shakl.

Agar kinematik zanjir tekislikda bo'lsa, u holda zanjirning erkinlik darajasi quyidagicha topiladi:

$$N = 3K - 2R_5 - R_4$$

Odatda texnikada uchraydigan kinematik zanjirlar tarkibiga kiruvchi zvenolarning bittasi qo'zg'almas bo'ladi va bu zveno fazoda oltita harakatini yo'qotsa, tekislikda 3 ta harakatini yo'qotadi. SHu sababdan bitta zvenosi qo'zg'almas kinematik zanjirning qo'zg'aluvchanlik darajasi quyidagicha topiladi:

$$W = 6(K - 1) - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$$

$K - 1 = p$ deb olsak, yuqoridagi fomula quyidagi ko'rinishga keladi:

$$W = 6n - 5R_5 - 4R_4 - 3R_3 - 2R_2 - R_1$$

bu yerda: W – bir zvenosi qo'zg'almas bo'lgan kinematik zanjirning qo'zg'aluvchanlik darajasi;

p – kinematik zanjirdagi qo'zg'aluvchan zvenolar soni.

Bu formula Somov – Malshev formulasi deb ataladi.

Tekislikdagi kinematik zanjirlar uchun qo'zg'aluvchanlik darajasini topish formulasi P.L.Chebishev tomonidan taklif etilgan bo'lib, bu formula quyidagi ko'rinishga ega:

$$W = 3n - 2R_5 - R_4$$

MEXANIZMLARNING TUZILISH TAHLILI

Mexanizmlarni tuzilish jihatidan tahlil qilishda ilgarigi mavzuda ko'rib o'tilgan Somov – Malshev va Chebishev formulalaridan foydalanib mexanizmning

qo'zg'aluvchanlik darajasi topiladi. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nechaga teng chiqsa, mexanizmning shuncha zvenosiga oldindan ma'lum bir qonun asosida harakat berilish zarur bo'ladi. Shundagina mexanizmning qolgan zvenolari muayyan qonun asosida davriy harakatda bo'ladi. Yuqoridagi mavzuda yuritilgan mulohazalardan mexanizmga quyidagicha boshqacha ta'rif berish mumkin:

Kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi qo'zg'almas biror zvenoga nisbatan bir yoki bir necha zveno muayyan tartibda harakatlanganda zanjirning qolgan zvenolari ham ma'lum tartibda harakat qilsa, bunday kinematik zanjir mexanizm deb ataladi.

Mexanizmni tuzilish jihatidan tahlil qilishda faqatgina uning qo'zg'aluvchanlik darajasini topish aniq maqsadga olib kelmaydi, binobarin bunda mexanizmni kinematik va kinetostatik tahlil qilish usullarini tanlash mavxum bo'lib qoladi. Shuning uchun mexanizmni tuzilish tahlilida uning qo'zg'aluvchanlik darajasini topishdan tashqari sinfi va tartibi ham aniqlanishi zarur. Bu borada ko'pgina olimlar ish olib borishgan va turlicha mulohazalar bildirishgan. L. V. Assur tomonidan mexanizmni tuzilish jihatidan tahlil qilishda uni statik aniq guruhlariga bo'laklash taklif etilgan. Uning taklifiga ko'ra mexanizm boshlang'ich zvenolarga qo'zg'aluvchanlik darajasi 0 ga teng bo'lgan statik aniq guruhlarini qo'shishdan hosil qilinadi. Bu guruhlar Assur guruhlari deb ataladi. Assur guruhlaridagi zvenolar soni quyidagi shartdan topiladi:

$$W = 3n - 2R = 0$$

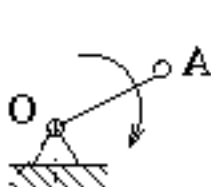
bu yerda n – guruhdagi zvenolar soni;

R – guruhdagi kinematik juftlar soni.

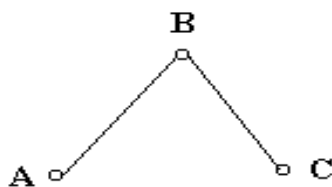
Yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz:

$$R = 3/2n$$

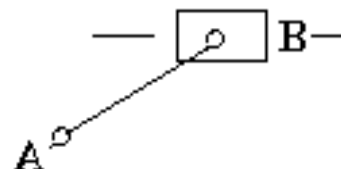
Demak Assur guruhidagi zvenolar soni doimo juft bo'lishi kerak, chunki kinematik juftlar soni faqat butun son bo'ladi. 6.3 – shaklda Assur guruhlarining ba'zi bir turlari keltirilgan.



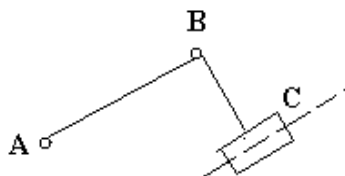
Shartli I – sinf
mexanizm;



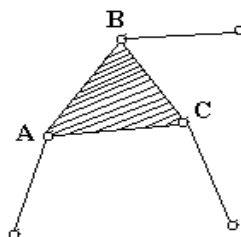
II – sinf, II – tartibli,
I – tur;



II – sinf, II – tartibli,
II – tur;



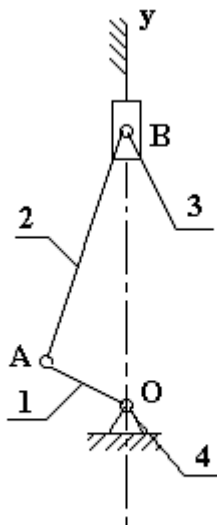
II – sinf,
II – tartibli,
III – tur.



III – sinf,
III – tartibli,

6.3 – shakl.

Endi quyidagi krivoship – polzunli mexanizm misolida mexanizmni tuzilish tahlilini ko`rib chiqaylik. Bunda mexanizmning o`lchamlari va holati ahamiyat kasb etmaganligi sababli ularni ixtiyoriy olamiz. 6.4 – shaklda mexanizmning sxematik tasviri keltirilgan.



6.4- shakl.

Mexanizm tekislikda harakatlanadigan mexanizm bo`lgani uchun (tekis mexanizm) Chebishev formulasidan foydalanib qo`zg`aluvchanlik darajasini topamiz.

$$W = 3n - 2R_5 - R_4$$

Umumiy zvenolar soni 4 ta bo`lib ulardan bittasi qo`zg`almas – tayanch, demak:

$$p = 3$$

V – sinf kinematik juftlar soni 4 ta:

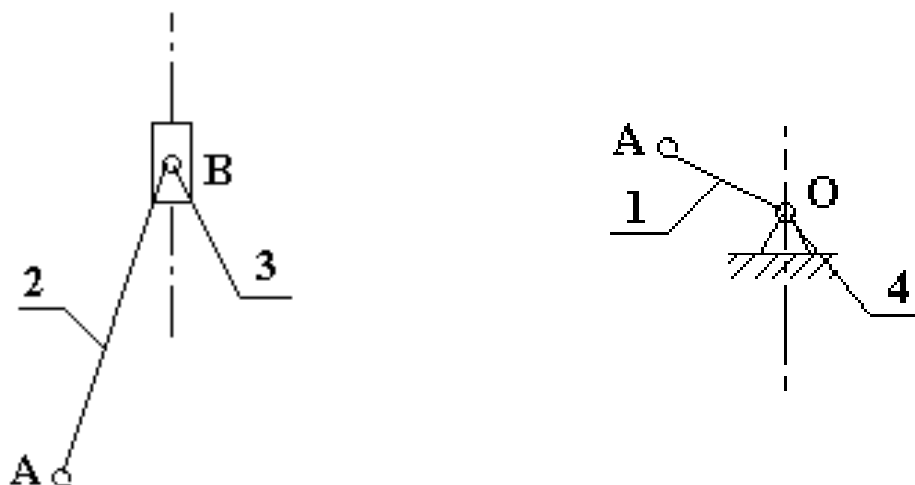
O nuqtada 1 va 4 zvenolar, A nuqtada 1 va 2 zvenolar, B nuqtada 2 va 3 zvenolar aylanma kinematik juftlar hosil qiladi, yana shu B nuqtada 3 va 4 – zvenolar ilgarilanma – qaytma kinematik juft hosil qiladi. IV – sinf kinematik juftlar yo`q, u holda yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz:

$$W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$$

Demak berilgan mexanizmning qo`zg`aluvchanlik darajasi birga teng bo`lib, uning bitta zvenosiga aytaylik, krivoshipga aylanma harakat berilsa, shatun davriy tekis parallel harakatda polzun esa davriy ilgarilanma – qaytma harakatda bo`ladi.

Endi mexanizmnı Assur guruhlariga bo'laklab uning sinfi va tartibini aniqlaymiz (6.5 – shakl):

II – sinf, II – tartibli; Shartli 1 – sinf mexanizmi.



6.5 – shakl.

Mexanizmnı sinfi va tartibi uning tarkibiga kirgan Assur guruhlarining eng yuqori sinfi bilan belgilanadi. Demak, berilgan mexanizm II – sinf, II – tartibli mexanizm ekan.

MA'RUZA – 7.

MAVZU: MEXANIZMLARNI KINEMATIK TAHLIL QILISH.

REJA:

1. Mexanizmlarni kinematik tahlil qilish turlari, kinematik tahlilning maqsadi.

2. Mexanizmnı tezliklar planini ko'rish.

3. Mexanizmnı tezlanishlar planini ko'rish.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: kinematika, analitika, grafik kinematika, grafoanalitik, kinematika, tezliklar plani, qytb, tezlik masshtabi, tezlanish masshtabi, normal tezlanish, urinma tezlanish.

Mexanizmlarni kinematik tahlil qilishda masala shartiga qarab uning ma'lum bir holati yoki bir necha holati uchun kinematik tavsiflari noma'lum bo'lgan nuqta va zvenolarning kinematik tavsiflari – tezlik va tezlanishlari, burchak tezlik va burchak tezlanishlari topiladi.

Mexanizmlar asosan 4 usulda kinematik tahlil qilinadi:

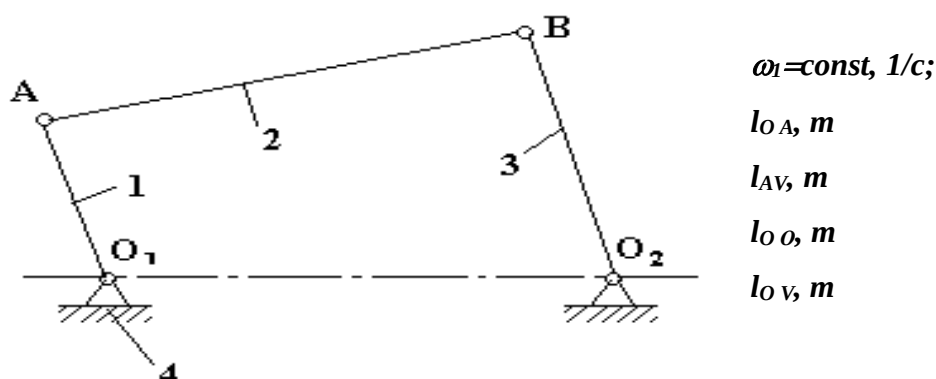
1. Analitik usul – bunda mexanizm analitik formulalar yordamida kinematik tahlil qilinadi;
2. Grafik usul – bu usulda mexanizmnı kinematik tahlil qilishda kinematik diagrammalardan foydalaniladi;
3. Grafoanalitik usul – bunda mexanizm tezlik va tezlanish planlari qu'rish, hamda analitik formulalardan foydalanib tahlil qilinadi;
4. Eksperimental, ya'ni tajriba usuli – bu usulda tayyor mexanizmlarning kinematik tavsifi asboblardan yordamida yozib olish yo'li bilan tahlil qilinadi.

Yuqoridagi usullardan keng ishlatiladigan grafoanalitik usul bilan tanishib chiqaylik. Bu usul o'zining soddaligi bilan ajralib tursada, katta bir kamchilikka ega. Tezliklar va tezlanishlar planlarini qu'rishda chizma tekisligi yetarlicha katta bo'lishi va

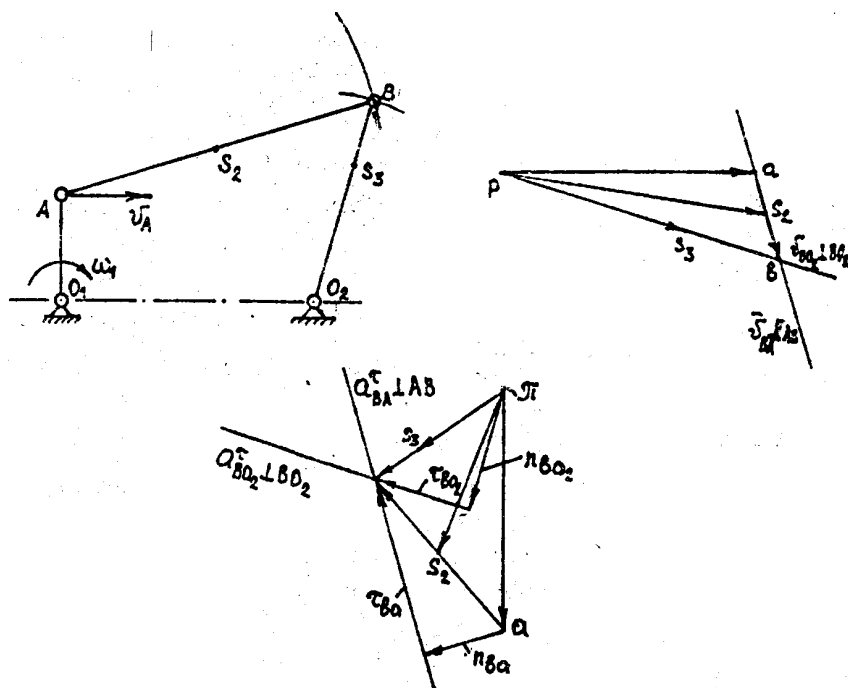
planlarni chizish, shuningdek, o'lchash ishlari katta aniqlik bilan bajarilishi talab etiladi. Chizma tekisligi qancha kichik bo'lsa, yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan xatolik shuncha katta bo'ladi.

MEXANIZMNING TEZLIKLAR PLANINI QURISH

Quyida 4 zvenoli mexanizm misolida grafoanalitik usulda kinematik tahlil qilishni ko'rib chiqamiz. 7.1 – shaklda mexanizmning sxemasi va o'lchamlari keltirilgan.



7.1 – shakl.



7.2 –shakl.

Krivoshipning vertikal tik turgan holati uchun mexanizmni kinematik tahlil qilish talab etilgan bo'lsin.

Mexanizmning kinematik sxemasini chizamiz, buning uchun uzunlik masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{O_1A} \quad \left[\frac{M}{MM} \right]$$

bu yerda: $\overline{O_1A} - l_{OA}$ ning chizmadagi kattaligi bo'lib chizma tekisligi o'lchamlariga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi.

Endi qolgan o'lchamlarning masshtab kattaligini aniqlaymiz:

$$\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \quad MM; \quad \overline{O_2B} = \frac{l_{O_2B}}{\mu_l}, \quad MM; \quad \overline{O_1O_2} = \frac{l_{O_1O_2}}{\mu_l}, \quad MM;$$

Mexanizmning kinematik sxemasini qurish uchun dastavval gorizontal chiziq o'tkazib unda O_1O_2 masofani belgilaymiz va O_1 nuqtadan vertikal chiziq o'tkazib unga krivoshipning uzunligi O_1A ni qo'yamiz. So'ngra sirkul yordamida A nuqtadan AB kattalikda, O_2 nuqtadan O_2B kattalikda yoylar chizamiz va bu yoylar kesishgan nuqtada B nuqtani topamiz (7.2 – shakl).

Endi tezliklar planini qurish yordamida tezligi va burchak tezligi noma'lum bo'lgan nuqta va zvenolarning tezligi va burchak tezliklarini topishga kirishamiz. Dastavval masala shartida berilganlardan foydalanib A nuqtaning tezligini topamiz:

$$\mathcal{G}_A = \omega_1 \cdot l_{O_1A}, \quad \left[\frac{M}{S} \right]$$

Tezlik masshtabini tanlaymiz:

$$\mu_g = \frac{\mathcal{G}_A}{Pa}, \quad \left[\frac{M/S}{MM} \right]$$

bu yyerda: $\overline{Pa} - \mathcal{G}_A$ ning chizmadagi uzunlik birligidagi kattaligi bo'lib chizma tekisligiga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi.

Chizma tekisligida ixtiyoriy nuqta olib $\overline{\mathcal{G}_A}$ ning yo'nalishi bo'yicha, ya'ni O_1A ga perpendikulyar qilib ω_1 tomonga $\overline{Pa}$ ni yo'naltiramiz. V nuqta tezligi uchun quyidagi tenglamalar sistemasini yozamiz:

$$\begin{cases} \overrightarrow{\mathcal{G}_B} = \overrightarrow{\mathcal{G}_A} + \overrightarrow{\mathcal{G}_{BA}} \\ \overrightarrow{\mathcal{G}_B} = \overrightarrow{\mathcal{G}_{O_2}} + \overrightarrow{\mathcal{G}_{BO_2}} \end{cases}$$

Ushbu tenglamalar sistemasini grafik usulda echib tezliklar planida v nuqtani hosil qilamiz. Buning uchun $\overline{\mathcal{G}_A}$ vektorning oxiridan (chizmada $\overline{Pa}$ vektorning oxiridan) $\overrightarrow{\mathcal{G}_{BA}}$ vektor yo'nalishini (bu vektor AB ga perpendikulyar yo'naladi) o'tkazamiz, lekin bu vektorning qaysi tomonga yo'nalishi va qanchaligi xozircha noma'lum qoladi. Endi sistemaning ikkinchi tenglamasini grafik usulda echishga o'tamiz. $\overrightarrow{\mathcal{G}_{O_2}}$ vektorning

oxiridan (bu vektor 0 ga teng, chunki O_2 nuqta qo'zg'almas) $\overrightarrow{g_{BO_2}}$ vektorni yo'naltirishimiz kerak. Tezliklar planida R nuqta tezliklar Qutb deb ataladi va shu nuqtada tezlik 0 ga teng bo'ladi. Shuning uchun $\overrightarrow{g_{BO_2}}$ vektorning yo'nalishini R nuqtadan o'tkazamiz, uning yo'nalishi O_2V ga perpendikulyar bo'ladi. $\overrightarrow{g_{BA}}$ va $\overrightarrow{g_{BO_2}}$ vektorlarning yo'nalishlari kesishgan nuqtada v nuqta yotadi (2.2 – shakl).

Agar masala shartida 2 va 3 – zvenolarning og'irlik markazlari S_2 va S_3 nuqtalarning holatlari ham berilgan bo'lsa, ularning tezliklar planidagi o'rni nisbatdan foydalanib topiladi. Masalan, S_2 nuqta AB ning o'rtasida yotgan bo'lsa tezliklar planida ham av ning o'rtasida yotadi. Aytaylik S_3 nuqta O_2B ning B nuqta tomonidan $1/3$ nisbatdagi qismida yotgan bo'lsa, tezliklar planida S_3 nuqta Pb ning b nuqta tomonidan shunday qismida yotadi (7.2 –shakl).

Tezliklar planidan quyidagi noma'lumlarni topamiz:

$$\begin{aligned} g_B &= \overline{P\theta} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{S_2} &= \overline{PS_2} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{S_3} &= \overline{PS_3} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s} \\ g_{BA} &= \overline{a\theta} \cdot \mu_g, \quad \text{m/s}; & g_{BO_2} &= g_B, \quad \text{m/s}; & \omega_2 &= \frac{g_{BA}}{l_{AB}}, \quad \frac{1}{s}; & \omega_3 &= \frac{g_{BO_2}}{l_{BO_2}}, \quad \frac{1}{s}; \end{aligned}$$

Ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezliklari ω_2 va ω_3 bilan belgilangan, Pb, ab, Ps₂ lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlari S_2 va S_3 nuqtalar atrofiga qo'yiladi. ω_2 ning yo'nalishini topish uchun g_{BA} vektorni, ω_3 ning yo'nalishini topish uchun esa g_{BO_2} vektorni xayolan B nuqtaga qo'yiladi. Bu vektorlarning yo'nalishiga mos ravishda ω_2 va ω_3 ning yo'nalishlari qo'yiladi.

MEXANIZMNING TEZLANISHLAR PLANINI QURISH

Endi tezlanishlar planini qurishga o'tamiz. Dastavval A nuqtaning tezlanishini topamiz. $\overrightarrow{a_A} = \overrightarrow{a_A} + \overrightarrow{a_A}$;

$$\omega_1 = \text{const}, \varepsilon_1 = 0;$$

$$\overrightarrow{a_A} = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 0; \quad \overrightarrow{a_A} = \overrightarrow{a_A}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad \text{m/s}^2$$

Demak A nuqtaning tezlanishi faqat normal tashkil etuvchidan iborat bo'lib, uning yo'nalishi O_1A ga parallel va markazga, ya'ni A nuqtadan O_1 nuqta tomonga yo'naladi. Tezlanishlar masshtabini tanlaymiz:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \left[\frac{\text{m/s}^2}{\text{mm}} \right]$$

Bu yerda: $\pi a - a_A$ ning chizmadagi kattaligi bo'lib, chizma tekisligiga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi. Endi chizma tekisligida ixtiyoriy π nuqta tanlab olamiz va πa vektorni yo'naltiramiz. Bu vektor O_1A ga parallel A nuqtadan O_1 nuqtaga qarab yo'naladi. π nuqta tezlanishlar Qytbi deb ataladi va shu nuqtada tezlanish O ga teng bo'ladi (7.2 shakl) V nuqta uchun quyidagi tenglamalar sistemasini tuzamiz.

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} + \vec{a}_{BA} \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{BO_2} + \vec{a}_{BO_2} \end{cases}$$

Birinchi tenglamadagi a_{BA}^n vektorning va ikkinchi tenglamadagi $a_{BO_2}^n$ vektorning modulini quyidagicha topamiz.

$$a_{BA}^n = \frac{v_{BA}^2}{l_{AB}}; m/s^2 \quad a_{BO_2}^n = \frac{g_{BO_2}^2}{l_{O_2B}} m/s^2$$

Bu vektorlarning masshtab kattaliklarini topamiz.

$$n_{ba} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} MM; \quad n_{BO_2} = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} MM.$$

Endi sistemani echishni grafik usulda davom ettiramiz. Birinchi tenglamaga binoan a_B vektorni topish uchun πa vektor oxiridan a_{ba}^n vektorni, ya'ni uning masshtab kattaligi n_{ba} ni qo'yamiz. Uning yo'nalishi AV ga parallel va V nuqtadan A nuqta tomonga yo'naladi. Bu vektorning oxiridan a_{ba}^{τ} BA vektorning yo'nalishi chizig'ini o'tkazamiz, uning yo'nalishi AB ga yoki n_{ba} ga perpendikulyar bo'ladi. Ikkinchi tenglamaga binoan a_{O_2} ning oxiridan $a_{BO_2}^n$ vektorning yo'nalishini va kattaligini, ya'ni n_{BO_2} ni qo'yamiz, uning oxiridan esa $a_{BO_2}^{\tau}$ vektorning yo'nalish chizig'ini o'tkazamiz. Bu vektorlarni yo'nalishi birinchi

tenglamadagi mulohazalardan foydalanib o'tkaziladi. a_{BA}^{τ} va $a_{BO_2}^{\tau}$ vektorlarning yo'nalish chiziqlari kesishgan nuqtada biz izlagan b nuqta yotadi. S_2 va S_3 nuqtalarning tezlanishlar planidagi holati tezliklar plani qurishda yuritilgan mulohazalardan foydalanib topiladi.

Tezlanishlar planidan quyidagi noma'lumlarni aniqlaymiz:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a m/s^2; \quad a_{BO_2} = a_B; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^{\tau}}{l_{BO_2}} \frac{1}{s^2}.$$

$$a_{BA}^{\tau} = \tau_{ba} \cdot \mu_a m/s^2; \quad a_{S_2} = \pi_{S_2} \cdot \mu_a m/c^2;$$

$$a_{BA} = a_B \cdot \mu_a m/c^2; \quad a_{S_3} = \pi_{S_3} \cdot \mu_a m/c^2;$$

$$a_{BO_2}^{\tau} = \tau_{BO_2} \cdot \mu_a m/sc^2; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}}{l_{AB}} \frac{1}{s^2};$$

$\pi b, \tau_{ba}, a_B, \tau_{BO_2}, \pi_{S_2}, \pi_{S_3}$ lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ε_2 va ε_3 lar ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezlanishlari bo'lib, ularning yo'nalishi τ_{ba} va τ_{BO_2} vektorlarni xayolan B nuqtaga qo'yish orqali aniqlanadi. Bu urinma tezlanish vektorlari qaysi tomonga yo'nalsa burchak tezlanishlari ham usha tomonga yo'naladi.

MAVZU: MEXANIZMLAR DINAMIKASI. KINETOSTATIKA.

Reja:

1. Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlar.
1. Mashina agregatining harakat tenglamasi.
2. Mexanizmlarni kinetostatik tahlil qilish.
3. Muvozanatlovchi kuchni N. E. Jukovskiy usuli bilan topish.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: harakatlantiruvchi kuchlar, foydali qarshilik kuchlari, zararli qarshilik kuchlari, inersiya kuchlari, og'irlik kuchlari, harakat davrlari, yurgizib yuborish davri, barqaror ishlash davri, to'xtatish davri, kinetostatika, kuch masshtabi, kuch ko'pburchagi, muvozanatlovchi kuch, N.E.Jukovskiy usuli.

Mashina va mexanizmlarning chidamliligini oshirish, sarflanadigan xom ashyo va harakatga keltirish uchun zarur bo'lgan energiyani tejash, eng muhim mashinalarning ish unumini oshirishda ularning dinamikasini o'rganish muhim o'rin tutadi.

Mashinaga ta'sir qiluvchi kuchlar asosan quyidagi turlarga bo'linadi:

1. Harakatlantiruvchi kuchlar – bu kuchlarning yo'nalishi tezlik yo'nalishida bo'lib ularning bajargan ishi doimo musbat bo'ladi. Masalan ichki yonuv dvigatelida silindr ichidagi gazning porshenga bosim kuchini xarakterlanuvchi kuch ekanini ko'rsatish mumkin;

2. Foydali qarshilik kuchlari – mashina texnologik jarayonni amalga oshirishida paydo bo'ladigan kuchlar. Masalan metal yoki yog'ochni qirqichda paydo bo'ladigan kuchlarni foydali qarshilik kuchlari deyish mumkin;

3. Zararli qarshilik kuchlari- bu kuchlar mashinaning harakati davomida kinematik juftlar orasidagi ishqalanish kuchlari yoki tashqi muxit ta'sir kuchlaridir (masalan havo, suv va x. k);

4. Og'irlik kuchlari- mashina qismlarining, zvenolarining og'irligidan paydo bo'ladi;

5. Inertsia kuchlari – tezlikning o'zgarishida zvenolarda paydo bo'ladigan kuchlar;

6. Elastiklik kuchlari – bu kuchlar zvenolarning deformatsiyalanishi natijasida vujudga keladi.

Yuqoridagi kuchlardan foydali qarshilik kuchlari, zararli qarshilik kuchlari va inertsia kuchlarining bajargan ishlari doimo manfiy bo'ladi. Og'irlik va elastiklik kuchlari davriy harakatda ham musbat, ham manfiy bo'lishi mumkin. Shu sababdan davriy harakatdagi ba'zi mashinalarni hisoblashda ular e'tiborga olinmaydi.

MASHINA AGREGATINING HARAKAT TENGLAMASI. HARAKAT DAVRLARI

Mashinaning harakat tenglamasini jonli kuchlar, yani kinetik energiya orqali ifodalash mumkin. Kinetik energiyaning o'zgarishi barcha kuchlarning bajargan ishlarining yig'indisiga teng bo'ladi. Moddiy nuqta uchun:

$$\frac{m_i v_i^2}{2} - \frac{m_i v_0^2}{2} = W_i$$

Sistema uchun quyidagini yozish mumkin:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = \sum_{i=1}^n \int p \cdot ds \cos(p \wedge ds);$$

yoki

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_h - W_{fq} - W_{zq} - W_i \pm W_G \pm W_s$$

Bu yerda:

W_h - harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi;

W_{fq} - foydali qarshilik kuchlarining bajargan ishi;

W_{zq} - zararli qarshilik kuchlarning bajargan ishi;

W_G - og'irlik kuchlarning bajargan ishi;

W_u - inertsia kuchlarining bajargan ishi;

W_e - elastiklik kuchlarining bajargan ishi.

Agar mashinani davriy harakatda deb qarab, og'irlik va elastiklik kuchlarini bajargan umumiy ishini 0 ga teng deb olsak va inertsia kuchlarini zararli qarshilik kuchlari bilan birga hisoblasak yuqoridagi tenglama quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_h - W_{fq} - W_{zq}$$

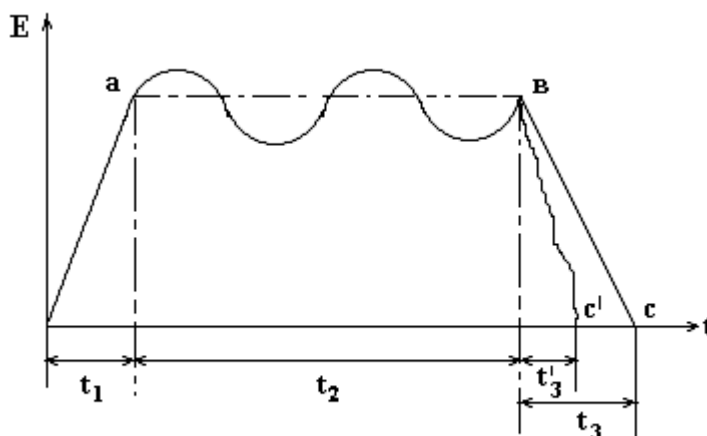
Bu tenglama mashina agregatining asosiy tenglamasidir. Bu tenglama mashina agregatining harakat davrlariga qarab quyidagi ko'rinishlarni olishi mumkin.

Mashina agregatining harakatini uchta asosiy davrga bo'lish mumkin:

1. Mashinani yurgizib yuborish davri t_1 (0-a) (8.1 – shakl);
2. Mashinaning barqaror ishlash davri t_2 (a-b);
3. Mashinaning to'xtatish davri t_3 (b-s).

Mashinani yurgizib yuborish davrida boshlang'ich tezlik 0 ga teng bo'ladi, yani $V_0 = 0$ u holda quyidagini yoza olamiz:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = 0$$



8.1- shakl.

Mashina agregatining harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = W_h - W_{fq} = W_{zq}$$

yoki

$$W_h = W_{fq} + W_{zq} + \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2}$$

Demak, mashinani yurgizib yuborish davrida harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish zararli va foydali qarshilik kuchlari bajargan ishdan katta bo'lishi zarur, chunki harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ishning bir qismi mashina harakatlanuvchi qismlarini normal tezlikka erishuvini ta'minlashga sarflanishi kerak bo'ladi.

Mashinaning barqaror ishlash davrida tezlik o'zgarmas bo'ladi, yani: $V_0 = V_i = V$ bundan kinetik energiyaning orttirmasi 0 ga tengligi kelib chiqadi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = 0$$

U holda mashina agregatining harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishni oladi:

$$W_x - W_{fq} - W_{zq} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_h = W_{fq} + W_{zq}$$

Demak, mashinaning barqaror ishlash davrida harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ish zararli va foydali qarshilik kuchlari bajargan ishga teng bo'lar ekan.

Mashina agregatining to'xtash davrida oxirgi tezlik 0 ga teng bo'ladi, yani $V_i = 0$ bu holda quyidagini yozish mumkin:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_x - W_{fq} - W_{zq} = - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

Bundan $W_x > W_{fq} + W_{zq}$ ekanligini, yani harakatlantiruvchi kuchlar bajargan ishi foydali va zararli qarshilik kuchlari bajargan ishdan katta ekanligi kelib chiqadi, lekin to'xtash davrida $W_h = 0$; $W_{fq} = 0$ bo'lishi kerak. U holda mashina agregatining to'xtash davridagi harakat tenglamasi quyidagi ko'rinishga keladi:

$$W_{zq} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

Demak, to'xtash davrida harakat vaqtida to'plangan kinetik energiya zararli qarshilik kuchlari bajargan ishni engishga sarflanar ekan. Bundan, zararli qarshilik kuchlarini oshirib mashinani tezrok to'xtatish mumkin degan xulosa kelib chiqadi (masalan tormozlash yo'li bilan). 8.1 – shaklda suniy tormozlash yo'li bilan t_3 vaqtini t_3^1 gacha qisqartirish mumkinligi ko'rsatilgan (b-s' chiziq).

MEXANIZMLARNI KINETOSTATIK TAHLIL QILISH

Mashina dinamikasini o'rganishda kinetostatika keng qo'llanadi. Bu usul D'alamber prinsipiga asoslangan bo'lib, muvozanatdagi dinamika deb qarash mumkin, yani sistemaga ta'sir qiluvchi barcha kuchlarga inertsia kuchlari qo'shilsa shu onda sistemani muvozanatda deb qarash mumkin.

Quyida mexanizmni kinetostatik tahlil qilishni kirivoship shatunli mexanizm misolida ko'rib chiqamiz. Buning uchun avvalo mexanizmni kinematik sxemasi va shu holatga mos

kelgan tezlanishlar planini quramiz. Agar berilgan mexanizm avval kinematik tahlil qilingan bo'lsa, shu tahlildan mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanish plani ko'chirib chiziladi. 8.2 – shaklda krivoship – shatunli mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanishlar plani keltirilgan. (8.2 – shakl a,b).

Kinetostatik tahlil qilish – mexanizm zvenolarining inertsia kuchlarini ham hisobga olgan holda, kinematik juftlardagi tayanch reaksiya kuchlarini aniqlash demakdir. Krivoship – shatunli mexanizmning sxemasidagi mos nuqtalarga mos tashqi va inertsia kuchlarini qo'yamiz. Buning uchun avval aniqlanishi mumkin bo'lgan kuchlarning kattaliklarini aniqlab olamiz.

Zvenolarning inertsia kuchlari va momentlarini aniqlaymiz:

$$P_{u2} = -m_2 \cdot a_{s2}, N$$

$$P_{u3} = -m_3 \cdot a_{s3} = -m_3 \cdot a_B, N;$$

$$M_{u2} = -J_{s2} \cdot \varepsilon_2, N \cdot M$$

Inertsia kuchlarini aniqlashda manfiy ishora inertsia kuchlarining tezlanishga teskari yo'nalganligini bildiradi. Krivoshipning inertsia kuchi va momenti 0 ga teng, chunki uning og'irlik markazi 0 nuqtada yotadi (binobarin $a_0=0$), burchak tezligi esa o'zgarmas, chunki masala shartida asosan $\omega_i = const$ deb beriladi. Shuning uchun $\varepsilon_i = 0$; $M_{u1}=0$ bo'ladi.

Zvenolarning og'irlik kuchlarini aniqlaymiz:

$$G_1 = m_1 \cdot g, N$$

$$G_3 = m_3 \cdot g, N$$

$$G_2 = m_2 \cdot g, N$$

G_1 ni 0 nuqtaga, G_2 ni S_2 nuqtaga va G_3 ni B nuqtaga shuningdek P_{u2} ni a_{s2} ga parallel qilib faqat unga qarama qarshi tomonga qaratib S_2 nuqtaga va P_{u3} ni a_B ga parallel unga teskari tomonga qaratib B nuqtaga qo'yamiz. M_{u2} ni S_2 nuqta atrofiga ε_2 ga teskari tomonga yo'naltiramiz. Mexanizm 2 – 3 Assur guruhini ajratib olamiz (8.2 – shakl b). Mos nuqtalarga mos og'irlik va inertsia kuchlarini qo'yamiz. B nuqtada 3 – zvenoni tayanchdan, yani 4 – zvenodan ajratib oldik, shuning uchun bu nuqtaga 4 – zvenoning 3 – zvenoga ta'sirini tayanch reaksiya kuchi bilan almashtirishimiz kerak. Bu tayanch reaksiya kuchi Y o'qiga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi, lekin qaysi tomonga yo'naladi va moduli qancha ekanligi nomalum, binobarin bu kuch topilishi kerak. Xozircha ixtiyoriy tomonga, aytaylik o'ng tomonga yo'naltiramiz.

A nuqtada 2 – zveno 1 – zvenodan ajratib olindi, bu nuqtadagi tayanch turi silindrik sharnir bo'lganligi uchun uni ikkita tashkil etuvchiga ajratib olamiz $\left(\vec{R}_{12}^n \text{ va } \vec{R}_{12}^\tau \right)$ masalani

yechimini osonlashtirish uchun $\vec{R}_{12}^n$ kuchni shatun o'qi bo'ylab yo'naltiramiz. V nuqtaga nisbatan barcha kuchlarni momentlarini yig'indisini 0 ga tenglaymiz.

$$\sum M_B(F_i) = R_{12}^\tau \cdot AB - P_{u2} \cdot h_{pu2} + G_2 \cdot h_{c2} - M_{u2} = 0$$

$$R_{12}^\tau = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} - G_2 \cdot h_{c2} + M_{u2}}{AB}, N$$

bunda h_{pi2} , h_{G2} va AB lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi va metr ga aylantirib qo'yiladi, chunki M_{12} ning birligi $N \times M$. Qolgan R_{12}^p va R_{43} tayanch kuchlarini topish uchun kuchlar ko'pburchagidan foydalanamiz. 2 – 3 guruhining muvozanat sharti quyidagicha (barcha kuchlarning geometrik yig'indisi 0 ga teng bo'lishi kerak):

$$\vec{R}_{43} + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{P}_{u2} + \vec{P}_{u3} + \vec{R}_{12}^\tau + \vec{R}_{12}^n = 0$$

Ushbu formulaga e'tibor berilsa, u noma'lum R_{43} kuchdan boshlanib, noma'lum R_{12}^n kuch bilan tugayapti. Shunday qilinsagina kuch ko'pburchagini grafik usulda echish mumkin bo'ladi.

Kuch masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_p = \frac{P_{u2}}{P_{u2}} \left[\frac{N}{MM} \right]$$

Bu yerda $\bar{P}_{u2} - P_{u2}$ ning chizmadagi ifodasi bo'lib, kattaligi chizma tekisligi o'lchamlariga qarab ixtiyoriy tanlab olinadi. Masshtab tanlashda faqat R_{12} emas ixtiyoriy ma'lum kuch olinishi mumkin.

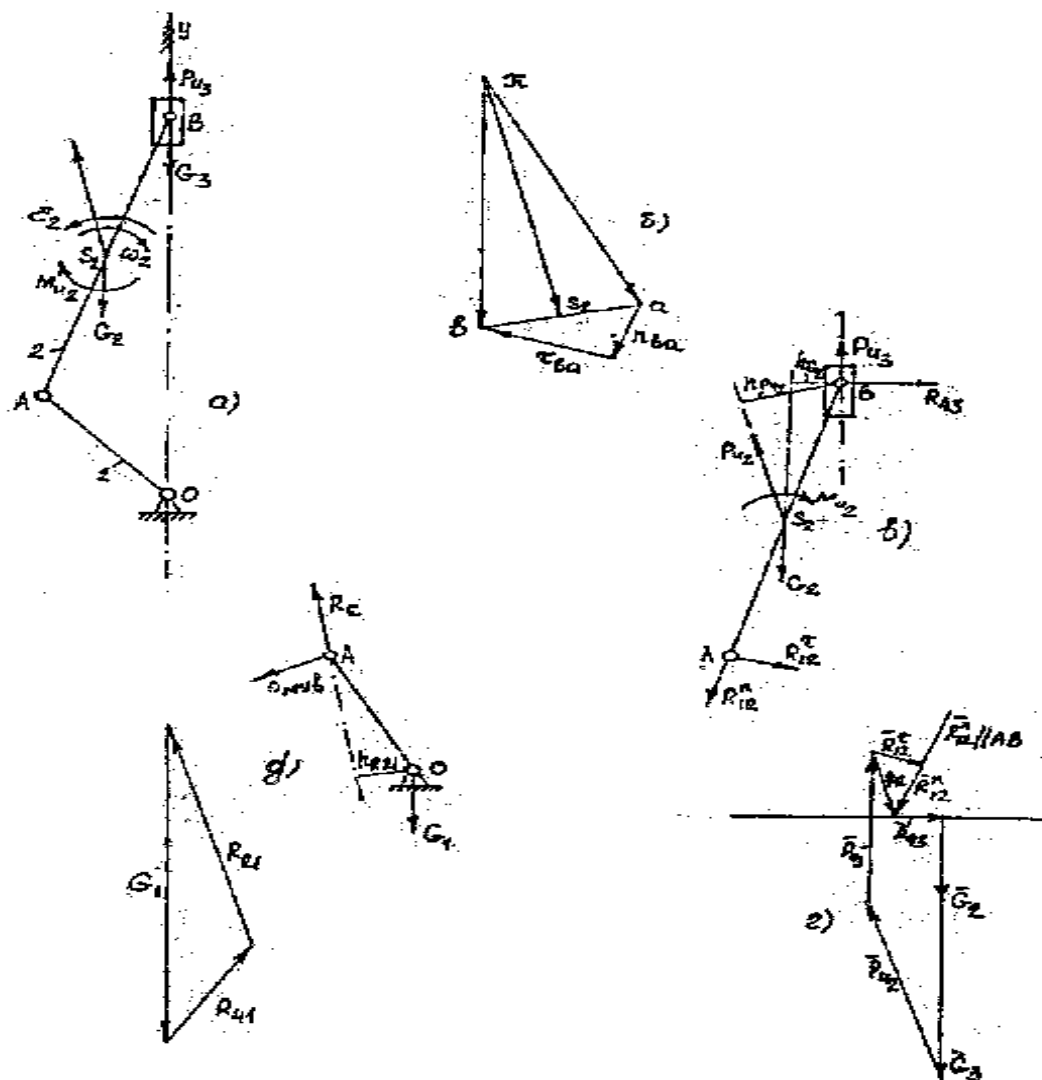
Qolgan malum kuchlarning chizmadagi ifodalarini aniqlaymiz:

$$\bar{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_p}, MM;$$

$$\bar{P}_{u3} = \frac{P_{u3}}{\mu_p}, MM;$$

$$\bar{G}_3 = \frac{G_3}{\mu_p}, MM;$$

$$\bar{R}_{12}^r = \frac{R_{12}^r}{\mu_p}, MM.$$



8.2-shakl

Endi yuqoridagi muvozanat shartidagi kuchlar ketma-ketligini saqlagan holda kuch ko'pburchagini chizamiz. Dastavval R_{43} ning yo'nalish chizigini o'tkazamiz. Bu chiziqda ixtiyoriy nuqta tanlab $\bar{G}_2, \bar{G}_3, \bar{P}_{u2}, \bar{P}_{u3}$ va R_{12}^r larning chizmadagi kattaliklarini yo'nalishlarini saqlagan holda qo'yib chiqamiz (8.2 – shakl r). Agar yuqoridagi hisoblashlarda R_{12}^r ning ishorasi manfiy chiqsa, uni teskari tomonga yo'naltirish zarur bo'ladi. R_{12}^r tugagan nuqtadan R_{12}^n ni qo'yishimiz kerak, bu kuchning faqat yo'nalish chizig'i ma'lum (AB ga parallel). Demak AB ga parallel chiziq o'tkazamiz, bu chiziq, R_{43} kuchning yo'nalish chizigi bilan kesishgan nuqtada kuch ko'pburchagi yopiladi. Muvozanat sharti ham shunday, kuchlarning teng ta'sir etuvchisi 0 ga teng bo'lishi uchun shu kuchdan tuzilgan kuch ko'pburchagi yopiq bo'lishi kerak. Vektorlar ketma-ketligidan foydalanib R_{12}^n va R_{43} larning yo'nalishini belgilaymiz (bir nuqtada ikki vektorning oxiri yoki boshi tutashmasligi kerak). R_{12}^r ning boshi bilan R_{12}^n ning oxirini tutashtirsak umumiy R_{12} kuchni hosil qilamiz. Chizilgan kuch ko'pburchagidan noma'lum kuchlarning kattaliklarini topamiz:

$$R_{43} = \bar{R}_{43} \cdot \mu_p, N$$

$$R_{12}^n = \bar{R}_{12}^n \cdot \mu_p, N;$$

$$R_{12} = \bar{R}_{12} \cdot \mu_p, N.$$

Endi yetaklovchi zveno va tayanchni, ya'ni 1 – 4 guruhni ajratib olamiz.

A nuqtaga 2 – zvenoning 1 – zvenoga ta'sirini qo'yishimiz kerak. Bu kuch R_{21} deb belgilanadi va u quyidagi munosabatdan topiladi:

$$R_{21} = -R_{12}; \quad |R_{21}| = |R_{12}|$$

Ya'ni 2- zvenoning 1- zvenoga ta'siri modul jihatidan, 1- zvenoning 2- zvenoga ta'sir kuchiga teng, faqat qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi. 1-4 guruhning muvozanat shartini yozamiz:

$$\vec{R}_{21} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{41} = 0$$

Bu munosabatdan R_{41} tayanch reaksiya kuchini aniqlashimiz kerak. Buning uchun kuch ko'pburchagini quramiz. Kuch masshtabi tanlaymiz:

$$\mu_p = \frac{R_{21}}{\bar{R}_{21}} \left[\frac{N}{MM} \right];$$

G_1 - kuchning chizmadagi ifodasini topamiz:

$$\bar{G}_1 = \frac{G_1}{\mu_p}, MM$$

$\bar{R}_{21}$ va $\bar{G}_1$ kuchlarni chizmadagi ifodalarini yo'nalishlarini saqlagan holda qo'yamiz (3.2 –shakl d). Oxirgi $\bar{R}_{41}$ kuch bu ko'pburchakning yopuvchisi bo'lishi kerak, shuning uchun $\bar{G}_1$ ning oxirini $\bar{R}_{21}$ ning boshi bilan tutashtiramiz va $\bar{R}_{41}$ ni chizmadagi kattaligini hosil qilamiz. Uning haqiqiy kattaligini quyidagicha topamiz:

$$R_{41} = \bar{R}_{41} \cdot \mu_p, N$$

MUVOZANATLOVCHI KUCHNI ANIQLASH

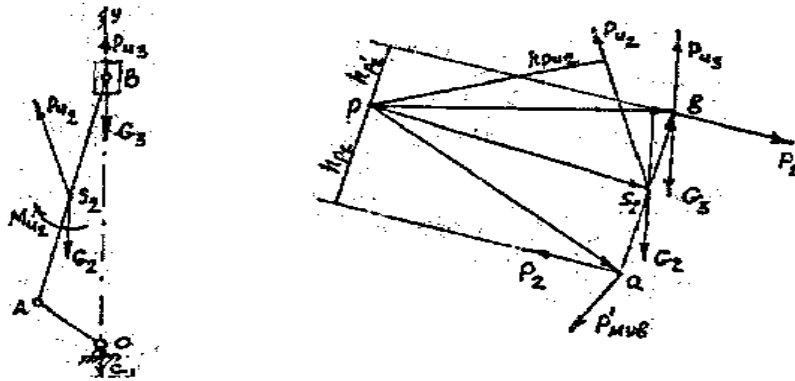
Mexanizmda yuzaga kelayotgan inertsia kuchlari natijasida tayanch reaksiya kuchlari xaddan ziyod oshib ketsa mexanizm ishdan chiqishi mumkin. Shuning uchun barcha tez harakatlanuvchi krivoship – shatunli mexanizmlarda krivoshipning A nuqtasiga muvozanatlovchi kuch P_{my6} qo'yiladi. Uning kattaligini topish uchun barcha kuchlarning 0 nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi 0 ga tenglanadi. P_{my6} A nuqtaga OA ga perpendikulyar qilib qo'yiladi.

$$M_0(F_i) = P_{my6} \cdot OA - R_{21} \cdot h_{R21} = 0$$

$$P_{my6} = \frac{R_u \cdot h_{R21}}{OA}, N$$

h_{R21} va OA lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi.

Muvozanatlovchi kuchni mexanizmni kinetostatik tahlil qilmasdan ham aniqlash



8.3-shakl.

mumkin, ya'ni mexanizm kinematik juftlaridagi tayanch reaksiya kuchlarini aniqlamasdan ham muvozanatlovchi kuchni topish mumkin. Buni birinchi marta rus professori N. E. Jukovskiy tomonidan taklif qilingan bo'lib, "Jukovskiy usuli" deb ataladi. Bu usulda muvozanatlovchi kuchni topish uchun 90° ga burilgan tezlik plani quriladi, mos nuqtalarga mos tashqi va inertsia kuchlari qo'yiladi. Zvenoning inertsia momenti ikkita kuchga ya'ni juftga ajratiladi va zvenoning tezliklar planidagi ikkita nuqtasiga qo'yiladi (8.3 shakl). A nuqtaga R_a ga perpendikulyar qilib

P_{my6}^1 muvozanatlovchi kuch qo'yiladi va barcha kuchlarning Qytb R nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi 0 ga tenglanadi:

$$P_{u2} \cdot h_{pu2} + P_{u3} \cdot h_{pu3} - P_{my6}^1 \cdot Pa - P_2 \cdot h_{p2} - P_2^1 \cdot h_{p2} - G_2 \cdot h_{G2} - G_3 \cdot P_6 = 0$$

Bu munosabatdan R_{muv}^1 hisoblab topiladi:

$$P_{my6}^1 = \frac{P_{u2} \cdot h_{pu2} + P_{u3} \cdot P_6 - P_2 \cdot h_{p2} - P_2^1 \cdot h_{p2} - G_2 \cdot R_{G2} - G_3 \cdot P_6}{Pa}, N$$

Barcha kuchlarning yelkalari bevosita chizmadan o'lchab olinadi.

Muvozanatlovchi kuchning qanchalik aniq topilganligini bilish maqsadida ikki usulda aniqlangan muvozanatlovchi kuchlar bir-biriga solishtiriladi. Xatolik 5% dan oshmasligi kerak:

$$\Delta = \frac{P_{\text{Myg}} - P'_{\text{Myg}}}{P_{\text{Myg}}} \cdot 100\%$$

MA`RUZA – 9.

MAVZU: MEXANIZMLARNI LOYIHALASH ASOSLARI. MUSHTCHALI MEXANIZMLARNI TAHLIL QILISH VA LOYIHALASH

Reja:

1.Mexanizmlarni loyihalash asoslari.

2.Mushtchali mexanizmlarning turlari.

3.Mushtchali mexanizmlarni tahlil qilish va loyihalash.

Adabiyotlar: 15,16,17,18.

Tayanch iboralar: Mushtchali mexanizmlar, tahlil qilish va loyihalash, aksial va dezaksial, o`tkir uchli, rolikli, tarelkasimon to`rtkichlar, mushtchaning sirti profili, diagrammalar, differensiallash va integrallash.

MEXANIZMLARNI LOYIHALASH ASOSLARI

Biz yuqorida mexanizmlarni tahlil qilishni ko`rib chiqdik, ya`ni mexanizmning tuzilishi va yetaklovchi zvenoning harakat qonuni berilgan holda qolgan zvenolarning harakat qonunlarini aniqlash, shuningdek mexanizm zvenolariga ta`sir qiluvchi tashqi kuchlar, inertsia kuchlari va kinematik juftlarga ta`sir qiladigan tayanch reaksiya kuchlarining o`zgarishini ko`rib chiqdik. Demak **tahlil** – tayyor mexanizmni qonuniyatlarini tekshirishdir.

Mexanizm va mashinalarni o`rganishda ularni loyihalash masalasi ham asosiy masalalardan hisoblanadi. **Loyihalash**-talab etilgan qonuniyatni bajara oladigan mexanizm yoki mashina yaratish demakdir. Loyihalash mexanizm va mashinalar nazariyasida sintez deb yuritiladi. Ushbu mulohazalardan ko`rinib turibdiki tahlil qilish va loyihalash bir-biriga teskari masalalardir. Tahlil qilishga qaraganda loyihalash ancha murakkab bo`lib bir necha bosqichlarni o`z ichiga oladi.

Loyihalashning birinchi bosqichida berilgan yoki talab etilayotgan qonuniyatni bajara oladigan mexanizmning kinematik sxemasini yaratish masalasi amalga oshiriladi. Mashina va mexanizmlar nazariyasidan aynan ana shu masala hal etiladi va **sintez** deb yuritiladi.

Loyihalashning ikkinchi bosqichida mexanizmning konstruktiv shakllari, mustahkamligi, FIKning yuqori bo`lishi va ishonchiligi masalalari hal etiladi.

Uchinchi bosqichda esa loyihalanayotgan mexanizmning texnologik va texnik-iqtisodiy ko`rsatkichlari asoslanadi.

Yuqorida aytganimizdek mexanizm va mashinalar nazariyasida faqatgina loyihalashning birinchi bosqichi, ya`ni mexanizmlar sintezi hal etiladi.

Mexanizmning ta`rifidan kelib chiqqan holda sintezda quyidagi masalalar hal etiladi deyish mumkin:

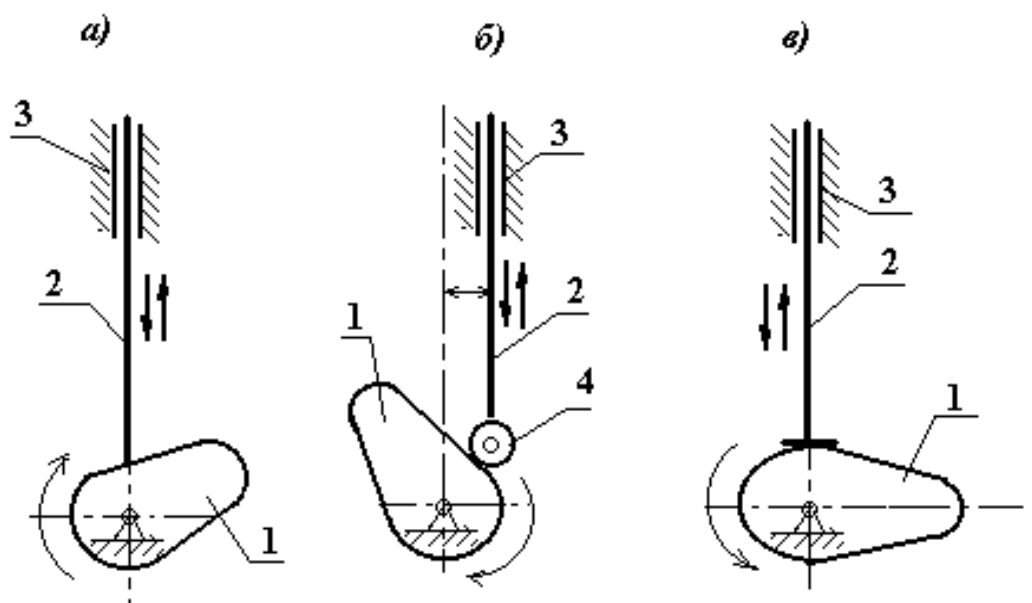
1. Bir o'q atrofidagi aylanma harakatni boshqa o'q atrofidagi aylanma harakatga aylantirish:
2. Bir o'q atrofidagi aylanma harakatni boshqa bir to'g'ri chiziqli harakatga aylantirish:
3. To'g'ri chiziqli harakatni aylanma harakatga aylantirish:
4. To'g'ri chiziqli harakatni to'g'ri chiziqli harakatga aylantirish:
5. Mexanizm nuqtalaridan birini talab qilingan trayektoriyaga solish.

MUSHTCHALI MEXANIZMLAR. MUSHTCHALI MEXANIZMLARNI TAHLIL QILISH VA LOYIHALASH

Mushtchali mexanizmlar yordamida yetaklovchi zvenoning doimiy aylanma harakatini yetaklanuvchi zvenoning ilgarilanma – qaytar harakatiga yoki tebranma harakatiga aylantirish va yetaklanuvchi zvenoning istalgan oldindan belgilangan vaziyatda to'xtatib turish va yurgizib yuborish mumkin. Bunday mexanizmlar ayniqsa avtomat – mashinalarda yaxshi natija beradi va texnikaning turli sohalarida keng ishlatilmoqda. Mushtchali mexanizmning eng oddiy ko'rinishi 4.1–shaklda keltirilgan, u uchta zvenodan iborat: mushtcha-I. Turtkich-2, tayanch- 3.

Mushtchanning yon sirti murakkab shaklda bo'lib to'rtgichning amaldagi belgilangan qonuniyat asosida harakat qilishini ta'minlaydi.

Turtgichning qaytar harakati ma'lum bir kuch (prujina) yordamida amalga oshiriladi. Bu kuchning kattaligi mexanizmning ishlash tartibiga, Quvvatiga qarab belgilanadi.



9.1 – shakl.

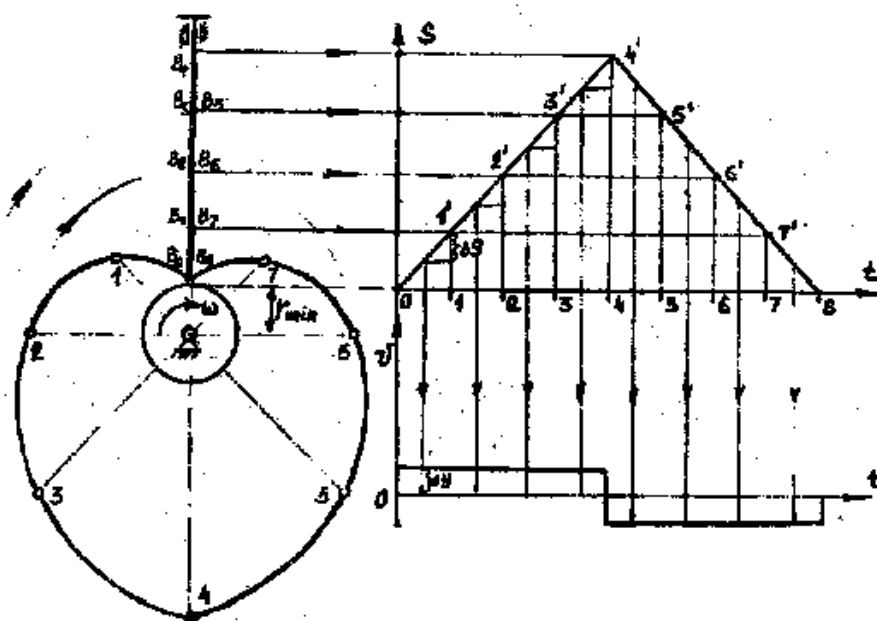
Turtgichning mushtchagacha tegib turgan uchi ignasimon tarelkasimon yoki rolikli bo'lishi mumkin. Katta quvvatli mexanizmlarda uchi ignasimon turtgich ishlatib bo'lmaydi, chunki mushtcha sirti tez yeyilishi mumkin.

Mushtchali mexanizm ham aksial (9.1 shakl a,v) yoki dezaksial (9.1 shakl b), shuningdek tekis yoki fazoviy bo'lishi mumkin.

Mushtchali mexanizmda asosan, mushtcha yetakchi zveno vazifasini bajaradi, lekin baʼzan turtgich ham yetakchi zveno boʻlishi mumkin. Qaysi zveno yetakchi boʻlishidan qatʼiy nazar mushtchali mexanizmlarning tahlili va loyihasi bir xil boʻladi.

Mexanizmni tahlil qilishda uning oʻlchamlari va yetakchi zvenoning harakat qonuniyati berilgan boʻladi va qolgan zvenolarining kinematik harakateristkalarini topish talab etiladi. Loyihalashda esa berilgan harakat qonuniyatining bajarilishini taʼminlay oladigan mushtcha profili tuziladi. Loyiha kinematik yoki dinamik boʻlishi mumkin. Dinamik loyiha asolsan, tezyurar va aniqligi yuqori mushtchali mexanizmlar uchun bajariladi.

Quyida turtgichi oʻtkir uchli aksial mushtchali mexanizmni tahlil qilish va loyihalashni koʻrib chiqamiz.



9.2-shakl.

Tahlil qilish. Buning uchun berilgan mexanizmni chizma tekisligiga qarab biror masshtabda turtgichning eng pastga tushgan holati, yaʼni turtgich uchi mushtchaning minimal radiusiga tegib turgan holati uchun kinematik sxema chizib olinadi (9.2 shakl,a).

Soʻngra mushtcha biror bir burchak tezlik bilan aylantirilsa, turtgich ilgarilanma-qaytar harakatda boʻladi.

Turtgichning yoʻl diagrammasini hosil qilish uchun mushtcha profili bir necha teng boʻlakka boʻlib olinadi. Buning uchun mushtcha minimal radius $r_{\min}$ bilan aylana chizib uni teng boʻlaklarga boʻlish kifoya. Aytaylik bu aylana aylanish yoʻnalishida sekin-asta boʻlingan burchakka burilganda turtgichning B_0 nuqtasi B_1 vaziyatni olganini koʻramiz.

Keyingi burchakka burganimizda B_2 holatni oladi. Shu tariqa mushtcha bir toʻliq aylanganida turtgich bir marta yuqoriga koʻtarilib qaytib tushadi va $B_0, B_1, B_2, \dots, B_8$ holatlarni sanab oʻtadi.

B nuqtani koʻndalangiga chizish uchun $S0t$ koordinata oʻqlarini olib $0s$ tomonini mushtcha profili boʻlgan teng boʻlaklarga, yaʼni 8 boʻlakka boʻlib, $0S$ koordinatalar oʻqiga V nuqtaning holatlarini koʻchirib oʻtamiz.

$B_0, B_1, B_2, \dots, B_8$ nuqtalardan gorizontal va absissa o'qidagi $0, 1, 2, \dots, 8$ vertikal nurlar chiqaramiz. Mos nurlar kesishgan nuqtalarni $1^1, 2^1, \dots, 7^1$ bilan belgilab ular tutashtirib chiqilsa turtgichning yo'l diagrammasi hosil qilinadi.

Turtgichning tezlik va tezlanish diagrammalari yo'l diagrammasini differensiallash yo'li bilan hosil qilinadi. Grafik differensialning bir necha usuli mavjud.

1. *Ordinalarni orttirish usuli:*

2. *Vatarlar usuli.*

Bu usullardan bittasini aytaylik ordinalarni orttirish usulini ko'rib chiqaylik.

Bu usulda yo'l grafigidan tezlik grafigini keltirib chiqarish uchun $1, 2, \dots, 7$ nuqtalardan qo'shni ordinata bilan kesishgunga qadar absissa o'qlariga parallel chiziqlar o'tkaziladi (9.2 shakl, b). Binobarin ordinalar farqi - orttirma o'rtacha tezlikni beradi.

Turtgich V nuqtasining bir vaziyatidan ikkinchi vaziyatiga o'tishi uchun ketgan vaqt Δt grafikning qurilishiga ko'ra bir xil, chunki absissa o'qini teng bo'laklarga bo'lgan edik.

$$\Delta = m \cdot K_t [s] \quad K_t = \frac{T}{L}$$

Bu yerda K_t vaqt masshtabi, m vaziyatlar o'rtasidagi masofa mm, T - davr,

L - absissa o'qida olingan masofa.

Ikki oraliq orasidagi o'rtacha tezlik quyidagicha topiladi:

$$V_{23} = \frac{\Delta S_{23}}{\Delta t} = \frac{\Delta S_{23}}{m \cdot K_t} \left[\frac{M}{s} \right]$$

ΔS_{23} 2 va 3 ordinalarning farqi yoki 2 va 3 intervalda o'tilgan yo'l bo'lib, u quyidagicha topiladi:

$$\Delta S_{23} = (Y_3 - Y_2) K_s = \Delta Y_{23} \cdot K_s [M]$$

$$K_s = \frac{S_{\max}}{Y_{\max}} \quad \text{yo'l diagrammasining masshtabi}$$

$S_{\max}$ - turtgichning haqiqiy maksimal yo'li:

$U_{\max}$ - turtgichning chizmadagi maksimal yo'li:
u holda o'rtacha tezlik:

$$V_{23} = \frac{\Delta Y_{23} \cdot K_s}{m \cdot K_t} = \Delta Y_{23} \frac{K_s}{m \cdot K_t} \left[\frac{M}{s} \right] \quad (1)$$

$$\frac{K_s}{m \cdot K_t} \quad \text{o'zgarmas miqdor bo'lgani uchun tezlikning qiymati faqatgina} \quad \Delta Y_{23}$$

ga bog'liq ekanligi kelib chiqadi. Shuning uchun hamma intervallarda ordinalar farqi $\Delta Y_{01}, \Delta Y_{12}, \dots, \Delta Y_{78}$, larni olib, ular o'rtacha tezlikni berishini e'tiborga olib, yo'l diagrammasi ostidan tezlik diagrammasi uchun koordinata o'qi o'tkazamiz. Bu koordinata o'qida yo'l diagrammasidagi intervallar o'rtalariga to'g'ri keluvchi vertikal chiziqlar chiqarib, bu chiziqlarga tegishli ordinata orttirmalari ΔY larni qo'yamiz. Hosil bo'lgan $1^{11}, 2^{11}, 3^{11}, \dots, 8^{11}$ nuqtalarni o'zaro tutashtirsak tezlik diagrammasini hosil qilamiz.

Tezlik diagrammasiga qo'yilayotgan ordinata orttirmasi ΔY ni zarurat bo'lsa, ma'lum o'zgarmas S kattalikka ko'paytirish yoki kamaytirish mumkin. Bunda masshtab o'zgaradi:

$$Y_g = \Delta Y \cdot C$$

$$V_{23} = Y_{g(23)} \cdot K_g = \Delta Y_{23} \cdot C \cdot K_g \quad (2)$$

(1) va (2) larning chap tomonlari teng o'ng tomonlarini tenglaymiz:

$$\Delta Y_{23} \cdot C \cdot K_g = \Delta Y_{23} \cdot \frac{K_s}{m \cdot K_t}$$

Bunda tezlik masshtabi quyidagicha topiladi:

$$K_g = \frac{K_s}{C \cdot m \cdot K_t}, \quad \left[\frac{M/S}{MM} \right]$$

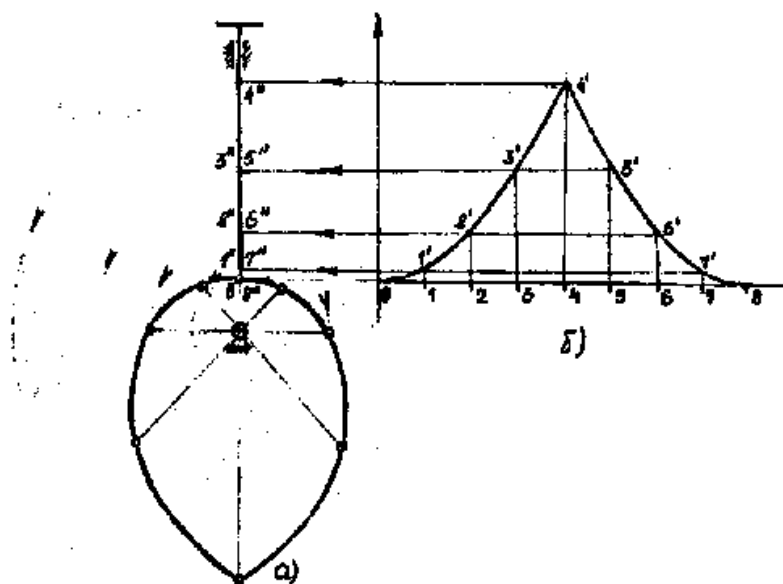
Tezlanish diagrammasi tezlik diagrammasini grafik differensiallab hosil qilinadi. Bu ham xuddi tezlik diagrammasini qurishdagi kabi amalga oshiriladi.

Tezlanish masshtabi quyidagicha topiladi.

$$K_a = \frac{K_g}{C \cdot m \cdot K_t}, \quad \left[\frac{M/S^2}{MM} \right]$$

Loyihalash. Yetaklanuvchi zvenoning yo'l diagrammasi va mushtchaning minimal radiusi r_{min} berilgan. Loyihalash quyidagi tartibda amalga oshiriladi:

1. Tekislikda ixtiyoriy aylanish o'qi olinib r_{min} radius bilan aylana chiziladi;
2. Aylana sirtida turtkichning mushtcha bilan hosil qilgan nuqtasi – V belgilanadi. Shu nuqtada chizilgan aylanaga urinma o'tkaziladi va berilgan yo'l diagrammasi shu urinma ustiga chiziladi. Urinma diagrammaning absissalar o'qi bo'lib hisoblanadi (4.3 – shakl, a).
3. Yo'l diagrammasi absissa o'qini va aylanani teng bo'laklarga masalan 8 bo'lakka bo'linadi. (4.3- shakl b). Yo'l diagrammasining absissalar o'qida hosil bo'lgan 1, 2, ..., 8 nuqtalaridan ordinata o'qiga parallel chiziqlar chiqariladi va ularni diagramma egri chizig'i bilan kesishgan nuqtalarini mos ravishda $1^1, 2^1, \dots, 8^1$ bilan belgilanadi. Bu nuqtalardan absissa o'qiga parallel chiziqlar o'tkaziladi va turtgich o'qida $1^{11}, 2^{11}, \dots, 8^{11}$ nuqtalar hosil qilinadi.
4. Aylana markazini markaz qilib olib sirkul bilan bu nuqtalarni aylanadagi mos nuqtalardan chiqqan chiziqlar bilan kesishguncha aylantiriladi. Hosil bo'lgan nuqtalar o'zaro tutashtirilsa mushtcha profili kelib chiqadi.
5. Agar tezlanish diagrammasi berilgan bo'lsa, uni avval ikki marta grafik integrallab yo'l diagrammasi hosil qilib olinadi.



9.3-shakl.

Yuqorida yo'l diagrammasidan mushtcha profilini hosil qilishda qurishlar ma'lum bir masshtabda amalga oshiriladi.

MA'RUZA -10

MAVZU: MASHINA DETALLARI. ASOSIY TUSHUNCHALAR.

Reja:

1. Detallar va o'zellarga qo'yiladigan asosiy talablar
2. Bo'limning asosiy qismlari va ularda o'rqnadigan muammolar.
3. Mashina detallarining klassifikatsiyasi (tasnifi).
4. Fanning mashinasozlikda tutgan o'rni.

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: Mashinalar, qismlar, o'zellar, detallar, detallarga qo'yiladigan talablar, ishga yaroqlilik, ishonchlilik, texnologik talablar, iqtisodiy talablar, estetik talablar, mustahkamlik, ruxsat etilgan kuchlanish.

Amaliy mexanika predmetining yakunlovchi bo'limi «Mashina detallari» bo'limida «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» va «Materiallar qarshiligi» bo'limlarida olingan bilimlar umumlashtiriladi.

Mashinalar, mexanizmlar va boshqalar barchasi detallardan tashkil topgan bo'ladi. Bir xil materialdan yasalgan yig'ish jarayonlarisiz tayyorlanadigan inshoot qismiga detall deb ataladi. (masalan, bolt, gayka).

Bir-biriga yig'ish jarayonlari orqali birlashtiriladigan, detallardan tashkil topgan inshoot qismi yig'ish birligi deb ataladi. (yoki o'zel).

Mashinalarda detallar soni yo'zlab, minglab, bazan millionlab bo'lishi mumkin. Har xil to'zilganligiga qaramasdan ko'pgina detallar va yig'ish birliklari andozalashtirilgan. Ular qatoriga ko'pgina birikmalar (rezbali, payvand, shlisali va x.k), uzatmalar (tishli, tasmali, vintli va x.k) va ularning detallari, vallar, muftalar, podshipniklar, zichlashtiruvchi va moylovchi moslamalar, korpuslar, prujinalar va x.k.

YUqoridagi mulohazalardan, muhandisli tayyorgarligida detallar va o'zellarni hisoblash, loyihalash va konstruksiyalashni o'rganish muhim o'rin tutadi. «Mashina detallari» aynan mana shu masalalarni hal etish bilan shug'illanadi.

DETTALAR VA UZELLARGA QO'YILADIGAN ASOSIY TALABLAR

Detallarga va o'zellarga, shuningdek butun mashinaga qo'yidagi asosiy talablar qo'yiladi:

Ishga yaroqlilik – detal yoki o'zelning o'z vazifasini belgilangan parametrlarni saqlagan holda bajara olish qobiliyatidir;

Ishonchlilik – detal yoki o'zelning ma'lum bir muddatda o'z ko'rsatkichlarini belgilangan oraliqda saqlagan holda ishlay olish qobiliyati. Ishonchlilik mashinasozlikning barcha sohasi uchun eng muhim ko'rsatkich bo'lib hisoblanadi, chunki har qanday yuqori tavsifga ega bo'lgan maxsulot ham ishonchliligi bo'lmasa qadrsizlanadi.

Texnologik talablar – detalni tayyorlashda, tamirlashda va ishlatish jarayonlarida sarf harajatlarning iloji boricha kam bo'lishi xom ashyoning tejilishi, qisqa vaqtlarda tayyorlash, tamirlash mumkin bo'lishi va x.k.;

Iqtisodiy talablar – loyihalashning, tayyorlashning va tamirlashning iloji boricha arzon bo'lishi;

Estetik talablar – detal yoki o'zel tashqi ko'rinishining chiroyli bo'lishi.

Mashina detallarini klassifikatsiyasi (tasnifi)

I.1. Detallar birikmalari yoki birikmalar. Birikmalar asosan ikki guruhga bo'linadi: ajratib bo'ladigan birikmalar va ajratib bo'lmaydigan birikmalar.

I.2. Uzatish mexanizmlari. Bularga vallar muftalar kiradi.

- I.3. Uzatmani olib beruvchi detallariga tishli g'ildiraklar shkivlar, yulduzchalar kiradi.
- I.4. Richakli va kulachokli mexanizmlar.
Bular asosan bir harakatning boshqa bir harakatga ayantirib berish uchun xizmat qiladi
- I.5. Prujina va resorlar. Ular asosan titrashlarni va zarblarni pasaytirib berish uchun xizmat qiladi.
- I.6. Maxoviklar, mayatniklar, yo'qchalar, shabotlar. Bular asosan harakatning bir tekis olib berish uchun xizmat qiladi.
- I.7. Ifloslanishning oldini olish qurilmalari va moylash tizimi.
Bular mashinani uzoq ishlashini ta'minlash uchun xizmat qiladi.
- I.8. Boshqarish mexanizmlari.

DETALLARNING ISHLASH LAYOQATI VA UNI TA'MINLASH.

Mustaxkamlik, bikrlilik, issiqbardoshlik, titrashga va eyilishga chidamlilik detallarni ishlash layoqatini aniqlaydigan asosiy belgilardir.

Mustaxkamlik. Ishlash sharoitida detallarning deformasiyalanishi me'yorida bo'lgani holda, sinmay va benuqson ishlay olish xususiyati uning mustaxkamligi deyiladi.

Detallarda hosil bo'ladigan kuchlanish noldan maksimumgacha bo'lishi mumkin: (tishli g'ildirak bir tomonga ishlovchi, sekin aylanuvchi mexanizmlarni shatunlari) kuchlanish minusdan plusgacha bo'ladigan mexanizmlar (misol vallar va o'qlar):

Mustaxkamlikga hisoblash asosan ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashdan boshlanadi va kuchlanishni zaxira koeffisienti topiladi. Mustaxkamlikni umumiy zaxira koeffisienti qo'yidagicha topiladi.

$$n = n_1 n_2 n_3$$

bu erda: n_1 ; n_2 ; n_3 ; - har bir detallarni zaxira koeffisientlari.

Bikrlilik. Ba'zi detallar, ayniqsa kuch ta'sirida ishlaydigan detallar uchun mustaxkamlikni o'zi etarli bo'lmaydi.

Masalan, ma'lum kuch va moment ta'sirida aylanayotgan val mustaxkam bo'lishiga qaramay, ruxsat etilganidan ortiq egilishi mumkin.

Bunday val ishlatilmasligi kerak, chunki valga o'rnatilgan detallar, masalan: tishli g'ildiraklar orasidagi masofa chegaralangan bo'ladi. Valning ruxsat etilganidan ortiq egilishi bu detallarning mo'ljaldagidan ilgari ishdan chiqishiga sabab bo'ladi.

Detailarning bikrligiga qo'yiladigan asosiy talablar:

- a) detallar notekis holatda va zarb bilan ishlaganda bikrlilik ta'minlangan bo'lishi:
- b) birlashgan detallar orasidagi masofa o'zgarmasligi:
- v) dinamik kuchlarda (rezonans hodisasini bo'lmasligi)
- g) texnologik shartlarni ta'minlashligi:
- d) mashinani umumiy ishlashini ta'minlashi:

Titrashga chidamlilik. Mashinalar ishlash tezligining tobora oshishi va detallar og'irligining kamaytirilishi har xil titrashlarning paydo bo'lishi uchun imkoniyat tug'diradi. Bu borada rezonans hodisasi ayniqsa xavflidir. Ma'lumki, rezonans hodisasi detalning o'zida hosil bo'ladigan xususiy tebranish chastotasi, tashqi kuch ta'sirida bo'ladigan tebranish chastotasi bilan bir xil bo'lib, qolganda ruy beradi.

Issiqqa chidamlilik. Mashinalarni loyihalashda ularda hosil bo'ladigan issiqlikning me'yoridan ortib ketmasligi, ya'ni $Q \leq Q_1$ bo'lishiga erishmoq zarur.

Bu erda Q – mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori:

Q_1 – mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori:

Yeyilishga chidamlilik. Ishlash vaqtida ishqalanuvchi detallarning ishlash davri eyilish darajasiga qarab belgilanadi. Detalning tez yoki sekin eyilishi darajasiga qarab belgilanadi. Detalning tez yoki sekin eyilishi uning ishlash sharoitiga, moylash darajasiga, kontakt kuchlanishning qiymatiga va boshqa faktorlarga bog'liq.

$$P \leq [P] \quad P_v \leq [P_v]$$

bu erda: p - nisbiy bosim

v - ishqalanish tezligi.

Ishonchlilik. Detallarni ko'rsatilgan muddatga o'z tashqi ko'rinishini yo'qotmay ishlashiga aytiladi.

Ishonchlilik qo'yidagilardan tashkil topadi. Buzilmay ishlashlik, ko'pga chidamlilik, tuzatishga yaroqlilik va saqlanuvchanlik.

Detallarni ishlay oluvchanlik qobiliyatini qisman yoki butunlay yo'kotishi ishlamay qolishlik deyiladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash.

Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini aniqlashda detalga ta'sir etuvchi kuchning va ishlatilgan materialning xiliga qarab, chegaraviy kuchlanish sifatida mustaxkamlik chegarasi $[\sigma_{OK}]$ (plastik materiallar uchun) yoki toliqish chegarasi σ_{-1} (yo'qlama o'zgaruvchan sikl bilan ta'sir etadigan materiallar uchun) olinishi mumkin. Shunday qilinganda plastik materiallar uchun

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{OK}}{[n]}$$

mo'rt materiallar uchun:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{-1}}{[n]} \text{ bo'ladi.}$$

bu erda $[n]$ -ruxsat etiladigan mustaxkamlik zaxira koeffisienti.

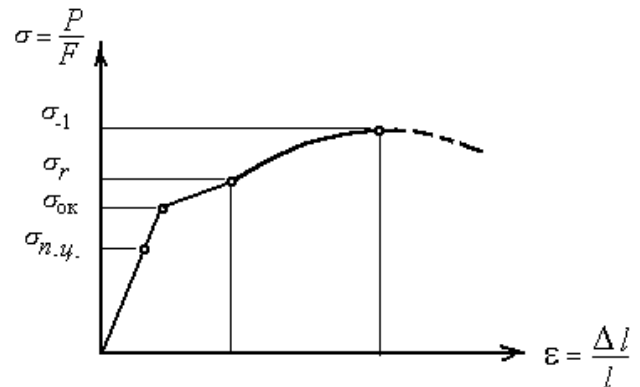
Bu erda σ_{ny} — mustaxkamlik chegarasi.

σ_Y — qayishqoqlik chegarasi.

σ_{OK} — oquvchanlik chegarasi

σ_{-1} — vaqtli qarshilik, mustaxkamlik chegarasi.

Har qanday detallarni issiqlikka bardoshlikka tekshirish shart.



MA'RUZA-11

MAVZU: UZATMALAR. FRIKSION VA TASMALI UZATMALAR

Reja:

1. **Aylanma harakat mexanik uzatmalari**
2. **Frikzion uzatmalar**
3. **Tasmali uzatmalar**

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: Aylanma harakatni uzatish, mexanik uzatmalar, friksion uzatmalar, tasmali uzatmalar, tekis tasma, ponasimon tasma, ishqalanish kuchi, variatorlar, uzatishlar nisbati.

Bir zvenoning harakatini ikkinchi bir zvenoga ishqalanish kuchlari yordamida uzatishga mo'ljallangan uzatmalar friksion uzatmalar deb ataladi. Ikki zveno o'rtasidagi ishqalanish kuchi ularni bir-biriga siqib qo'yish yo'li bilan hosil qilinadi. Frikzion uzatmalar asosan aylanma harakatni uzatishda ishlatiladi.

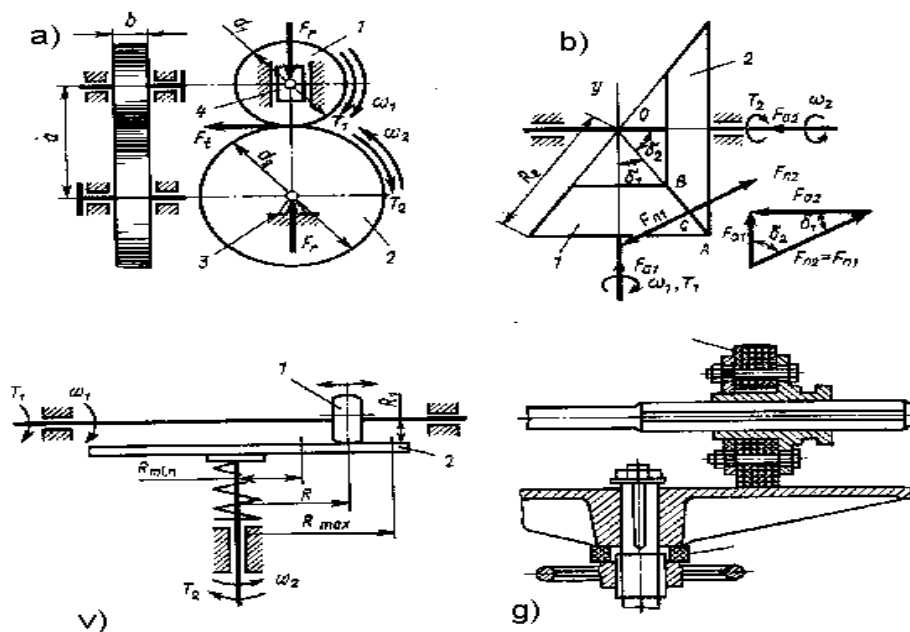
Tuzilishining oddiyligi, shovqinsiz ishlashi, aylanish tezligini pog'onasiz o'zgartirish mumkinligi friksion uzatmalarning afzalliklari bo'lsa, tayanchlarga tushadigan zuriqishlarning katta bo'lishi, zvenolarning bir-biriga nisbatan sirpanishi mumkinligi va buning natijasida uzatishlar sonining doimiy bo'lmasligi ularning kamchiliklariga kiradi.

Oddiy friksion uzatma yetaklovchi – 1 va yyetaklanuvchi –2 g'ildiraklardan, shuningdek ularning tayanchlari –3, 4 lardan iborat bo'ladi (11.1 shakl a).

Frikzion uzatmalar uzatishlar soni doimiy (11.1 shakl a), b) yoki o'zgaruvchan (11.1 shakl v,g), silindrsimon g'ildirakli (a), yoki konussimon g'ildirakli (b), paralell valli (a) yoki vallarning yo'nalishi kesishuvchi (b,v,g) turlarga bo'linadi.

Yuqorida eslatganimizdek friksion uzatmalarda uzatishlar soni pog'onasiz o'zgartirilishi

mumkin. Bunday friksion uzatmalar variatorlar deb ataladi (11.1 shakl v,g).



11.1.-shakl. Friksion uzatmalar

Uzatmaning kinematikasi. Friksion uzatmalarda g'ildirakning bir-biriga nisbatan sirpanishi natijasida ularning aylana tezliklari v_1 va v_2 lar bir-biridan farq qiladi ($v_1 > v_2$). SHuning uchun bu o'zlamalarning kinematikasini tekshirishda sirpanish koeffitsienti tushunchasi kiritiladi:

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1}$$

ε ning qiymati tajribadan aniqlanadi va odatda $\varepsilon = 0,01 \div 0,05$ oralig'ida bo'ladi.

G'ildiraklarning chiziqli va buchak tezliklari o'rtasidagi bog'lanishni e'tiborga olib, uzatmaning uzatishlar soni i ni topamiz:

$$v_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}; \quad i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}; \quad v_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2};$$

Demak, uzatmaning uzatishlar soni g'ildiraklarning diametriga teskari proporsional bo'lar ekan.

Konussimon friksion uzatmalar uchun uzatishlar sonini qo'yidagicha aniqlash mumkin (10.1 – shakl b):

$$i = -\frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1(1-\varepsilon)}$$

Bu erda δ_1 δ_2 – konus yasovchilarining o'qqa nisbatan burchagi.

(10.1 –shakl g) da keltirilgan variatorlar uchun uzatishlar soni, g'ildiraklarning sirpanishini e'tiborga olmasak, qo'yidagicha aniqlanishi mumkin:

$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 \min}} = -\frac{R_{\max}}{R} \quad i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2 \min}} = -\frac{R_{\min}}{R_1}$$

Variatorlarda uzatishlar sonini o'zgartirish oralig'i tushunchasi kiritiladi va u qo'yidagicha topiladi:

$$D = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{R_{\max}}{R_{\min}}$$

Uzatmadagi kuchlar. Uzatmadagi kuchlarni tekshirishda asosan g'ildiraklarni bir-biriga siqib turuvchi F kuch topiladi. Buning uchun aylanma kuchni topamiz:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} \quad F_t = F_f \quad F_f = f \cdot F_r$$

Bu erda f – dumalash ishqalanish koeffisienti deb ataladi, uning qiymati jadvallardan olinadi. G'ildiraklarning bir-biriga nisbatan sirpanishi kamaytirish maqsadida K koeffisient qabul qilinadi:

$$K = \frac{F_t}{F_r} > 1$$

K ning qiymati kuch uzatish qyrimlalarida $K=1,25 \dots 1,5$ kinematik xarakterdagi uzatmalarda $K=3$ ga teng qilib olinadi.

G'ildiraklarni siqib turuvchi F kuch qo'yidagicha topiladi:

$$F_r = \frac{K \cdot F_t}{f} = \frac{2K \cdot T_2}{f \cdot d_2}$$

E'tibor berilsa F_r –g'ildiraklarni siqib turuvchi kuch foydali aylanma F_t kuchdan ancha katta bo'ladi. Masalan $K=1,5$, $f=0,01$ bo'lganda $F_r=150 F_t$ bu esa g'ildiraklarni bir-biriga siqib turish uchun maxsus moslamalardan foydalanish zarurligini, g'ildirakdagi tayanch podshipniklarining o'lchamlari kattalashib ketishiga olib keladi.

Konussimon g'ildirakli friksion uzatmalarda siqib turuvchi kuch qo'yidagicha topiladi:

$$F_r = \frac{K \cdot F_t}{f} \sin \delta_1$$

Uzatmaning FIK. Oddiy friksion uzatmalar va variatorlarning FIK g'ildiraklar orasidagi sirpanishga va tayanchlardagi yuqotishlarga bog'liq bo'lib $\eta=0,9 \dots 0,95$ oralig'ida yotadi.

Uzatmani hisoblash. Uzatma mustahkamlikka ruxsat etilgan kontakt kuchlanishlar bo'yicha tekshiriladi:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]; \quad \sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_r \cdot E}{\hat{a} \cdot R}}$$

Bu munosabatda R - keltirilgan radius, $\hat{a}$ – g'ildiraklar eni.

Keltirilgan radius qo'yidagicha topiladi:

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$$

Yuqoridagi munosabatdan foydalanib o'qlararo masofani topamiz:

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K \cdot E}{\psi_{\hat{a}\hat{a}} \cdot f} \left(\frac{0,418}{i[\sigma_H]} \right)^2}$$

Bu erda $\psi_{\hat{a}\hat{a}}$ -g'ildirak eni koeffisienti ($\epsilon = \psi_{\hat{a}\hat{a}} \cdot a$)

O'qlararo masofa topilgandan keyin g'ildiraklarning diametrlari topiladi:

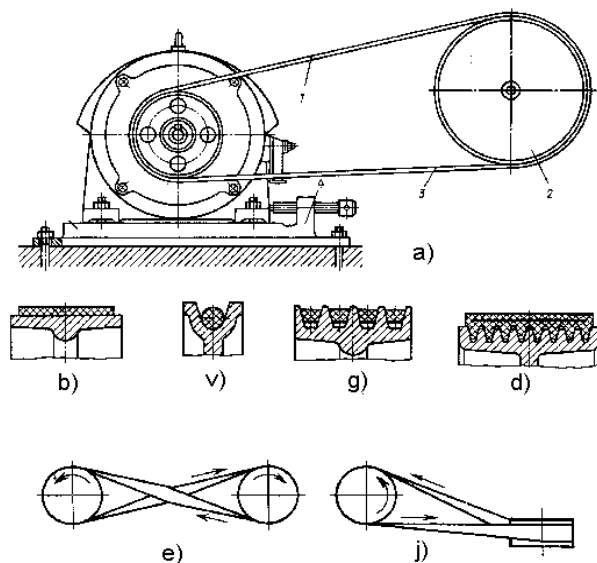
$$d_1 = \frac{2a}{(i+1)}; \quad d_2 = d_1 i (1 - \epsilon)$$

TASMALI UZATMALAR

Tasmali uzatmalar aylanma harakatni parametrlarini o'zgartirib o'qlararo masofa katta bo'lganda bir valdan ikkinchi valga ishqalanish kuchi yordamida o'zatadi. Tasmali uzatma bir-biri bilan tasma orqali bog'langan ikki shkivdan iborat (10.2 shakl a).

Tasmali uzatmalar tasmaning turiga qarab tekis tasmali (10.2 shakl, b) ponasimon tasmali (10.2 shakl g), aylanasiimon tasmali (10.2 shakl v) yarim ponasimon tasmali va tishli ponasimon tasmali uzatmalarga bo'linadi. Tasmali uzatmalar yordamida asosan paralell vallar o'rtasida bir tomonga yo'nalgan aylanma harakatni uzatish mumkin, lekin ba'zi hollarda tasmani aylantirib tashlash yo'li

bilan har tomonga aylantirishni (10.2 shakl e) yoki ba'zi hollarda vallarning o'qlari parallel bo'lmagan shkiqlar o'rtasida ham aylanma harakatni uzatish mumkin (10.2 shakl j).



10.2. shakl. Tasmalarning turlari

Tasmali uzatmalarning afzalliklariga aylanma harakatni katta masofalarga o'zata olishi, tuzilishining oddiyligi, narxining pastligi, katta tezlikda ishlashi mumkinligi, silliq va shovqinsiz ishlashi, zuriqish, to'rtki va zarbalarga chidamliligi kabi xususiyatlari aytish mumkin bo'lsa kamchiliklariga tasmalarning tez ishdan chiqishi, radial o'lchamlarining kattaligi, vallar va ularning tayanchlariga katta zuriqish tushushini ko'rsatish mumkin.

Uzatmaning kinematikasi. Friksion uzatmalarning kinematikasi bilan bir xil, faqatgina tasmali uzatmalarda sirpanish koeffitsienti tekis tasmali uzatma uchun $\varepsilon=0,01$, ponasimon tasmali uzatma uchun $\varepsilon = 0,015 \div 0,020$ ga teng qilib olinadi.

Uzatmadagi kuchlar. Tasmali uzatma friksion uzatma bo'lganligi uchun tasmani oldindan qandaydir F_0 kuch bilan taranglashtirib qo'yish zarur bo'ladi. Bu kuchning qiymati qo'yidagi munosabatdan topiladi: (tekis tasmali uzatma uchun): $F_0 = \sigma_0 b h$;

Bu erda σ_0 - oldindan taranglashtirish kuchlanishi ($\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$);

b, h - tasmaning eni va balandligi.

Tasmalarning yetakchi va yetaklanuvchi tarmog'idagi kuchlar qo'yidagicha aniqlanadi:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t;$$

bu erda

$$F_t = \frac{2T}{d_1}$$

Vallarga ta'sir qiluvchi kuch qo'yidagi munosabatdan aniqlanadi:

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cdot \cos\alpha} - 2F_u \sin\frac{\alpha}{2}; \quad F_u = \rho g^2$$

Uzatmaning FIK. Tasmali uzatmalarning FIK tekis tasmali uzatmada $\eta=0,97 \div 0,98$ ponasimon tasmali uzatmada $\eta=0,92 \div 0,97$ teng bo'ladi.

Uzatmani hisoblash. Tasmali uzatmalar asosan tortish qobiliyati bo'yicha hisoblanadi. Bunda qo'yidagi munosabatdan foydalaniladi:

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \leq [\sigma_t]$$

Bu erda σ_t foydali kuchlanish; $[\sigma_t]$ Ruxsat etilgan foydali kuchlanish.

A –tasma ko'ndalang kesimi.

Tasmali uzatmani tortish qobiliyati bo'yicha tekshirish, tekis tasmali uzatmalar uchun tasmaning enini topishga keltiriladi:

$$\sigma = \frac{F_t \cdot C_p}{h[\sigma_t]};$$

Bu erda C_p -dinamik koeffisient h- tasma qalinligi.
Ponasimon tasmali uzatmalarda tasmalar sonini aniqlashga keltiriladi:

$$Z = \frac{F_t \cdot C_z}{A[\sigma_t]}$$

Bu erda A – bitta tasma ko'ndalang kesim yuzasi;

C_z -tasmalar o'rtasida yuklanishning tekis taqsimlanmasligini hisobga oluvchi koeffisient.
($C_z = 0,85...1,0$) Bazan tasmalar soni qo'yidagi munosabatdan ham aniqlanadi:

$$Z = \frac{PC_z}{[P]}$$

Bunda P – o'zatiladigan qyvvat; [P]-bitta tasmaga ruxsat etilgan qyvvat.

Uzatmaning geometrik parametrlari. Tasmali uzatmalarning asosiy geometrik kattaliklari qo'yidagilar:

1. O'qlar aro masofa:

$$a_{\min} = (1,5 \div 2)(d_1 + d_2); \quad a_{\max} = (1,5 \div 2)(d_1 + d_2) \quad a_{\max} = a_{\min}$$

2. Tasma uzunligi:

$$L \approx 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25(d_2 - d_1)/a$$

3. Kichik shkivning qoplanish burchagi:

$$d_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)}{a} 57^\circ$$

MA`RUZA -12

MAVZU: ZANJIRLI UZATMALAR

Reja:

1. **Zanjirli uzatmalarni afzalliklari va kamchiliklari va ishlatilish joylari.**
2. **Uzatmani tasnifi.**
3. **Uzatmani geometrik o'lchamlari.**
4. **Uzatmani evilishga hisoblash.**
5. **Uzatmalarni taranglash moslamalari.**

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: Zanjirlar, vtulkali zanjirlar, rolikli zanjirlar, tishli zanjirlar, zanjir tezligi, taranglashtirish qurilmalari, zanjir qadami, yulduzchalar.

Aylanma harakatni parallel val o'rtasida zanjir yordamida uzatuvchi moslama -Zanjirli uzatmalar deb ataladi.

Zanjirli uzatmalar - o'qlararo masofa kattaroq bo'lgan, uzatish soni doimiy bo'lishi zarur bo'lgan joyda o'rtacha quvvatni uzatish uchun ishlatiladi. Oddiy zanjirli uzatmalar ikkita yulduzcha va zanjirdan iborat bo'ladi (12.2. shakl).

Zanjirli uzatmalar zanjirning tezligiga qarab uch turga bo'linadi:

1. Tez harakatlanuvchi

$$v_3 \leq 25m/s; \quad i \leq 3$$

2. O'rtacha tezlikda haraktlanuvchi

$$v = 2 \dots 6 \text{ m/s}; \quad i \leq 6$$

3. Sekin harakatlanuvchi

$$v_3 < 2 \text{ m/s}; \quad i = 10 \dots 15$$

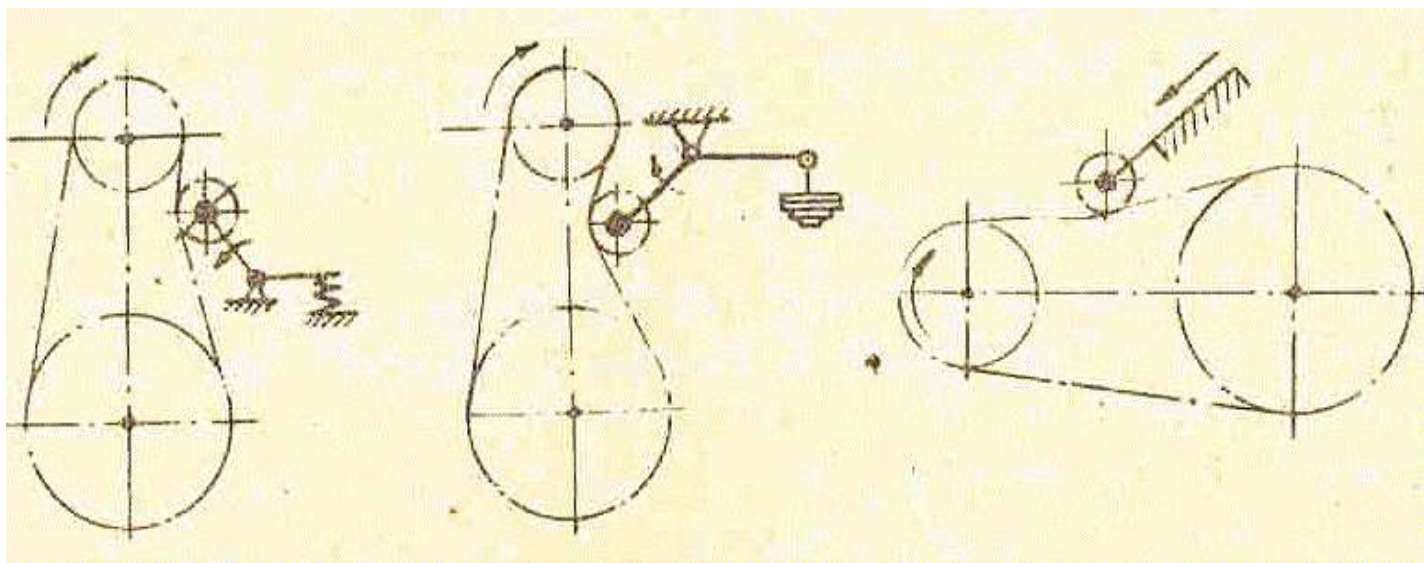
Kattaroq masofaga aylanma harakatni uzata olishi, sirpanishni yo'qligi, valga tasmali uzatmalardagiga qaraganda kamroq yuklanish tushushi va FIK ning yuqoriligi zanjirli uzatmalar ning afzallik tomoni bo'lsa, shovqin chiqarib ishlashi, rolikning yeyilishi va zanjirni taranglashtirib turuvchi moslama zarurligi uning kamchilikidir.

Yulduzcha o'qini tutashtiruvchi chiziqli iloji boricha gorizontal bo'lishiga harakat qilinadi, lekin ba'zi holda γ burchak 80° gacha borishi mumkin. Yulduzchalar asosan cho'yanlardan tayyorlanadi. (Sr 18-36, Sr 21-40, Sr 24-44, Sr 28-48) va po'latlardan (15, 15X, 40, 40X) tayyorlanadi.

Zanjir rolikli, vtulkali va tishli uzatmalar bo'lishi mumkin. Rolikli zanjir keng ishlatiladi. U davlat standartiga ko'ra PR va undan keyin zanjir qadami bilan markalanadi (masalan: PR-12, 7-900, PR-19, 05-2500 va x.k) Kattaroq quvvat uzatish zaruriyati tug'lsa bir qatorli zanjir o'rniga ikki qatorli 2PR, uch qatorli 3PR va hokazo ishlatilishi mumkin.

Vtulkali zanjir kamroq ishlatiladi va PV deb markalanadi. Vtulkali zanjir rolikli zanjirdan vtulka ustiga kiydiriladigan rolikning yo'qligi bilan farq qiladi. U asosan kam quvvat uzatiladigan, tez harakatlanuvchi zanjirli uzatmalarda ishlatiladi.

Tishli uzatmalar zanjir ham rolikli zanjirga qaraganda kam ishlatiladi, chunki u katta quvvat uzata olsada bir-biriga biriktirilgan plastinkadan yig'ilganligi uchun juda og'irlashib ketadi. Zanjirlar maxsus taranglovchi kurilmalar bilan ta'minlangan bulishi kerak(12.1.shakl)



12.1. shakl. Taranglovchi qurilmalar.

Zanjirda asosiy kattalik zanjir qadami bo'lib, $0,01a \leq t \leq 0,04a$ (a —o'qlararo masofa) oraliqda olinadi va standartlashtirilgan.

Yulduzcha konstruksiyasiga ko'ra Tishli uzatmalar g'ildirakga uxshab ketadi. Diametri uncha katta bo'lmagan yulduzcha shtamplab, katta diametrli yulduzcha esa yig'iladigan qilib tayyorlanadi. Uning eni zanjirning ichki plastinai orasidagi v_u masofadan kamroq qilib olinadi.

Zanjir va yulduzcha tanlanayotganda albatta uning qadami va qator soni bir-biriga mos kelishi shart.

Uzatmakinematikasi. ning kinematikasini tekshirishda zanjirning tezligi va uzatish soni topiladi.

Zanjirning tezligi (o'rtacha tezligi) qo'yidagi munosabtdan topiladi:

$$\nu_3 = \frac{z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 10^3}$$

Bu erda Z_1 – yulduzchaning tish soni, p_1 – yulduzchaning minutiga aylanish soni t qadam. Uzatish soni qo'yidagiga teng:

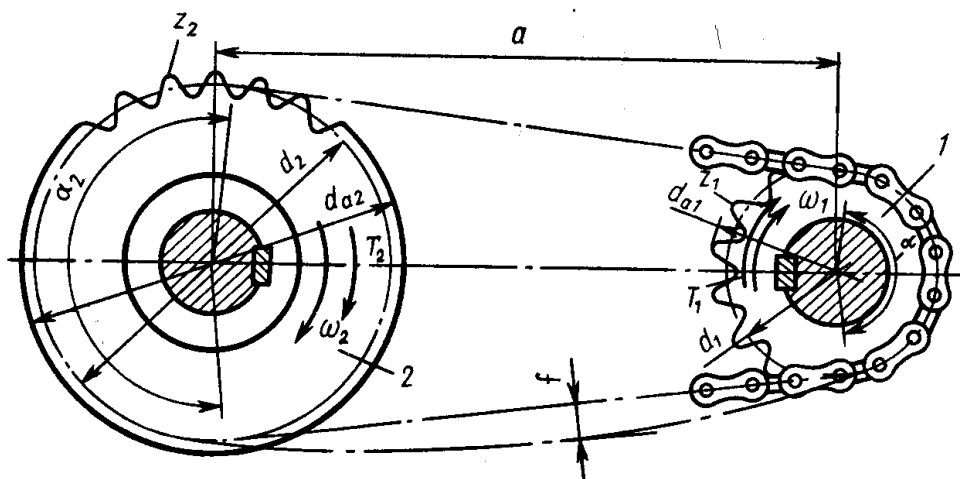
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad i \leq 8$$

Uzatmadagi kuchlar. Tasmali uzatmalar dagi kabi Zanjirli uzatmalar da ham zanjirni oldindan qandaydir F_q kuch bilan taranglashtirib qo'yish lozim. Bu kuchning qiymati qo'yidagi munosabatdan topiladi:

$$F_q = \frac{qa^2}{8f} = \xi \cdot q \cdot a \quad \left(\xi = \frac{a}{8f} \right)$$

Bu erda q – 1 metr uzunlikdagi zanjirning massasi, f – zanjirning salqiligi. Zanjirning salqiligining qiymati yangi zanjir uchun katta olinmaydi.

$\gamma \leq 40^\circ$ bo'lganda $f = 0,02 \cdot a$ ga teng qilib olinadi. Bunda $\xi=6,25$. $\gamma > 40^\circ$ bo'lsa $\xi=3$ vertikal tarmoq uchun ($\gamma=90^\circ$) $\xi=1$ ga teng qilib olinadi.



12.2. shakl. Zanjirli uzatma

Zanjirning yetaklovchi tarmog'i ish jarayonida qo'yidagi kuch bilan cho'ziladi:

$$F_1 = F_t + F_q + F_u + F_d$$

Bunda F_t aylanma kuch, F_q -zanjirning og'irlikdan cho'zilishi, F_u -inersiya kuchidan cho'zilish ($F_n = q \cdot \nu_3$) F_d -dinamik yuklanish.

Zanjirning yetaklanuvchi tarmog'iga esa qo'yidagi kuch ta'sir qiladi:

$$F_2 = F_q + F_d$$

Aylanma kuch qo'yidagicha topiladi (bu kuch foydali yuklanish deb ataladi):

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{N}{\nu_3}$$

Dinamik kuch F_d hisoblashda maxsus koeffisient orqali hisobga olinadi.

Valga tushadigan zuriqish kuchi qo'yidagicha aniqlanadi:

$$F_r = k \cdot F_t$$

$K=1,15$ gorizonta tarmoq uchun, $K= 1,05$ vertika tarmoq uchun.

Uzatmaning asosiy o'lchami. Yulduzchaning tishi soni

$$z = 29 - 2i \geq 19$$

Sekin harakatlanuvchi da $z_{\min}=13 \dots 15$ zarba ta'sirida ishlaydigan da $z_{\min}=23$ olinadi.

O'qaro masofaning tavsiya etiladigan qiymati $a=(30 \dots 50)$ t munosabatdan belgilanadi. a ning minimal qiymati, zanjirning minimal qoplanish burchagiga qarab tanlanadi.

$$i \leq 3 \quad a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} + (30 \dots 50)$$

$$i > 3 \quad a_{\min} = \frac{d_1 + d_2}{2} \cdot \frac{9 + i}{10}$$

Zanjir elementining soni qo'yidagicha topiladi.

$$L_t = 2 \frac{a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right) \frac{t}{a}$$

O'qaro masofaning aniq qiymatini topamiz:

$$a = 0,25t \left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 + 8 \left(\frac{z_1 + z_2}{2\pi} \right)^2} \right)$$

Zanjirli uzatmalar ni hisoblashda asosiy parametr zanjir qadami bo'lib hisoblanadi:

$$t = 60 \sqrt[3]{\frac{N \cdot K_D}{[P_u] \cdot n_1 \cdot z_1 \cdot K_m}} \quad P_u = \frac{F_t \cdot K_D}{A_t \cdot K_m} \leq [P_u]$$

Bu erda N – uzatilayotgan Quvvat, K_m -zanjirning qator sonini e'tiborga oluvchi koeffisient (bir qatorli zanjir uchun $K=1$), K_D -dinamik yuklanish koeffisienti.

A_t - zanjir sharniridagi tayanch yo'za proeksiyasi $A_t \approx 0,28t^2$.

MA`RUZA -13

MAVZU: TISHLI UZATMALAR .

Reja:

1. **Tishli uzatmalarni afzalliqi, kamchiligi va ishlatilish joylari.**
2. **To'g'ri tishli uzatmalar. Evolventali ishlashmani geometrik loyihalash**
3. **Tishli uzatmalarni hisoblash**
4. **Tishlarni tayyorlashda ishlatiladigan materiallar.**

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: Tishli uzatmalar, foydali ish koeffitsienti, modul, tish qadami, tish balandligi, evolventali ilashma, tish boshi aylanasing radiusi, tish oyog'i aylanasing radiusi, o'qlararo masofa.

Ikki zveno tishining bir-biri bilan ketma-ket ilashishi yordamida aylanma harakatni uzatuvch ibirikma - tishli uzatmalar deb ataladi.

Tishli uzatmalar mashinasozlikda juda keng ishlatiladi. Bu katta quvvatni uzata olishi (150 ming kVt gacha), katta tezlikda ishlay olishi (200 m/s gacha) FIK ning yuqoriligi (0,97 ...0,98), uzatish sonining aniqligi, ixchamligi va ishonchliligi bilan ajralib turadi.

Afzalliklari:

1. Sekundiga 150m gacha tezlik bilan katta (bir necha ming kVt)quvvat uzata oladi va uzatish soni bir necha yuzga etadi;
2. Sirtki ulchamlari nisbatan kichik buladi;
3. Tayachnchlariga tushadigan kuch uncha katta bulmaydi;
4. Foydali ish koeffisienti yuqori (0,97...0,98);
5. Uzatish soniga salbiy ta'sir etadigan sirpanish xodisasi bulmaydi;
6. Xilma-xil materiallardan foydalanishga imkon beradi.

Kamchiliklari:

1. Tayyorlashning nisbatan murakkabligi;
2. Ishlayotgan vaktida shovkin chikarishi;
3. Zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarning zarari ko'prok sezilishi kiradi.

Tishli uzatmalar g'ildirak o'qining joylashishiga qarab: silindrik, konussimon va glaboidal, ilashish turiga qarab: tashqi va ichki, g'ildirak o'qining harakatiga qarab: oddiy va planetar, tishning g'ildirakda joylashishiga qarab: to'g'ri tishli uzatmalar, qiya tishli uzatmalar va egri tishli uzatmalar, shuningdek shevron, tish profiliga qarab: evolventa, sikloida va aylana, uzatilayotgan quvvatga qarab: kuch uzatuvchi va kinematik turga bo'linadi. Shuningdek tishli uzatmalar aylanish tezligini kamaytiruvchi (reduktor) va oshiruvchi (multiplikator) bo'lishi mumkin.

Tishli uzatmalar da evolventa profilli tish keng ishlatiladi. Tishning ishchi yo'zasi konturi evolventaning bir qismiga mos keladi.

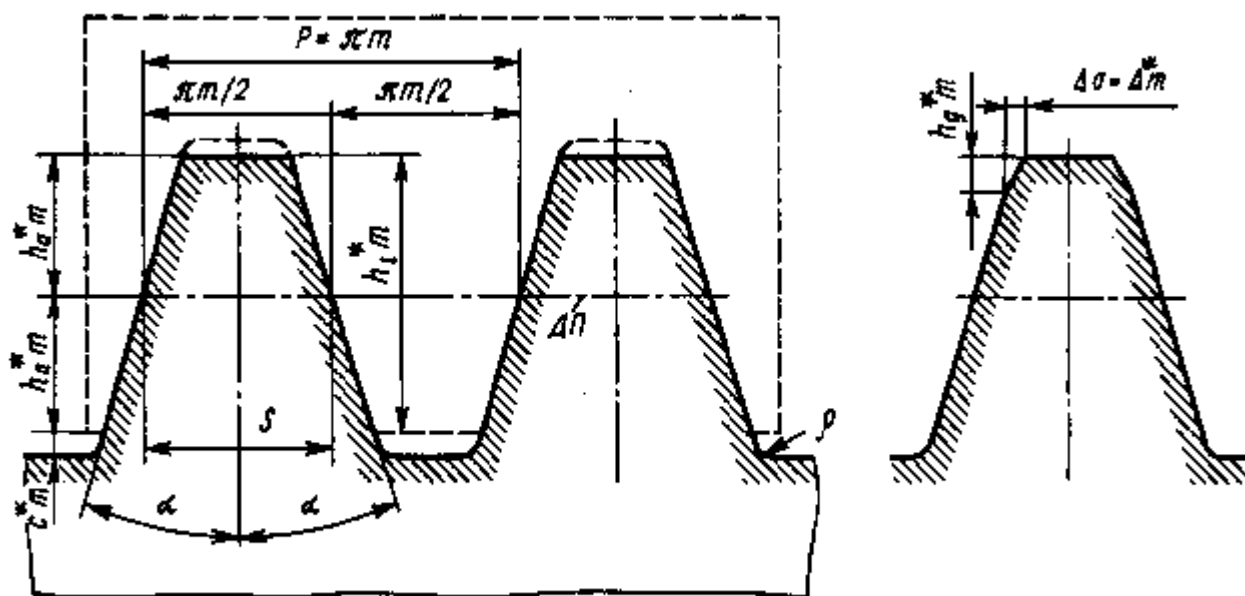
Tishli uzatmalarda modul deb ataladigan va qo'yidagicha aniqlanadigan kattalik asosiy hisoblanadi:

$$m = \frac{P}{\pi}$$

Bunda R-bo'luvchi aylana bo'yicha tish qadami (13.1 shakl). Tishli uzatmalar g'ildirakning tishini tayyorlashni unifikasiyalash maqsadida, tishni reyka deb ataluvchi boshlang'ich konturga ega, istalgan radiusdagi g'ildirak bilan ilashma hosil qilishi mumkin bo'lgan asbob bilan tayyorlanadi. Tishli uzatmalar g'ildirakning moduli andozalashtirilgan bo'lib ikki qatorda beriladi, bunda ikkinchi qatordan birinchi qator afzal hisoblanadi. Reykaning parametri qo'yidagi:

profil burchagi $\alpha = 20^\circ$;

kirish chuqurligi $h_t = 2h_a m$;



13.1. shakl. Tishli g'ildirak o'lchamlari

Bu erda $h_a = 1$ tish boshi balandligi koeffisienti,

3. Bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinligi $S=0,5r$

4. Radial oraliq $S=S_0 \cdot m$ bunda $S_0=0,25$ radial oraliq koeffisienti.

5. Tish oyug'ini yumaloqlash radiusi. $\rho = 0,384 \cdot m$

TO'G'RI TISHLI UZATMALAR. EVOLVENTALI ISHLASHMANI GEOMETRIK LOYIHALASH

Endi evolventali ishlashmani geometrik loyihalashda bajariladigan asosiy hisoblashni ko'rib chiqamiz: (m, Z_1, Z_2 lar berilgan)

1. Uzatish sonini topamiz:

$$i_{12} = \pm \frac{Z_2}{Z_1}$$

2. (Evolventaning funksiyasi ni aniqlaymiz:

$$\operatorname{inv} d_w = \frac{2(x_1 + x_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha; \quad (\alpha = 20^\circ; \operatorname{inv} \alpha = 0,014904)$$

Bu erda x_1, x_2 -reykaning siljish koeffisienti.

3. O'qlararo masofani aniqlaymiz:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w};$$

4. Boshlang'ich aylana radiusini aniqlaymiz:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{i_{12} + 1}; \quad r_{w2} = \frac{a_w \cdot i_{12}}{i_{12} + 1};$$

5. Bo'luvchi aylana radiusini topamiz:

$$r_1 = \frac{mz_1}{2} \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}$$

6. Asosiy aylanani radiusini aniqlash:

$$r_{\theta 1} = r_1 \cdot \cos \alpha; \quad r_{\theta 2} = r_2 \cdot \cos \alpha;$$

7. Tish boshi aylanasi radiusi:

$$ra_1 = r_1 + (h_a + x_1 - \Delta Y) \cdot m$$
$$ra_2 = r_2 + (h_a + x_2 - \Delta Y) \cdot m$$

bu erda ΔY - reykaning tutashtiruvchi koeffisienti. h_a -tish boshi balandligi.

8. Tish oyug'i aylanani radiusi:

$$r_{f1} = r_1 - (ha + C - x_1) \cdot m$$
$$r_{f2} = r_2 - (ha + C - x_2) \cdot m$$

bunda S-radial oraliq $S=0,25 m$

9. Bo'luvchi aylana bo'yicha tish qadami:

$$P_i = \pi \cdot m;$$

10. Bo'luvchi aylana bo'yicha tish qalinligi:

$$S_1 = 0,5Pt + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

$$S_2 = 0,5Pt + 2x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha;$$

11. Yuklanish koeffisienti:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_1 + z_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}$$

Bu erda $\alpha_1 = \arccos \frac{r_{\theta_1}}{ra_1}$; $\alpha_2 = \arccos \frac{r_{\theta_2}}{ra_2}$;

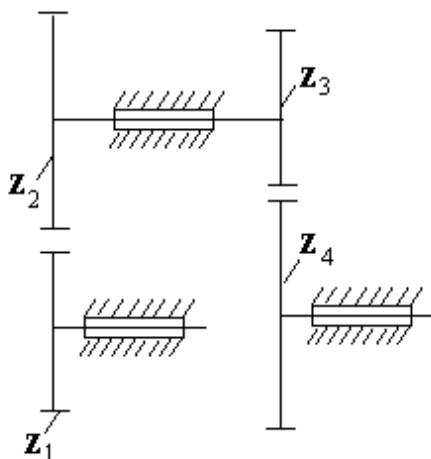
Yzamma kinematikasi. Tishli uzatmalar da asosiy parametr uzatish sonidir:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}$$

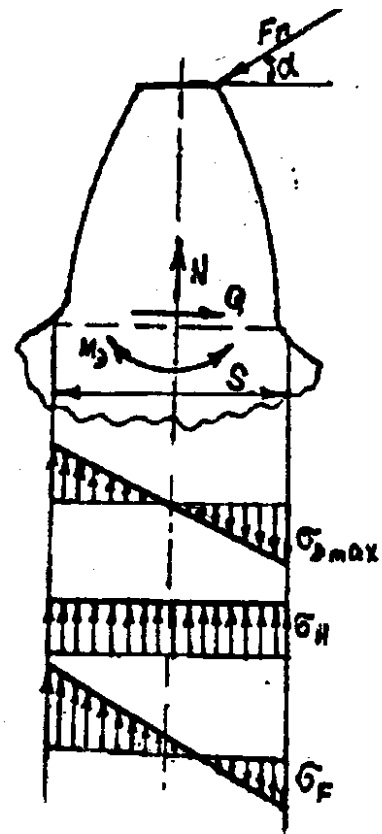
ishoradan tashqi ilashma uchun manfiy ishora olinadi.

Agar bir necha pog'onadan iborat bo'lsa, uzatish soni har bir pog'ona uzatish sonining ko'paytmasiga teng bo'ladi (13.2 shakl):

$$i_{14} = i_{12} \cdot i_{34} = \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \cdot \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3};$$



13.2.shakl. Ko'p pog'onali tishli uzatma



13.3. shakl. Tishlarga ta'sir qiluvchi kuchlar

Uzatmadagi kuch. Tishli uzatmalar g'ildirakning nuqtadagi kuchlanish va deformasiyani aniq hisoblash ancha murakkab matematik masalani hal qilish demakdir va bu masala elastiklik nazariyasi orqali hal etilishi mumkin. Shuning uchun muhandislik hisobida bu masala ancha sodda ko'rinishda kontakt kuchlanishning bosh vektorini topish va tishning havfli kesimidagi kuchlanishni topish bilan chegaralaniladi.

Ikki g'ildirakning ilashish chizigi bo'ylab yo'nalgan F_n normal kuch qo'yidagicha topiladi:

$$F_n = \int_{A_k} \sigma_k \cdot A_k;$$

Bu erda σ_1 -kontakt kuchlanish, A-kontakt yo'zasi, Yuqoridagi munosabatdan F_n ni aniqlash ancha mushkul, shuning uchun bu kuchni tashkil etuvchiga ajratiladi va qo'yidagicha aniqlanadi:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w}$$

Uzatmani hisoblash. Tishli uzatmalar ni hisoblashda tishni egilishda mustahkamlikka tekshiriladi. Bunda mustahkamlik sharti qo'yidagicha yoziladi:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

Bunda σ_F -havfli kesimdagi maksimal kuchlanish;
 $[\sigma_F]$ -egilishda ruxsat etilgan kuchlanish.

F_n -kuch ta'sirida havfli kesimda (13.3 shakldagi shtrix chiziq) eguvchi moment M_{θ} bo'ylama kuch N va kesuvchi kuch Q hosil bo'ladi va u qo'yidagicha topiladi:

$$M_{\theta r} = F_n \cdot l \cdot \cos \alpha; \quad Q = F_n \cdot \cos \alpha; \\ N = F_n \cdot \sin \alpha;$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} \quad \text{Ekanligini e'tiborga olsak:}$$

$$M_{\theta} = F_t \cdot l \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad Q = F_t \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}; \quad N = F_t \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha_w}.$$

Eguvchi momentdan hosil bo'ladigan kuchlanish qo'yidagicha topiladi:

$$\sigma_{\theta} = \frac{M_{\theta}}{W_{\theta}} = \frac{6 \cdot F_t \cdot l \cdot \cos \alpha}{\epsilon_w \cdot S^2 \cdot \cos \alpha_w}$$

Bo'ylama kuchdan hosil bo'ladigan kuchlanish esa qo'yidagiga teng:

$$\sigma_H = \frac{N}{A} = \frac{F_t \cdot \sin \alpha}{\epsilon_w \cdot S \cdot \cos \alpha_w}; \quad A = \epsilon_w \cdot S;$$

U holda tishning cho'ziluvchi tomonidagi umumiy kuchlanish qo'yidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_{\theta} - \sigma_H = \frac{6 \cdot F_t \cdot l \cdot \cos \alpha}{\epsilon_w \cdot S^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{F_t \cdot \sin \alpha}{\epsilon_w \cdot S \cdot \cos \alpha_w}$$

Havfli kesimga yaqin joyda haqiqiy maksimal kuchlanish σ_{τ} - ga qaraganda katta bo'ladi:

Bu erda U –tish formasining koeffisienti: K – yuklanish koeffisienti.

Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan materiallar. Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklar, asosan, po'lat, chugun va plastmassalardan tayyorlanadi. Tishli g'ildiraklarning katta quvvatli mashinalarda ishlatilishida ulchamlarini kichraytirish talab etilganligi uchun ularni ko'pi har xil po'latlardan, masalan 40, 45, 50, 40, G2, 50G, 40X, 30 XGS va boshqa markali po'latlardan tayyorlanadi. Zarb bilan ta'sir etadigan va yo'nalishi yoki tezligi o'zgarib turadigan kuch ta'sirida ishlaydigan uzatmalarning g'ildiraklari 18 XGT, 20 X2N4A, 15X, 20X, 12XZA markali po'latlardan ishlangani ma'qul.

MA'RUZA-14
MAVZU: GIPYERBOLOID UZATMALAR

Reja:

- 1. Giperboloid uzatmalarning turlari.**
- 2. Giperboloid uzatmalarning kinematikasi.**
- 3. Giperboloid uzatmalarni hisoblash.**

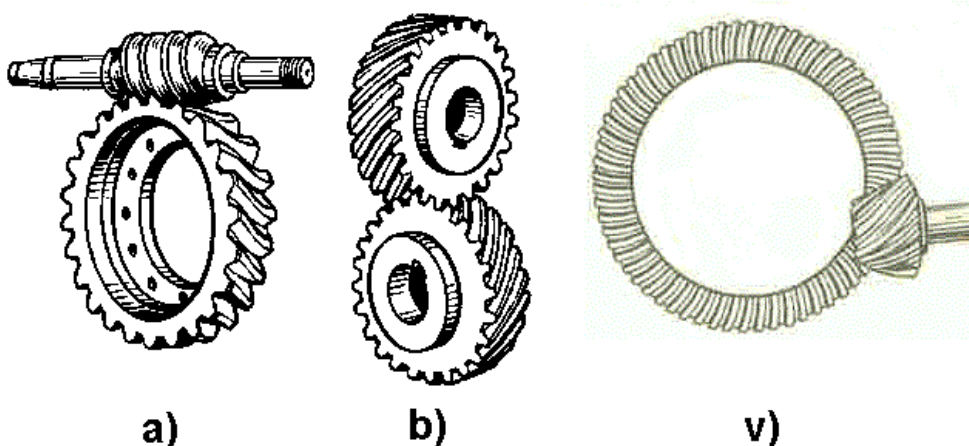
Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: Globoid uzatma, vintli uzatma, gipoid uzatma, chervyakli uzatma evolventa, arximed spirali, konvolyuta, uzatishlar soni.

G'ildiraklarining o'qlari ayqash bo'lgan tishli uzatmalar giperboloid uzatmalar deyiladi. Tishli g'ildiraklarning boshlang'ich yuzalari aylanuvchi giperboloidlarning qismlari hisoblanadi.

Giperboloid uzatmalarning asosan uch turi: chervyakli (14.1-shakl, a), vintli (14.1 -shakl,b) va gipoid (14.1-shakl,v) turlari kengrok ishlatiladi.

Giperboloid uzatmalarda g'ildiraklar o'qlarining ayqash joylashishi vallarni ikki tomonga o'tkazib yuborish mumkinligi va bu bilan birdaniga bir necha yetaklanuvchi vallarga harakat berishga



14.1. shakl. Giperboloid uzatmalar.

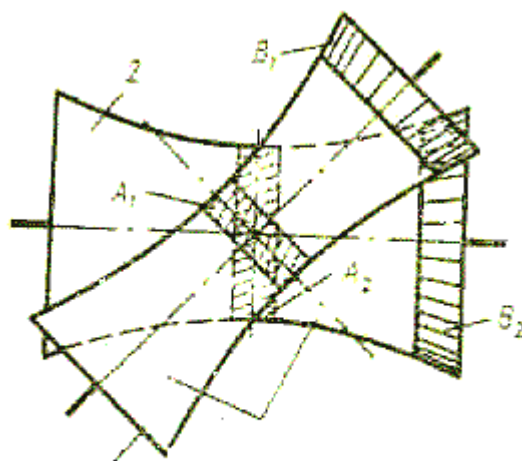
podshipniklarni ikki tomondan o'rnatish imkoniyati tugilishi kabi afzalliklarni keltirib chiqaradi. Bu borada bu uzatmalar konussimon tishli uzatmalardan ustun turadi.

Vintli uzatmalar. Vintli uzatmalar o'qlari bir tekislikda yotmay, turlicha burchak ostida kesishuvchi vint g'ildirakli tishli uzatmalardir. Vintli uzatmalarda boshlang'ich yuzalar giperboloidaning o'rta qismida yotadi. (13.2-shakl, A_1 va A_2 yuzalar). Vintli g'ildiraklarni tayyorlash oson bo'lishi uchun giperboloidalar silindrlar bilan almatiriladi. Bunday almashtirishda tishlar nuqta orqali ilashadi, vintli g'ildiraklar esa qiya silindrik tishli g'ildiraklarga aylanadi.

Vintli uzatmalarda nuqtaviy ilashish tufayli kontakt kuchlanish yuqori bo'ladi, bundan tashqari sirpanish tezligining yuqori bo'lishi vintli g'ildiraklarning tez eyilishiga sabab bo'ladi. SHuning uchun bu turdagi uzatmalar asosan kam yuklanish tushadigan kinematik xarakterdagi uzatmalarda ishlatiladi.

Gipoid uzatmalar. Gipoid uzatmalar-ayqash o`qli konus g`ildiraklar yordamida amalga oshadigan vintli tishli uzatmalardir. Bunda kichik g`ildirakning o`qi kattasiniqiga nisbatan siljigan bo`ladi. (14.2-shakl, B)

Gipoid uzatmalarda boshlang`ich yuzalar giperboloidaning kengayuvchi qismlari bo`ladi. (14.2-shakl, B₁, B₂ yuzalar). Tishli g`ildiraklarni tayyorlash oson bo`lishi uchun giperboloidalar kesik konuslar bilan almashtiriladi. Natijada uzatish qiya yoki egri tishli konussimon g`ildiraklar yordamida amalga oshiriladi, lekin konuslarning uchlari bir nuqtada kesishmaydi. Qiya tishli gipoid uzatmalarda boshlang`ich ilashish nuqtaviy, egri tishli gipoid uzatmalarda esa boshlang`ich ilashish chiziqli bo`ladi. Bu uzatmalarda uzatishlar soni odatda 10 dan oshmaydi, lekin ba`zi hollarda 30 va undan katta ham bo`lishi mumkin.



14.2.shakl.

Gipoid uzatmalarda ham sirpanish tezligi katta bo`ladi, lekin vintli uzatmalardagiga qaraganda kichikroq. Shuning uchun bu

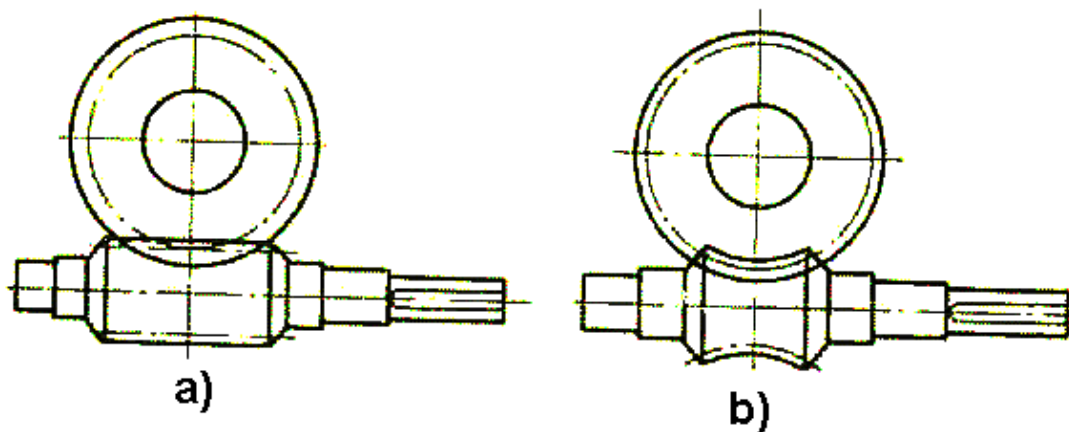
uzatmalarga vintli uzatmalardagiga qaraganda kattaroq yuklanish berish mumkin.

Gipoid uzatmalar (vintli uzatmalar ham) katta tezliklarda shovqinsiz ishlay oladi. Shuning uchun gipoid uzatmalar avtomobil va traktorlarning asosiy uzatmalarida keng ishlatiladi. G`ildiraklarning sirpanishdan yeyilishini kamaytirish uchun maxsus moydan (gipoid moyidan) foydalanish tavsiya etiladi.

Gipoid uzatmalarining yana bir asosiy kamchiligi shundan iboratki, ular uchun detallar tayyorlash va detallarni yig`ishda aniqlik darajasiga yuqori talablar qo`yiladi. Detailarni yig`ishdagi ozgina xatolik g`ildiraklarning tez eyilishiga sabab bo`lishi mumkin. G`ildiraklarning tez eyilishini oldini olish maqsadida, ularni tayyorlash uchun yuqori antifriksion xususiyatlarga ega materiallar tanlanadi. Yetaklovchi va yetaklanuvchi g`ildiraklarning bir xil eyilishini ta`minlash uchun yetaklovchi g`ildirak yuqoriroq sifatli materialdan tayyorlanadi. Odatda shesternya (yetaklovchi g`ildirak) va g`ildirak juftligi uchun po`lat – bronza, po`lat – chuyan, po`lat – tekstolit kabi materiallar tanlanadi.

Chervyakli uzatmalar. Chervyakli uzatmalar tishlarining (kirimlarining) soni juda kam bo`lgan ( $z_1 = 1 \div 4$ ) yetaklovchi vintli g`ildirak (chervyak) va tishlarining soni juda ko`p bo`lgan ($z_2 \geq 28$) yetaklanuvchi g`ildirak (chervyak g`ildirak) dan tashkil topgan giperboloid uzatmalardir. Ayqashlik burchagi har xil bo`lishi mumkin, lekin amalda u 90° ni tashkil etadi.

Chervyakli uzatmalarining asosiy afzalliklariga uzatishlar sonining bir pog`onada katta bo`lishi ($i = 10 \div 60$, баъзан $i = 60 \div 100$) ba`zi kinematik Qyrimlarda xatto  $i \leq 300$ , shovqinsiz ilashishi va uzi tormozlanishi kabilar kiradi. Asosiy kamchiliklariga F.I.K nisbatan pastligi, g`ildiraklarining tez yeyilishi, g`ildirak uchun qimmatbaxo metall (bronza) ishlatish zarurligi kabilar kiradi. Sirpanish yuqori bo`lganligi uchun, bu uzatmalar tez qiziydi, bu esa sovutish uchun qo`shimcha harakatlar qilishga (shamollatish, qovurg`asimon korpuslar tayyorlash va x.k.) olib keladi. Chervyakli uzatmalar chervyak tanasining tuzilishiga qarab silindrik (14.3-shakl, a) va globoid (14.3-shakl, b). Silindrik chervyaklar ko`ndalang kesimiga qaralganda Arximed spiral konvolyuta va evolventa shaklli, chervyakning g`ildirakka nisbatan joylashishiga qarab, ochiq va yopiq turlarga bo`linadi. Vazifasiga qarab, chervyakli uzatmalar Qyvvat uzatuvchi va kinematik jihatdan foydalaniladigan bo`lishi mumkin.



14.3. shakl. Chervyakli uzatma

Agar chervyakni o'z o'qiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan shaklning izi Arximed spiraliga o'xshash bo'lsa, bu chervyak Arximed chervyagi evolventaga o'xshash bo'lsa evolventali chervyak deb ataladi. Hosil bo'lgan shaklning izi qisqartirilgan yoki uzaytirilgan evolventaga o'xshash bo'lsa, bunday chervyak konvolyutali chervyak deyiladi.

Arximed chervyagini oddiy tokarlik va vintqir qar dastgohlarda tayyorlash mumkin, lekin bu chervyaklarga keyingi ishlov berish (termik ishlovdan keyin jilvirlash) ancha murakkab. SHuning uchun bunday chervyaklardan uncha yuqori Qyvvat uzatish talab etilmaydigan hollarda ishlatiladi. YUqori Qyvvat uzatish zarur bo'lgan hollarda evolventali chervyaklar ishlatiladi.

Uzatma kinematikasi. Chervyakli uzatmalarda tishli uzatmalardagidan farqli o'laroq chervyak va g'ildiraklarning aylanma harakat chiziqli tezliklari v_1 va v_2 yo'nalishi va kattaligi jihatidan har xil bo'ladi. (14.4-shakl)

Odatda ularning yo'nalishlari orasidagi burchak 90° bo'ladi. SHuning uchun uzatmaning boshlang'ich silindrlari bir – biriga nisbatan sirpanadi. Bu uzatmalarda uzatishlar sonini chervyak va g'ildiraklarning diametrlari orqali aniqlab bo'lmaydi.

Aylanma harakat chiziqli tezliklari quyidagi munosabat orqali bog'langan:

$$\vec{V}_1 = \vec{V}_2 + \vec{V}_c$$

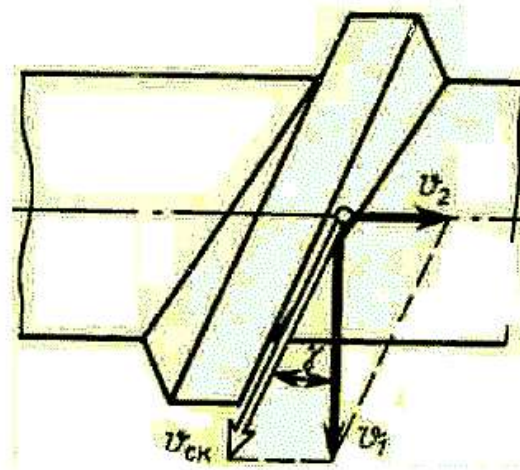
bu erda V_c – sirpanish tezligi deyiladi va u quyidagicha aniqlanadi:

$$V_c = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot \cos \gamma}$$

bu erda n_1 – chervyakning minutiga aylanishlar soni.

Chervyakli uzatmalarda o'ramning ko'tarilish burchagi γ 30° dan oshmasligi (odatda $5 \dots 20^\circ$) tufayli doimo $V_c > V_2$ bo'ladi, bu esa chervyak va g'ildirakning tez yyilishiga sabab bo'ladi.

Uzatishlar soni quyidagicha topiladi:



14.4. shakl. Chervyakli uzatmada sirpanish tezligi.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{V_1/d_1}{V_2/d_2}; \quad \text{ёки} \quad i = -\frac{z_2}{z_1};$$

Uzatishlar sonini chervyakning kirimlar soni z_1 ga bog'liq holda quyidagicha belgilash mumkin:

i...10...18 18...25 26...40 40 dan ortiq
z.....4 3 2 1

Uzatmadagi kuchlar. Uzatmadagi kuchlarni aniqlashda teng ta'sir etuvchi F_n (bosh vektor) ilashish Qytbi P nuqtada (14.5 – shakl a.) joylashgan va ilashish chizigi bo'ylab yo'nalgan deb qaraladi. Bu kuch uchta tashkil etuvchiga ajratilishi mumkin (14.5 – shakl, b).

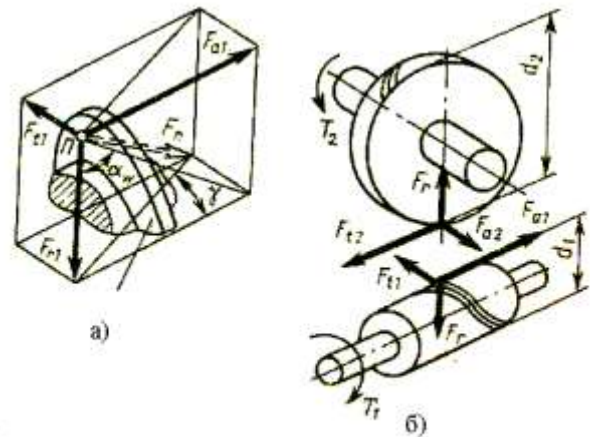
Chervyakning aylanma kuchi F_{t1} g'ildirak uchun o'q bo'ylab yo'nalgan F_{a2} kuch bo'lib hisoblanadi, g'ildirakning aylanma kuchi F_{t2} esa, chervyak uchun o'q bo'ylab yo'nalgan F_{a1} kuch bo'lib hisoblanadi:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a2} \quad F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{a1}$$

Radial kuchlar F_{r1} va F_{r2} uzaro teng bo'ladi:

$$F_{r1} = F_{r2}; \quad F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Normal kuch F_n quyidagicha topiladi:



14.5. shakl. Chervyakli uzatmaga ta'sir qiluvchi kuchlar.

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha}$$

Uzatmaning FIK. CHervyakli uzatmalarning FIK vintli juftning FIK aniqlash bilan bir xil:

$$\eta = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)}$$

bu erda ρ - ishqalanish burchagi, $\operatorname{tg} \rho = f$ (f – ishqalanish koeffisienti). 0,95 – moyda harakatlantirishda energiya yo'qotilishini hisobga oluvchi koeffisient.

Ishqalanish koeffisienti sirpanish tezligi V_c ga bog'liq; bronza g'ildiraklar uchun $V_c = 2 \dots 10$ m/s bo'lganda $f = 0,036 \dots 0,016$

YUqoridagi formuladan, chervyakning kirimlar soni Z_1 ortishi bilan (bunda γ ortadi) va ishqalanish koeffisientining kamayishi bilan FIK oshadi.

Takribiy hisoblarda chervyakli uzatmaning FIK chervyak kirimlari soniga qarab quyidagicha bo'ladi:

Z	1	2	3,4
η	0,7 ... 0,75	0,75 ... 0,82	0,82...0,92

Uzatmani hisoblash. CHervyakli uzatmalarda chervyak mustahkamlikka tekshirilmaydi, chunki uning materiali g'ildirakning materialidan ancha mustahkam.

G'ildirak uchun mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

bu erda σ_F -havfli kesimdagi maksimal kuchlanish;

$[\sigma_F]$ - egilishda ruxsat etilgan kuchlanish.

Havfli kesimdagi maksimal kuchlanish quyidagi munosabatdan topiladi

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m_n}$$

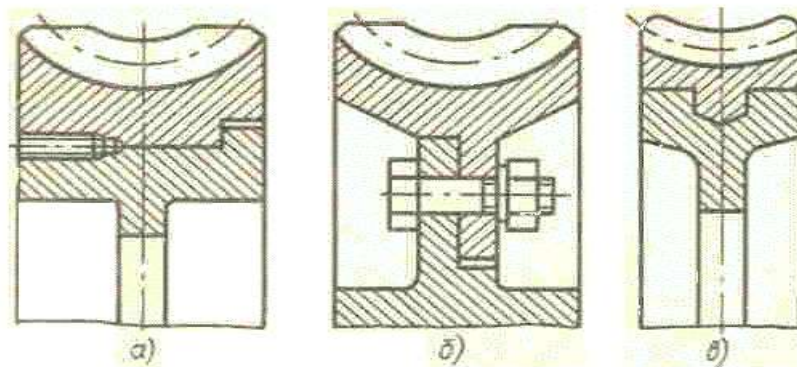
bu erda $m_n = m \cos \gamma$ - normal kesim bo'yicha olingan modul, U_F – tish formasi koeffisienti, uning qiymati konussimon g'ildiraklarnikidek ekvivalent tishlar soni Z_v ga qarab olinadi:

$$Z_g = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma};$$

$Z_v \dots$	24	28	30	32	35	37	40	50	60	80	100
$U_F \dots$	1,88	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,45	1,40	1,34	1,3

G'ildirak va chervyakning tuzilishi. CHervyak g'ildiraklarining gardishlari kamyob rangli metallardan tayyorlanganligi uchun diametri 100 ... 120 mm gacha bo'lgan g'ildiraklar yaxlit tayyorlanadi. Diametri 120 mm dan katta bo'lgan g'ildiraklar esa tuginli yigma shaklda tayyorlanadi. G'ildirakning gardishi qo'shimcha vintlar (14.6-shakl, a) yoki boltlar (14.6-shakl, b) bilan maxkamlanadi. Ba'zi hollarda gardish gupchakka qo'yish yo'li bilan ham tayyorlanadi (14.6-shakl, b).

Chervyaklar odatda val bilan bir butun qilib yasaladi, kamdan – kam hollarda chervyak g'ildiragi diametri katta bo'lganda ular yigma shaklda tayyorlanadi.



14.6.shakl. Yig'ma chervyak g'ildiragi.

Chervyak g'ildiraklari sirpanish tezligiga qarab, $V_c < 4$ m/s bo'lganda qalaysiz bronzadan (BrA 9 JZL va x.k.), $V_c < 4 \dots 10$ m/s bo'lganda ham qalayli bronzalardan (masalan Br06S6S3) va $V_c > 10$ m/s bo'lgan hollarda qalayli va tarkibida fosfor, bo'lgan bronzalardan (masalan Br010F1, BrONF) tayyorlanadi.

CHervyaklar uchun 40 X N, 20 X N3A, 30 X GSA, 20X kabi po'latlar ishlatiladi.

Uzatmani mustahkamlikka hisoblash. Chervyak gildirak tishi egilishga hisoblanadi.

$$\sigma_{\varphi_2} = \frac{X_H P_2 \cos \gamma}{1,3 m^2 q} \leq [\sigma_2]$$

bu erda m - tish moduli

X_H - chervyak gildiragi tishini mustahkamlik koeffisienti.

$\cos \gamma$ - kontakt chizigini ogish burchagi.

Kontakt mustahkamligiga Gers formulasi yordamida xisoblanadi.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q \frac{E_{ket}}{\rho_{ket}}} \leq [\sigma_H]$$

q - kontakt chizigi buyicha ta'sir kiluvchi normal nagruzka

E_{ket} - keltirilgan elastiklik moduli.

ρ_{ket} - keltirilgan radius kiyshikligi.

MA'RUZA-15

MAVZU: VALLAR VA O'QLAR. MUFTALAR

Reja:

1. Vallar va o'qlar, ularning vazifasi va turlari.
2. Vallarni hisoblash.
3. Muftalar, ularning vazifasi va turlari. Muftalarni tanlash.

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: O'qlar, vallar, silliq vallar, pog'onali vallar, tirsakli vallar, egiluvchan vallar, muftalar, biriktiruvchi muftalar, saqlovchi muftalar, ajratib qo'shuvchi muftalar, uzuvchi muftalar.

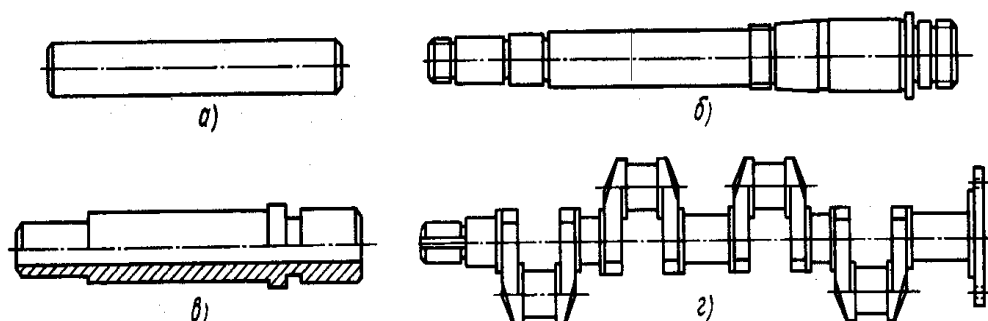
VALLAR VA O'QLAR

O'qlar aylanuvchi detallarni tutib turishga xizmat qiladi va asosan egilishga ishlaydi. O'qlar qo'zg'almas yoki qo'zg'aluvchan bo'lishi mumkin.

Vallar aylanuvchi detallarni tutib turuvchi va burovchi momentni uzatishga xizmat qiluvchi detallardir. Vallar silliq, pog'onali, tirsakli, shlisali va egiluvchan o'qli turlarga bo'linadi. Oddiy vallar silliq qilib tayyorlanadi (15.1 shakl a). Lekin ko'pchilik hollarda yig'ishni osonlashtirish maqsadida va yuklanishni val o'qi bo'ylab taqsimlanishiga qarab pog'onasimon vallar (15.1 shakl b) ishlatiladi. Maxsus mashinalarda (ichki yonuv dvigatellarida, kompressorlarda) o'qi siniq – tirsakli vallar ishlatiladi (15.1 r). O'qlarning yo'nalishlari turlicha bo'lgan zvenolar orasida burovchi momentni uzatish uchun egiluvchan o'qli vallar ishlatiladi. Bunday vallar buralishda yetarlicha birklikka ega bo'lib, egilishga juda kam qarshilik ko'rsatadi.

Vallarga o'rnatiladigan detallarni o'q bo'ylab siljimasligini ta'minlash maqsadida diametri detall o'rnatiladigan joydagi diametrdan kattaroq bo'lgan tayanch to'siqlar qoldiriladi. O'rnatiladigan detallarni aylanib ketishini oldini olish uchun val va detailni taranglashtirib o'rnatish, shponka qo'yish va burovchi moment katta bo'lgan hollarda shlisalardan foydalaniladi.

Vallar ba'zi hollarda massasini kamaytirish maqsadida, shuningdek ichidan suyuqlik



15.1. shakl. Vallarning turlari.

harakatlanishi mumkin bo'lsin uchun govak qilib tayyorlanadi.(15.1 shakl b.)Vallarning ishlatilish sharoitiga qarab turlicha talablar qo'yiladi. Podshipniklar

o'rnatiladigan joylarda qo'yiladigan talablar ancha qattiq bo'ladi. Bunday joylarda tozalik yuqori, aniqlik katta bo'lishi kerak.

Vallarni tayyorlashda ishlash sharoitiga qarab 20, 30, 40, 45 va 50 markali oddiy po'latlardan va 20X, 40X, 40XN, 18X2N4MA, 40XN2MA kabi legirlangan po'latlar, shuningdek VT3-1, VT6 va VT9 kabi titanli qotishmalar ishlatiladi.

Vallarni hisoblash. Vallar mashinaning eng muhim detallaridan bo'lib, uning ishdan chiqishi butun inshootni ishdan chiqishiga olib kelishi mumkin, shuning uchun vallarni hisoblashda zarur extiyot koeffisienti albatta hisobga olinishi shart.

Loyihaviy hisoblashlarda valning diametri ruxsat etilgan kuchlanishning kamaytirilgan qiymatlarida takribiy hisoblanadi va quyidagicha topiladi:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_K]}} = \sqrt[3]{\frac{9554 \cdot N}{0,2[\tau_K] \cdot n}}$$

Bunda T –burovchi moment, $[\tau_K]$ -ruxsat etilgan urinma kuchlanish (po'lat vallar uchun 12... 20Mpa), N – uzatiladigan Qyvvat kVt, p-minutiga aylanishlar soni.

Vallar asosan egilish va buralishga ishlaganligi uchun uning tashqi tolalaridagi ekvivalent kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_{\text{г}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2}$$

Bu erda $\sigma_{\text{г}}$ va $\tau_{\text{к}}$ mos ravishda egilishdan va buralishdan hosil bo'lgan maksimal kuchlanish ular quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{\text{г}} = \frac{M_{\text{г}}}{W_{\text{г}}} \quad \tau_{\text{к}} = \frac{T}{W_{\text{р}}}$$

Bu erda $W_{\text{г}}$, $W_{\text{р}}$ - mos ravishda o'qqa nisbatan va polyar inersiya momentlari

$$W_{\text{г}} = 0,1 \cdot d^3 \quad W_{\text{р}} = 0,2 \cdot d^3 \quad \text{ёки} \quad W_{\text{р}} = 2 \cdot W_{\text{г}}$$

Ekanligini e'tiborga olsak, quyidagini yoza olamiz:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{10}{d^3} \sqrt{M_{\text{г}}^2 + 0,75T^2}$$

Oqo'vchanlik chegarasi bo'yicha extiyot koeffisientini quyidagicha topiladi:

$$n_{\text{OK}} = \frac{\sigma_{\text{OK}}}{\sigma_{\text{экв}}} \leq [n_{\text{OK}}] \quad [n_{\text{OK}}] = 1,2...1,8$$

MUFTALAR. MUFTALAR TANLASH

Inshootning birga ishlaydigan qismlari vallarini biriktirish, zarur bo'lganda ajratib – qo'shish uchun xizmat qiladigan moslamalar muftalar deb ataladi.

Muftalarning eng oddiy turi 15.2-shaklda keltirilgan. Inshootning ikki qismini shponkalar orqali (15.2 shakl a) va shtiftlar orqali (15.2 shakl b) vtulkali muftalar bilan birlashtirish mumkin. Bunday muftalar vallarning joylashishi bir biriga nisbatan uncha farq qilmaydigan, nisbatan kichik diemetrli vallar uchun qo'llaniladi. Yig'ish va bo'laklashni mumkin qadar osonlashtirish maqsadida bunday muftalar ikkita yarim muftadan tayyorlanishi ham mumkin (15.2 shakl v).

Muftalar ikki qismni bir –biriga birlashtirishdan tashqari bu qismlarni kerakli bo'lganda ajratish va qo'shish, bir qism ishlab turganda ikkinchi qismni silliq ishga tushirib yuborish kabi vazifani ham bajaradi. Bunday muftalar boshqariluvchi muftalar deb ataladi. SHuningdek muftalar ma'lum bir parametr keragidan ortib ketganda, ularni chegaralash vazifasini ham bajaradilar. Bunday muftalar saqlovchi muftalar deb ataladi. Ikki valni faqatgina biriktirish uchun xizmat qiladigan muftalar biriktiruvchi muftalar deb ataladi.

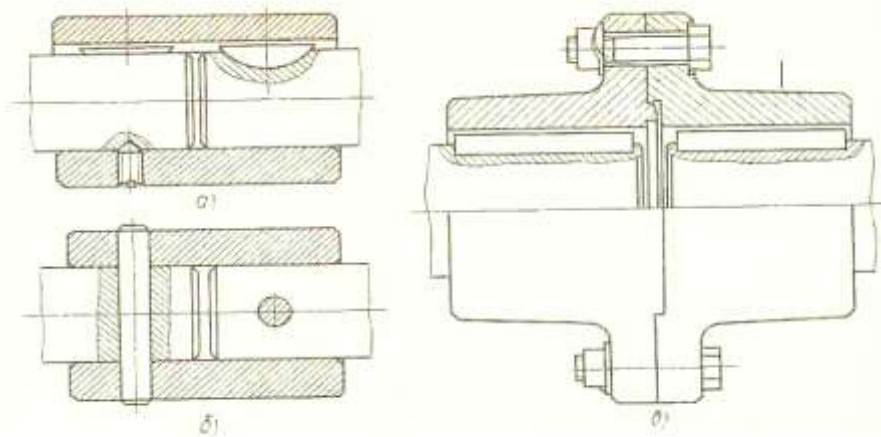
Biriktiriluvchi vallarning bir-biriga nisbatan holati farq qilinganda to'rtkili va zarbali harakatlar uzatilayotganda kompensasiyalovchi muftalarni ishlatish zarur. Vallarning o'qlari mos tushmaganda

xochli muftalar ishlatiladi ($\delta_r < 0,05d$ $\alpha \leq 1$) Kattaroq Qyvvatlarni uzatishda tishli muftalarni tishlatish maqsadga muvofiq. Bunday muftalar $40 \div 200\text{mm}$ li vallarda ishlatiladi. O`rtacha diametrli vallar o`rtasida ($20 \div 140\text{mm}$) o`qlar yo`nalishining farqi $1,2$ mm gacha, burchagiy farq 1° gacha bo`lganda zanjirli muftalar ishlatiladi. Uzatilayotgan harakat zarbali yoki to`rtkili bo`lsa elastik muftalarni ishlatish qul keladi.

Muftalar asosan vallarning diametriga va uzatilayotgan harakatning xarakteriga qarab tanlanadi. Vtulkali oddiy muftalar hisobiy burovchi moment bo`yicha quyidagicha tanlanadi:

$$T = \frac{T_0}{K} \quad K = K_x \cdot K_d$$

Bunda K_x – havfsizlik koeffisienti ($K_x=1 \dots 1,8$). K_d -uzatilayotgan harakatning xususiyatiga bog`liq ($K_d=1 \dots 1,5$, kichikroq qiymatlar tinch harakat uchun, kattaroq qiymatlar zarbali harakatlar uchun).



15.2. shakl. Muftalarning turlari.

Inshootning birga ishlaydigan qismi valini biriktirish, zarur bo`lganda ajratib – qo`shish uchun xizmat qiladigan moslama- mufta deb ataladi.

Muftaning eng oddiy turi 15.2-shaklda keltirilgan. Inshootning ikki qismini shponka orqali (15.2 shakl a) va shtift orqali (15.2 shakl b) ftulkali mufta bilan birlashtirish mumkin. Bunday mufta valning joylashishi bir- biriga nisbatan uncha farq qilmaydigan, nisbatan kichik diametrli val uchun qo`llaniladi. Yig`ish va bo`laklashni mumkin qadar osonlashtirish maqsadida bunday mufta ikkita yarim muftadan tayyorlanishi ham mumkin (15.2 shakl v).

Mufta ikki qismni bir –biriga birlashtirishdan tashqari bu qismni kerakli bo`lganda ajratish va qo`shish, bir qism ishlab turganda ikkinchi qismni silliq ishga tushirib yuborish kabi vazifani ham bajaradi. Bunday mufta- boshqariluvchi mufta deb ataladi. Shuningdek mufta ma`lum bir parametr keragidan ortib ketganda, uni chegaralash vazifasini ham bajaradi. Bunday mufta saqllovchi mufta deb ataladi. Ikki valni faqatgina biriktirish uchun xizmat qiladigan mufta biriktiruvchi mufta deb ataladi.

Biriktiriluvchi valning bir-biriga nisbatan holati farq qilinganda to`rtkili va zarbali harakat uzatilayotganda kompensatsiyalovchi muftani ishlatish zarur. Valning o`qi mos tushmaganda hochli mufta ishlatiladi ($\delta_r < 0,05d$ $\alpha \leq 1$) Kattaroq Quvvatni uzatishda Tishli uzatmalar muftani tishlatish maqsadga muvofiq. Bunday mufta $40 \div 200\text{mm}$ li valda ishlatiladi. O`rtacha diametrli val o`rtasida ($20 \div 140\text{mm}$) o`q yo`nalishining farqi $1,2$ mm gacha, burchagiy farq 1° gacha bo`lganda

Zanjirli uzatmalarda mufta ishlatiladi. Uzatilayotgan harakat zarbali yoki turtkili bo'lsa elastik muftani ishlatish qo'l keladi.

Mufta asosan valning diametriga va uzatilayotgan harakatning xarakteriga qarab tanlanadi. Vtulkali oddiy mufta hisobiy burovchi moment bo'yicha qo'yidagicha tanlanadi:

$$T = \frac{T_0}{K} \quad K = K_x \cdot K_d$$

Bunda K_x – havfsizlik koeffisienti ($K_x=1\dots1,8$). K_d -uzatilayotgan harakatning xususiyatiga bog'liq. ($K_d=1\dots1,5$, kichikroq qiymat tinch harakat uchun, kattaroq qiymat zarbali harakat uchun).

MA'RUZA -16.

MAVZU: VALLAR VA O'QLARNING TAYANCHLARI

Reja:

1.Sirpanish podshipniki

2.Dumalash podshipniki.

3Podshipnikn tanlash.

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar: O'qlar va vallarning tayanchlari, sirpanish podshipniklari, radial, tirgak, dumalash podshipniklari, zoldir,rolik, ignasimon, ichki va tashqi halqalar, separator.

Sirpanish podshipniki. Podshipnik val va o'qqa tayanch sifatida ishlatiladi, u ishqalanish kuchini kamaytirib uzatilayotgan quvvatning ortiqcha sarflanishini oldini oladi. Sirpanish podshipniki dumalash podshipnikini ma'lum bir sababga ko'ra ishlatish mumkin bo'lmagan qo'yidagi hollarda ishlatiladi:

- 1.Yig'ish va bo'laklash shartiga ko'ra podshipnik bo'laklanishi zarur bo'lsa (masalan ichki yonuv dvigateining tirsakli validagi podshipnik);
- 2.Valning tezligi juda yuqori bo'lganda, inersiya kuchining xaddan ziyod ortib ketishi;
- 3.O'ta katta val uchun individual podshipnik tayyorlash zarur bo'lgan holda (dumalash podship niki kam seriya bilan tayyorlansa juda qimmat bo'lib ketadi);
- 4.Val bir-biriga juda yaqin bo'lganda va dumalash podshipnikini joylashtirish mumkin bo'lmagan holda va x.k.

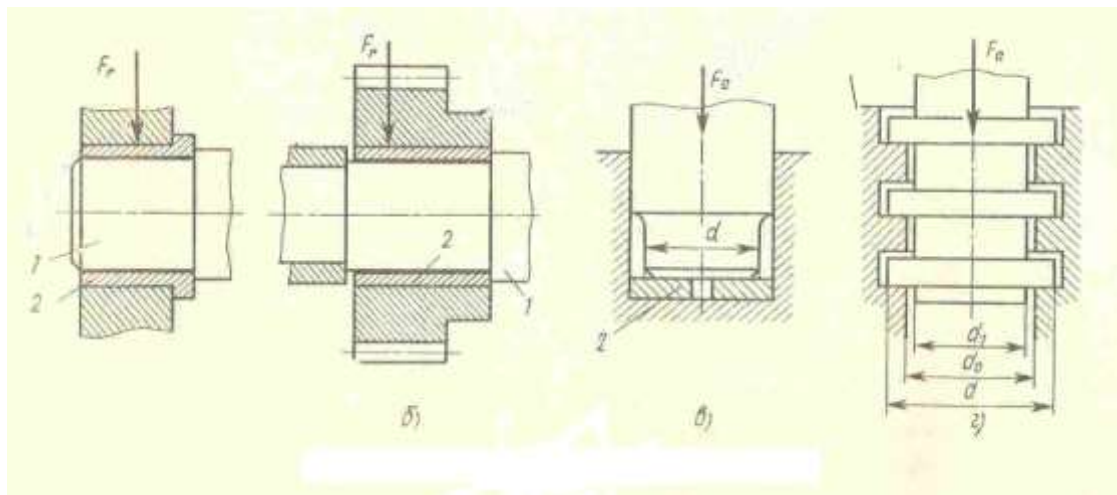
Podshipnik, jumladan sirpanish podshipniki ham qabul qilishi mumkin bo'lgan zo'riqishga qarab qo'yidagi turga bo'linadi (16.1 shakl):

Radial podshipnik – faqat o'qqa perpendikulyar bo'lgan kuchni qabul qiladi (16.1 shakl a);

Radial tirgak podshipnik –o'qqa perpendikulyar va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni qabul qilishi mumkin (16.1 shakl b);

Tirgak podshipnik – faqat o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni qabul qiladi (16.1 shakl b).

Sirpanish podshipniki ishqalanish turiga qarab, quruq ishqalanishli, chegaraviy (yarim



16.1. shakl. Sirpanish podshipniklari.

suyuqlikda) ishqalanishli va suyuqlikda ishqalanuvchi turga bo'linadi. Quruq ishqalanishli podshipnik asosan kinematik xarakterga ega bo'lganda va valning aylanish tezligi kichik bo'lgan holda ishlatiladi, shuningdek bu podshipnik moylash materiali ishlatish mumkin bo'lmagan joyda, masalan oziq-ovqat mahsulotida, agressiv muhitda va x.k. holda ham ishlatiladi.

Quruq ishqalanishli podshipnikning materiali ishqalanishga, sirpanish tezligiga, Issiqlik rejimiga va ishlash muhitiga qarab tanlanadi. U asosan polimer va kompozision materialdan tayyorlanadi.

Yarim suyuqlikda ishlovchi podshipnik ko'tarish – tashish mashinada, qishloq xo'jaligida, yo'l qurilish mashinasida va boshqada ishlatiladi. Uni moylash maxsus moslama orqali vaqti – vaqti bilan yoki doimiy amalga oshiriladi. Quruq ishqalanishli va yarim suyuqlikda ishlovchi podshipnik qo'yidagi shartga binoan tanlanadi:

$$P \cdot v \leq [P \cdot v]$$

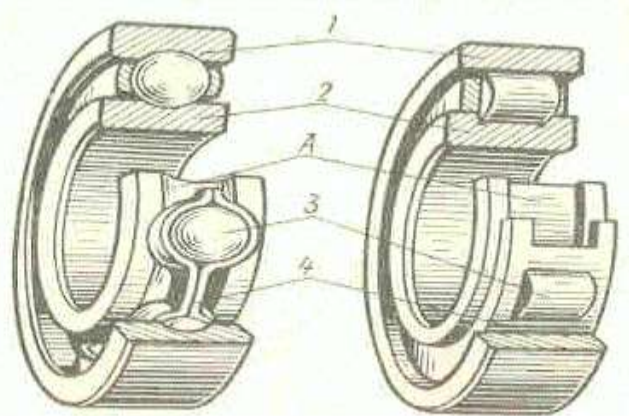
Bu erda R- podshipnikka tushadigan solishtirma yuklanish, v-sirpanish tezligi.

Suyuqlikda ishlovchi podshipnik asosan vali katta tezlikda ishlaydigan, katta yuklanish tushadigan mashinada (masalan ichki yonuv dvigatelida, turbinada) ishlatiladi. Bu podshipnikda moylash materiali ishqalanuvchi yo'zaga ma'lum bir bosim ostida yuborib turiladi.

Dumalash podshipniki. Dumalash podshipniki valning tayanchi sifatida keng tarqalgan. Bu turdagi podshipnikning sirpanish podshipnikiga qaraganda afzalligi, undagi ishqalanishning kamligidir. Dumalash podshipniki tashqi 1, ichki 2 halqadan, dumalovchi element 3 va bu elementni tutib turuvchi separator 4 dan iborat (16.2 shakl).

Dumalash podshipniki ham sirpanish podshipniki kabi qabul qilishi mumkin bo'lgan yuklanishga qarab, radial, radial-tirgak va tirgak podshipnikiga bo'linadi.

Dumalash elementining turiga qarab zoldirli va rolikli, rolikli podshipnik esa o'z navbatida silindrsimon, konussimon, bochkasimon va ignasimon rolikli podshipnikga bo'linadi.



16.2. shakl. Dumalash podshipnigi.

Dumalash elementining qatori soniga qarab, bir qatorli, ikki qatorli va to'rt qatorli podshipnik mavjud.

16.3 –shaklda dumalash podshipniking turi keltirilgan.

Turli xildagi podshipnik yuk ko'tarish qobiliyati va aylanish tezligi bilan bir-biridan farqlanadi. Ichki halqasining diametri bir xil bo'lgan holda tashqi halqasining diametri bilan farqlanadigan bir turdagi podshipnik o'ta engil, engil va og'ir seriyaga bo'linadi. Og'ir seriyadagi podshipnik kattaroq yukni ko'tara olishi mumkin, lekin uning tezligi past. Zoldirli va qisqa silindrsimon rolikli podshipnik boshqasiga qaraganda tez harakatalanuvchan bo'ladi.

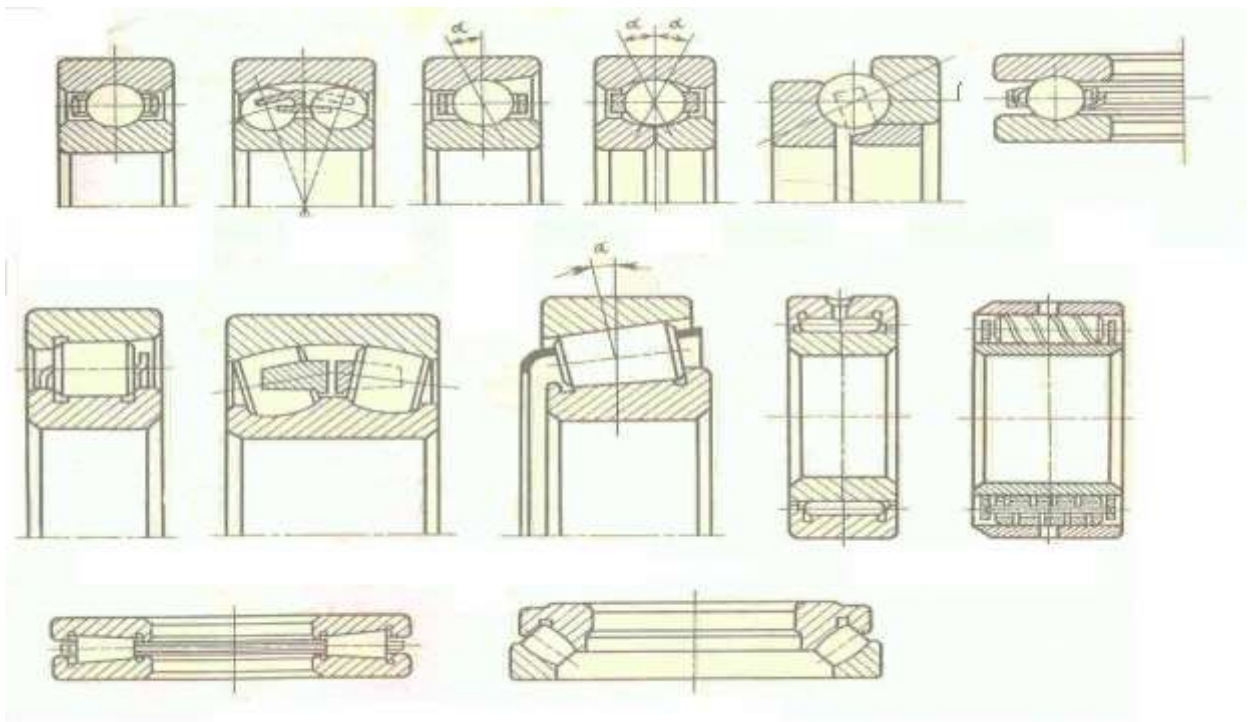
Radial zoldirli podshipnik radial va qisman o'q bo'ylab yo'nalgan yukga ishlashi mumkin. Rolikli podshipnik katta yukni ko'tara olishi mumkin, lekin harakatchanligi past.

Podshipnik keltirilgan yuklanish R va hisobiy resurs L bo'yicha tanlanadi:

$$C_p - R\sqrt[q]{L}$$

Bunda Sr –hisobiy yuk ko'tara olish qobiliyati, q=3 zoldirli q=3,33 rolikli podshipnik uchun, L – hisobiy resurs (mln ayl.).

Jadvaldan dinamik yuk ko'tara olish qobiliyati topilgan hisobiy dinamik yuk ko'tara olish



16.3. shakl. Dumalash podshipniklarining turlari.

qobiliyatidan katta bo'lgan podshipnik tanlanadi, bunda albatta qo'yidagi munosabat bajarilishi shart:

$$C_p \leq C$$

Agar podshipnik konstruktiv mulohazadan tanlangan bo'lsa uning resursi tekshiriladi:

$$L_n = \frac{10^6}{6n} \left(\frac{C}{R} \right) q$$

Bu erda n - minutiga aylanish soni.

MA'RUZA-17

MAVZU: BIRIKMALAR. AJRALMAS BIRIKMALAR

Reja:

1. Payvand birikmalar;

2. Parchin mixli birikmalar;

3. Kavshar va elimli birikmalar

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

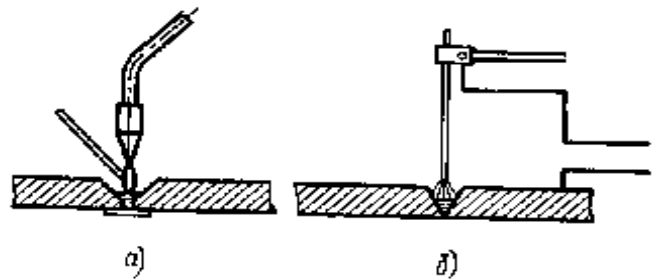
Tayanch iboralar: Birikmalar, ajralmas birikmalar, payvand, kavshar, parchin mixli va elimli birikma, elektr yoyi yordamida payvandlash, gaz alangasi yordamida payvandlash, payvand chok, uchma-uch, ustma-ust, T- simon va burchak payvand choklar.

Biriktirilgan ikki detalni bir-biridan unga shikast etkazmasdan ajratib bo'lmaydigan birikma ajralmas birikma deb ataladi. Bunday birikmaga payvand, kavshar, parchin mixli va elimli birikma kiradi.

PAYVAND BIRIKMA.

Ajralmas birikma orasida eng mustahkami bo'lib, keng ishlatiladi. Hozirgi zamonda payvandlashning 60 dan ziyod turi mavjud. Uni asosan ikki guruhga bo'lish mumkin: eritish yo'li bilan payvandlash va bosim ostida payvandlash. Eritish yo'li bilan payvandlashning gaz alangasi bilan payvandlash va elektr yoyi bilan payvandlash turi o'zining soddaligi bilan ajralib turadi va halq xo'jaligida keng ishlatiladi.

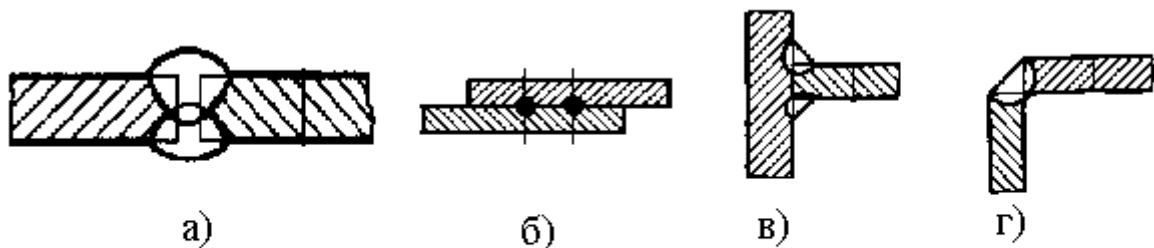
Gaz alangasida payvandlash. Bunda gaz alangasi yordamida detalning biriktiriladigan qismi eritiladi va tarkibi shu detalning tarkibi bilan bir xil bo'lgan material (payvand sim) payvand chokka eritib qo'yiladi (17.1 shakl a). Gaz alangasi bilan payvandlashning afzalligi bu usulda qalinligi juda kichik metalni ham metalmasni ham payvandlash mumkin.



17.1.shakl. Payvandlash turlari.

Elektr yoyi bilan payvandlash. Bunda energiya manbai elektr toki hisoblanadi. Elektr yoyi bilan ikki usulda payvandlash mumkin, erimaydigan elektrod (grafit, volfram) yordamida va eriydigan elektrod (metal) yordamida payvandlash. Eriydigan elektrod yordamida payvandlash keng tarqalgan (17.1 shakl b).

Detalning bir-biriga nisbatan joylashishiga qarab payvand chok uchma-uch (17.2 shakl a), ustma-ust (17.2 shakl b) T- simon (17.2 shakl v) va burchak (17.2 shakl r) bo'lishi mumkin.



17.2.shakl. Payvand choklarining turlari.

Payvand birikma qo'yidagi munosabatdan mustahkamlikka tekshiriladi:

1.Uchma-uch payvandlash.

$$\sigma \leq [\sigma] \quad [\sigma'] = 0,9...1[\sigma] \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\varnothing}}{W_{\varnothing}} + \frac{F}{l \cdot S}$$

Bu erda $[\sigma]$ va $[\sigma']$ mos ravishda detalning va payvand chokning ruxsat etilgan kuchlanishi, l- chokning uzunligi, S- detall qalinligi.

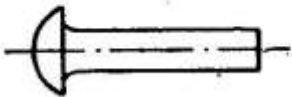
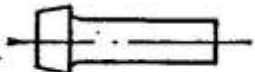
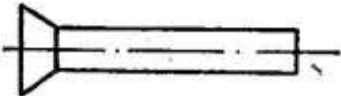
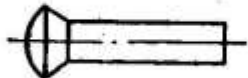
2.Ustma-ust payvandlash.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \tau = \frac{F}{0,7 \cdot k_x \cdot L} \leq [\tau'] \quad L \geq \frac{F}{0,7 \cdot k_x \cdot [\tau']}$$

Bunda k_x -chokning hisobiy kateti, L - chokning uzunligi, $[\tau']$ -chokning ruxsat etilgan urinma kuchlanishi.

PARCHIN MIXLI BIRIKMA

Parchin mixli birikma samolyotning ustki qobig'ini yasashda, kemasozlikda, yuk ko'tarish kranining fermasi hamda ko'prik ko'rishda keng kulamda ishlatiladi. Bu birikmada asosiy element parchin mixdir. Parchin mix yasash uchun, asosan, diametri 20 mm dan ortiq bo'lmagan po'lat, mis, alyuminiy simdan foydalaniladi. Agar bunday simning bir uchidan ozginasi (odatda, 5 dan 60 mm gacha bo'lgan qismi) qirqib olinsa va uning uchi parchinlanib, ma'lum shakldagi kallakka aylantirilsa, parchin mix hosil bo'ladi. Parchin mixning ba'zi turi 17.3shaklda ko'rsatilgan. Undan eng ko'p ishlatiladigani yarim doiraviy kallakli parchin mixdir. Ortiqcha kuch ta'sir qilmaydigan holda, masalan, charm hamda elastik materialni biriktirishda, o'rtasi teshik parchin mix – piston ishlatiladi. O'rnatish qulay bo'lishi uchun parchin mixning diametri teshikning diametridan kichikroq qilinadi.

Parchin mixning shakli	Parchin mixning turi
	Yarim doiraviy kallakli po'lat parchin mix
	Kesik konus shaklidagi kallakli po'lat parchin mix
	Yashirin (o'rnatilganda ko'rinmaydigan) kallakli po'lat parchin mix
	Yarim yashirin kallakli po'lat parchin mix

17.3. shakl. Parchin mixlarning turlari.

Agar ikkita po'lat yoki alyuminiy tunuka ustma-ust qo'yilib, zarur diametrli teshik ochilgach, bu teshikka parchin mix kiritilgandan keyin uning ikkinchi uchi ham parchalansa, parchin mixli chok hosil bo'ladi. Parchin mixli chok hosil qilishda qo'l kuchidan ham, mashinadan ham foydalaniladi.

Parchin mix katta kichikligiga qarab, sovuqlayin yoki qizdirilib tayyorlanadi. Ulanadigan qismda teshik hosil qilish uchun parma yoki pressdan foydalanilganda ulanadigan qism katta bosim ta'sirida deformasiyalanadi, teshikning ikkinchi tomonida esa o'tkir qirra hosil bo'ladi. U parchin mix tanasining kesilishiga sabab bo'lishi mumkin. Rangli metallardan yasalgan barcha parchin mix hamda diametri 12 mm gacha bo'lgan po'lat parchin mix sovuqlayin, diametri 12 mm dan katta bo'lgani esa 1000 °C chamasi haroratigacha qizdirilgandan keyingina parchinlanadi, chunki u qizdirilmasa, birinchidan parchinlash qiyin bo'ladi, ikkinchidan sifati yaxshi chiqmaydi. Hozirgi vaqtda mashinasozlikda parchin mixli birikma, payvandlash qiyin bo'lgan detalni biriktirishda ishlatilmoqda.

Parchin mixli chokni hisoblash

Ishlash sharoitiga qarab, parchin mixli chok qo'yidagi turga bo'linadi:

a) *Mustahkam chok; bunday chok birikmaning yetarli darajada mustahkam bo'lishini ta'minlaydi va metall konstruksiyani yig'ishda ishlatiladi;*

b) Mustahkam-jips chok; bo` birikmaga katta mexanikaviy kuch ta`sir qilishi bilan birga, chokning germetik bo`lishi ham zarur holda (masalan, bug` qozoni, bosim ta`siridagi suyuqlik saqlanadigan idish va shu kabi yasashda) ishlatiladi;

v) Jips chok; juda germetik bo`lishi talab etiladigan, ammo ta`sir etuvchi bosim uncha katta bo`lmagan holda (masalan, yonilg`i, surkov moyi va suv saqlash uchun mo`ljallangan idishni yasashda) ishlatiladi.

Hozirgi vaqtda mustahkam puxta jips hamda jips chok o`rniga hamma erda payvand chok ishlatilmoqda desa bo`ladi. Shuning uchun, bu erda, asosan mustahkam chokni hisoblash to`g`risida to`xtalib o`tamiz.

1. Cho`zuvchi kuch ta`siridagi chokni hisoblash. Umuman olganda, chokka ta`sir etuvchi kuch va hosil bo`lgan kuchlanish orasidagi munosabatni aniq ifodalash birmuncha murakkab. Amalda chokni hisoblashda ayrim soddalashtirish kiritiladi. Chunonchi, chokka ta`sir etuvchi kuch parchin mixga bir xilda, listning eni bo`ylab esa bir tekisda taqsimlanadi deb olinadi. Chokning emirilishi parchin mixning kesilishi, parchin mixning yoki teshik devorining ezilishi, listning uzilishi, eng chetda joylashgan parchin mix ta`sirida listning kesilishi oqibatida yo`z berishi mumkin.

Chokdagi parchin mix soni p bilan, bitta parchin mixga ta`sir etuvchi kuch esa  $P_0 = \frac{P}{n}$  bilan belgilansa, chokning mustahkamligini ta`minlash uchun qo`yidagi tenglik bajarilishi lozim:

$$P_0 = \frac{\pi d_o^2}{4} [\tau_{kes}] \quad (1)$$

$$P_o = (t - d_o) S \cdot [\sigma_\tau] \quad (2)$$

$$P_o = d_o S [\sigma_{ez}] \quad (3)$$

$$P_o = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) S \cdot [\tau'_{kes}] \quad (4)$$

Bu tenglikda d_0 – listdagi teshikning diametri (hisoblash vaqtida bu diametr parchin mix diametri urnida olinadi); t – ikki parchin mix markazi orasidagi masofa – qadam; t_1 – eng chetda joylashgan parchin mix markazidan list qirrasigacha bo`lgan masofa;  $s$  – biriktirilgan listning qalinligi;  $[\tau_{kes}]$  – ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish;  $[\sigma_{ez}]$  – ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanish;  $[\sigma_{ch}]$  – ruxsat etilgan cho`zuvchi kuchlanish; $[\tau'_{kes}]$ – listning chetki qismi uchun ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish.

Odatda $[\sigma_{ez}] = (1,4 - 1,7) [\tau_{kes}]$ bo`ladi. Ana shu e`tiborga olingani holda (1) va (3) ifoda bir – biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_o^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_{ez}]}{1,4 \div 1,7} = s d_o [\sigma_{ez}]$$

bo`ladi. Bundan  $d_0 = (1,8 \div 2,2) s$  ekanligini aniqlash mumkin.  $[\tau_{kes}] \approx \sigma_{ch}$  deb olinib, hozirgina topilgan ifodadan  $S = \frac{d_o}{2}$  ekanligini e`tiborga olingani holda (1) va (2) ifoda bir – biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_o}{4} [\tau_{kes}] = 2(t - d_o) \frac{d_o}{2} [\tau_{kes}]$$

kelib chiqadi. Bu tenglikdan $t = 2,57 d_0$ ekanligini topish mumkin. Amaliy hisoblashda esa, chokning tuzilishiga qarab, $t = (3 \div 5) d_0$ qilib olinadi.

$[\tau'_{kes}] = 0,8 [\tau_{kes}]$ va $S = \frac{d_o}{2}$ ekanligi e`tiborga olinib, (1) va (4) ifoda bir – biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_o}{4} \cdot [\tau_{kes}] = 2 \left(t_1 - \frac{d_o}{2} \right) \frac{d_o}{2} \cdot 0,8 [\tau_{kes}]$$

bo'ladi. Bu tenglikdan $t = 1,5 d_0$ ekanligini aniqlash mumkin.

Amaliy hisoblashda $t = (1,5 \div 2) d_0$ va $t_2 \leq 1,5 d_0$ qilib olinadi. Binobarin, listning qalinligi ma'lum bo'lsa, uning qiymatiga qarab, parchin mixli chokning asosiy o'lchamini aniqlash mumkin. Odatda, bu usul bilan aniqlangan o'lcham standart qiymat bilan solishtirilib, chokning ta'sir etuvchi kuchga nisbatan mustahkamligi yuqorida keltirilgan to'rtta tenglik vositasida tekshiriladi. Lozim bo'lgan taqdirda aniqlangan o'lchamga tuzatish kiritiladi.

2. Eguvchi moment ta'sir etuvchi chokni xisoblash. Bunday chok turli usulda hisoblanishi mumkin. Odatda, hamma usulda ham, avvalo mavjud munosabatdan foydalanib, chokning taxminiy sxemasini belgilab olish tavsiya etiladi. Bu sxemada chokdagi parchin mixning soni, uning o'zaro joylashuvi ko'rsatilgan bo'lishi kerak. Shundan so'ng, belgilangan chokning eguvchi moment ta'siridagi mustahkamligi hisoblanadi.

Qo'yida ta'sir etuvchi moment M ni parchin mixdagi juft kuch momentiga tenglashtirish yo'li bilan hisoblash usuli ko'rib o'tiladi.

Masalan, eni h bo'lgan ikki list bitta qo'shimcha list (ustqo'yma) vositasida birlashtirilgan chokni olaylik. Shaklda ko'rsatilgan parchin mixli chokka eguvchi moment M ta'sir etadi. 17. shakldan foydalanib, qo'yidagi tenglamani yozish mumkin:

$$M = P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + \dots, \quad (5)$$

Bu erda $P_1, P_2, P_3, \dots$ – har bir gorizontal qatordagi parchin mixga ta'sir etuvchi kuch; $l_1, l_2, l_3, \dots$ - neytral o'qqa nisbatan baravar oraliqda joylashgan qator orasidagi masofa.

Shakldan ko'rinib turibdiki, R_2 va R_3 ni R_1 orqali qo'yidagicha aniqlash mumkin:

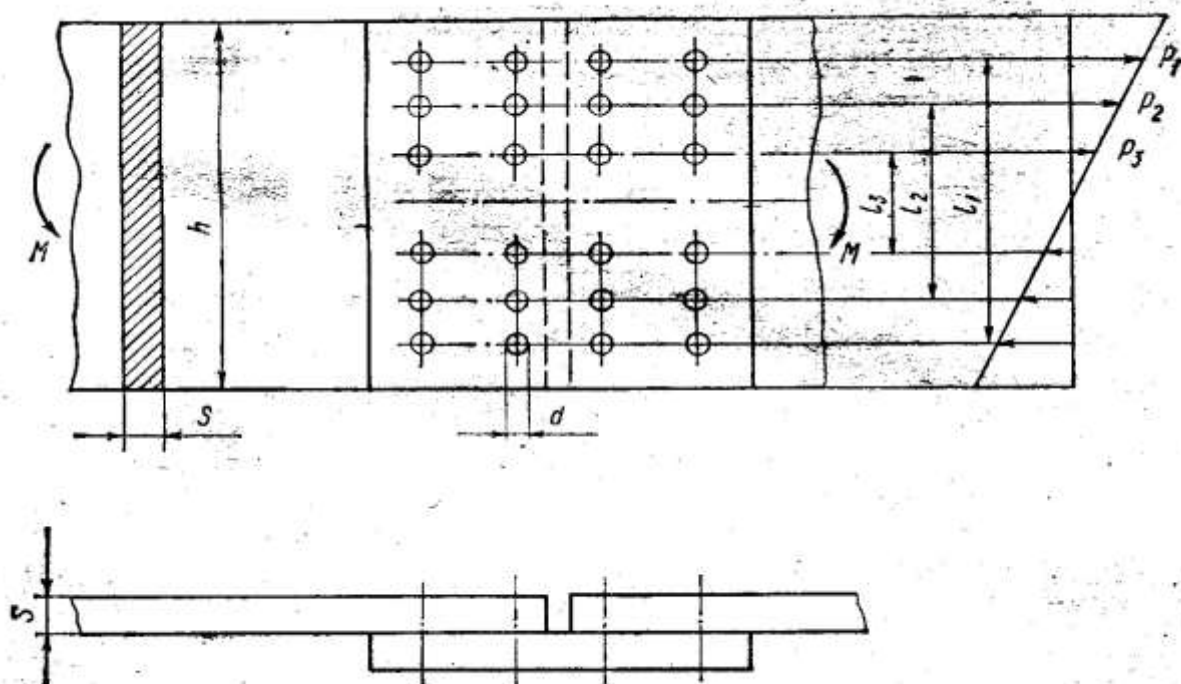
$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{l_2}{l_1} \quad \text{yoki} \quad P_2 = P_1 \frac{l_2}{l_1}$$

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{l_3}{l_1} \quad \text{yoki} \quad P_3 = P_1 \frac{l_3}{l_1}$$

Demak, (5) tenglama qo'yidagicha yozilishi mumkin:

$$M = \frac{P_{1x} \cdot l_1^2}{l_1} + \frac{P_1 \cdot l_2^2}{l_1} + \frac{P_1 \cdot l_3^2}{l_1} = \frac{P_1}{l_1} (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2) = \frac{P_1}{l_1} \sum l_i^2 \quad (6)$$

bu erda $i = 1, 2, 3,$



17.4.shakl.Parchin mixli birikmalarni hisoblash sxemasi.

Shaklga ko'ra, gorizontaal qatorga ta'sir etuvchi kuchning eng kattasi R_1 dir. Shuning uchun chokni hisoblashda, avvalo (6) dan R_1 ni topamiz:

$$P_1 = \frac{M}{\sum l_i^2} \cdot l_1$$

bu erdagi M masalaning shartida berilgan bo'ladi, l_1 , l_2 va l_3 esa qabul qilingan sxemadan olinadi. R_1 birinchi qatordagi parchin mixga tushayotgan kuch bo'lganligi uchun undan bitta parchin

mixga to'g'ri keladigani $P_o = \frac{P_1}{n_1}$ bo'ladi (p_1 – birinchi qatorda joylashgan parchin mix soni).

Yuqoridagi shakl uchun $p_1 = 2$. agar chok, qo'shimcha listsiz, ustma – ust biriktirilganda $p_1 = 4$ bo' edi. Shunday qilib, bitta parchin mixga ta'sir etuvchi kuchni topdik. Endi, material tanlab dastavval parchin mix diametrining, so'ngra esa, qolgan o'lchamning chok mustahkamligini ta'minlay olish – olmasligini tekshirib ko'rish mumkin.

Shuni qayd etib o'tish lozimki, qator neytral o'qqa qanchalik yaqin joylashgan bo'lsa, o'nga ta'sir etuvchi kuch shunchalik kichik bo'ladi. Bundan, chetki qatordagi parchin mix diametri qolgan qatordagi parchin mix diametridan katta bo'lishi va chokning har bir qatoriga o'ziga xos diametrli parchin mix ishlatilishi lozim, degan xulosaga kelish mumkin. Ammo amalda bir chok uchun ishlatiladigan hamma parchin mixning diametri bir xil qilinadi, chunki har xil diametrli parchin mix ishlatilganda teshikning o'lchami ham har xil bo'ladi, bu esa texnologik jihatdan noqulaydir.

Bordi-yu parchin mixli chokka, eguvchi momentdan tashqari, ko'ndalang kuch Q hamda cho'zuvchi kuch N ham ta'sir etsa bitta parchin mixga tushadigan kuchning teng ta'sir etuvchisi qo'yidagicha bo'ladi:

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{n}\right)^2}$$

bu erda p – chokdagi parchin mixning umumiy soni; $\frac{Q}{n}$ - Q kuchning bitta parchin mixga to'g'ri keladigan qiymati; $\frac{N}{n}$ - N kuchning bitta parchin mixga to'g'ri keladigan qiymati.

Keltirilgan hol uchun parchin mixli chokning mustahkamligi R_0 dan foydalanib tekshiriladi.

Elimli birikmalar.

Elimli birikmalar har xil materiallarni biriktirish uchun qo'llaniladi. Yaxshi tomonlari: 1) har xil materiallarni biriktirish (metall plastmassa va x.k.) 2) zichlik: 3) zanglashga chidamliligi : 4) juda yuqa materiallarni elimlash mumkinligi.

Kamchiliklari: Issiqlikda uz mustahkamligini pasaytiradi. Xozirgi vaqtda quyidagi elimlar ko'proq ishlatiladi (BF:VK-I:VX-« MPF-I)

Elimli birikmalarni hisoblash asosan detallarni siljishga olib boriladi, materiallar karshiligi usuli bilan. Ruxsat etiladigan siljitishdagi zo'riqish.

$$[\tau]_{cul} = 15...20H / \text{mm}^2$$

MA'RUZA-18

MAVZU: AJRALUVCHAN BIRIKMALAR. REZBALI BIRIKMALAR

Reja:

1. Rezbalarni turlari.

2. Rezbaning asosiy geometrik o'lchamlari.

3. Shponkali birikmalar.

4. Tishli shlitsli birikmalar

Adabiyotlar: 19,20,21,22.

Tayanch iboralar

Rezbali birikmalar, boltlar, vintlar, shpilkalar gaykalar va boshqa detallar. Tirgak rezbalari, trapesiya shaklidagi rezbalari, to'rtburchakli rezbalari. o'ng va chap rezba, mayda va katta rezbalari. bir kirimli, ikki, uch kirimli rezba.

Shponkali birikmalar, shkiplar, Shponkali birikmalar, ponasimon shponkalar, prizmatik shponkalar, kallaksiz ponasimon shponkalar, kallakli ponasimon shponkalar. Tangensial shponkalar. Segmentsimon shponkalar. Shlitsli birikma

REZBALI BIRIKMALAR.

Detalni rezba vositasida biriktirish qadimdan ma'lum bo'lib, ajraladigan birikmaning eng ko'p tarqalgan va muhim turidir. Bolt, vint, shpilka vositasida ajraladigan birikma hosil qilish rezbali birikmaning xususiy holi bo'lib, mashinani u vositasida yig'ilgan o'zeli kerak bo'lgan vaqtda ayrim detalga ajratilishi va zarur vaqtda yana yig'ilishi mumkin. Bunday birikma hosil qilishga imkon beradigan asosiy qism rezba bo'lganligi uchun uning hammasi rezbali birikma deyiladi.

Rezbali birikmaning afzalligi shundan iboratki, u nisbatan katta nagruzka ta'sirida yetarli darajada ishonchli ishlaydi; uni ajratish va yig'ish qiyinchilik tug'dirmaydi; turli sharoitda ishlaydigan rezbali detal ko'plab ishlab chiqarilishi mumkin; nisbatan arzon turadi; hamma o'lchami standartlashtirilgan.

Afzalliklari:

1. Katta nagruzka ta'sirida etarli darajada ishonchli ishlaydi;
2. Ularni ajratib yig'ish qiyinchilik tug'dirmaydi;
3. Turli sharoitda ishlaydigan rezbali detallar ko'plab ishlab chikarishi mumkin;
4. Nisbatan arzon;
5. Hamma ulchamlari standartlashtirilgan;

Kamchiliklari.

1. O'zgaruvchan kuch ta'sirida chidamliligi etarli emasligi;
2. Maxsus rezbali detallar tayyorlashning texnologik nuqtai nazaridan bir muncha qiyinligi.

3. Ishlash vaqtida birikmalarni bo'shab qolishi.

Rezbalarining klasifikatsiyasi.

Rezbalar formasiga qarab silindrik va konusli bo'ladi.

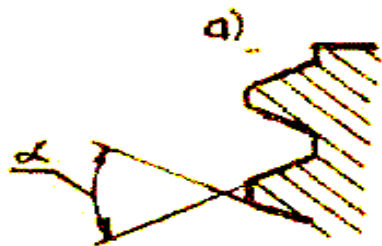
Rezbalar profiliga qarab 5 xil bo'lishi mumkin.

1. Uchburchak rezbarlar

$$\alpha = 60^{\circ}$$

2. Tirchak rezbarlar

$$\alpha = 27^{\circ}$$

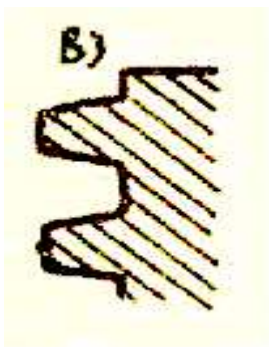


3. Trapesiya shaklidagi rezbarlar.

$$\alpha = 30^{\circ}$$

4. To'rtburchakli rezbarlar.

$$\alpha = 0$$



5. Yarim aylanadi. $\alpha = 30^{\circ}$

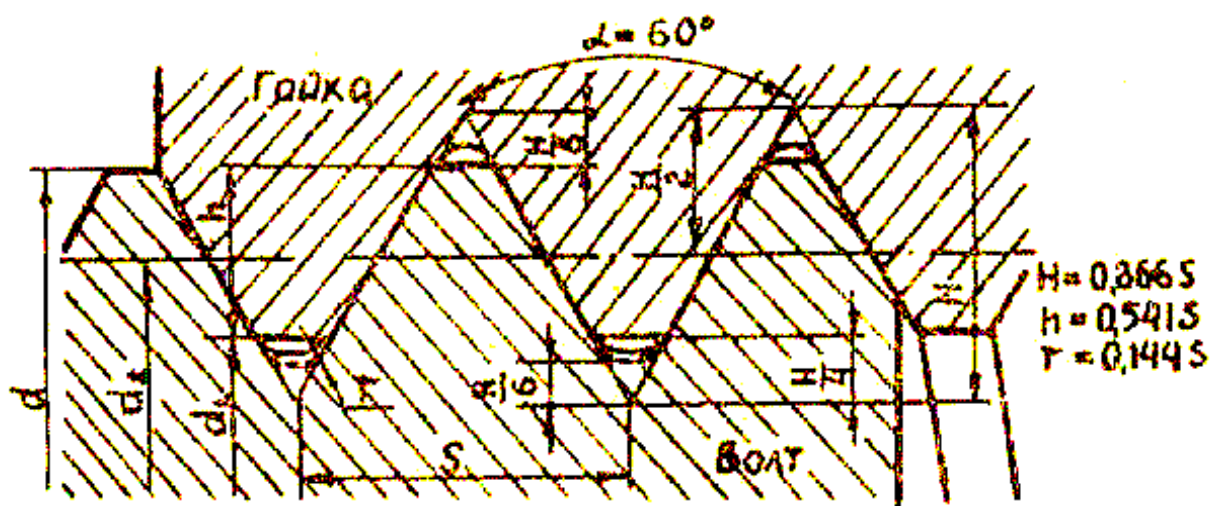


Rezbalar mayda va katta rezbarlarga bo'linadi.

Rezbalar kirimiga qarab: bir kirimli, ikki, uch kirimli bo'ladi.

Rezbalar bajaradigan ishiga qarab detallarni biriktirish va bir valdan ikkinchi valga harakat olib berishi mumkin.

Rezbaning asosiy geometrik ulchamlari.



d – rezbani tashqi diametri

d_1 – rezbani oʻrta deametri

d_2 – rezbani ichki deametri

S – rezbani qadami

S_1 – rezbani yuli (bir marta tula aylangan vintning oʻq boylab siljigan masofasi.)

Bir kirimli rezbalar uchun $S=S_1$

Koʻp kirimli rezbalar uchun $S_1=nS$

Bu erada n - kirimlar soni

h - rezbaning ishchi balandligi

α - rezba profilini burchagi

λ - koʻtarish burchagi

Rezbalarni turlari.

1. *Metrik rezbalar.* Bu rezba eng koʻp tarkalgan rezba bu rezba katta va kichik qadami boʻlishi mumkin. Koʻpincha kadamli rezbalar ishlatiladi.

Dyuymovy rezba. Bu rezbalar SNG – davlatlarida xam foydalaniladi. ($\alpha=55^\circ$) Dyuymovy rezbalar asosan chet ellarda keltirilgan mashinalarda ishlatiladi. Dyuym=25,4mm

2. *Trubali rezbalar.* Bu mayda dyuymovy rezba. Masalan truba sirtidagi rezbaning sirti diametri bir dyuymli deb belgilangan boʻlsa, u odatdagidek 25,4mm emas, balki 33,25 mm –ga, yarim dyuym deb belgilangan boʻlsa, u 16,66 mm-ga teng boʻladi.

3. *Trapeziya shaklidagi rezbalar.* $\alpha=30^\circ$

4. *Domkratlarda, vint – gaykalarda ishlatiladi.* Foydali ish koeffisienti yoʻqori.

5. *Tirgak rezbalar.* $\alpha=27^\circ$

6. *Toʻgʻri toʻrt burchak rezbalar.* $\alpha=0$

7. *Yarim aylana shaklidagi rezbalar.* $\alpha=30^\circ$

Rezbani ochilib ketmasligini quyidagi usullar bilan erishish mumkin:

1. *Kontrgayka va prujinali shayba.* Bunda kushimcha detallar hisobiga rezbadagi umumiy karshilik ortadi.

2. *Shiplent yoki simdan foydalanish.* Bunda gayka, bolt sterjeniga shplent yoki sim vositasida maxkamlab qoʻyiladi.

3. *Payvandlash usulidan foydalanish.* Bunda gayka detalga payvandlab qoʻyiladi.

Oʻzgaruvchan kuch taʼsiriga chidamliligi yetarli emasligi va ayrim holda maxsus rezbali detal tayyorlashning texnologik nuqtai nazardan bir muncha qiyinligi rezbali birikmaning kamchiligidir.

Rezba haqida umumiy maʼlumot. Maʼlum shakldagi tekislik, masalan abc uchburchaklik biror oʻq atrofida vint chizigʻi boʻylab aylantirilsa, bu tekislikning yon tomoni rezbaning sirtini hosil

qiladi. Aylantirilgan tekislik, masalan uchburchaklik rezbaning profili deb ataladi. Shuning uchun uning shakliga qarab, rezba uchburchaklik, to'g'ri to'rtburchaklik, trapesiyaviy va doiraviy profilli bo'lishi mumkin. Maxkamlash detali sifatida, asosan uchburchaklik profilli rezbadan foydalaniladi, chunki bunday rezbada ishqalanish birmuncha katta bo'lib, mustahkamligi nisbatan yuqoridir. Bunga ishonch hosil qilish uchun uchburchaklik va to'g'ri to'rtburchaklik profilni solishtirib ko'rish kifoya. Masalan, vintga o'q bo'ylab ta'sir etayotgan kuchni gaykaning rezbasi normal N kuch tarzida qabul qilayotgan bo'lsin. Agar shartli ravishda, bu kuch bir nuqtaga yig'ilgan deb qabul qilinsa (18.1 – shakl), u holda, rezbadagi ishqalanish kuchi to'g'ri to'rtburchaklik profilli rezba uchun

$$F = N_2 f = Pf$$

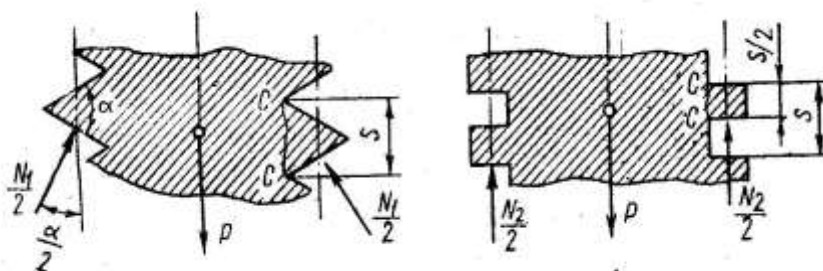
uchburchaklik profilli rezba uchun esa

$$F = N' \cdot f = P \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = Pf'$$

bo'ladi. Bu erda f - ishqalanish koeffitsientining haqiqiy qiymati, $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ - ishqalanish koeffitsientining keltirilgan qiymati.

Uchburchaklik profilli rezba ($\alpha = 60^\circ$) uchun $\cos \frac{\alpha}{2}$ qiymati birdan kichik bo'lganligidan $f' > f$

bo'ladi. Bundan tashqari 18,1 - shakldan ko'rinib turibdiki qadamning qiymati bir xil bo'lgani holda uchburchaklik profilli rezbada kesilishga ishlaydigan $s - s$ kesim yo'zi to'g'ri to'rtburchaklik profilli rezbanikiga qaraganda ikki marta katta bo'ladi.



18.1 shakl. Rezbaga ta'sir qiluvchi kuchlar.

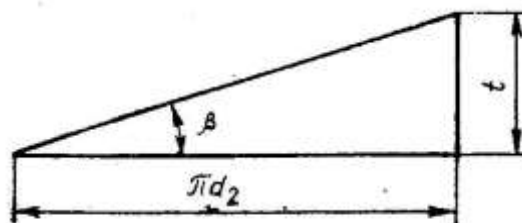
Agar tekislik biror o'q atrofida vint chizigi bo'ylab chapdan o'ngga tomon aylantirilsa, o'naqay rezba, o'ngdan chapga tomon aylantirilganda esa chapaqay rezba hosil bo'ladi. Bordi-yu profilning soni ikki yoki undan ortiq bo'lib, u bir- biriga parallel ravishda yonma-yon joylashtirilgan holda vint chizigi bo'ylab aylantirilsa, ikki yoki undan ortiq kirimli rezba hosil bo'ladi. Shuning uchun rezba bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli va xokazo turga bo'linadi.

Detalni maxkamlash uchun mo'ljallangan rezba asosan bir kirimli bo'ladi.

Rezba silindrik yoki konussimon sirtida bo'lishi mumkin. Ko'pincha, silindrik sirtidagi rezbadan foydalaniladi. Konussimon sirtidagi rezba jips birikma hosil qilish maqsadida ishlatiladi.

Rezba silindrik yoki konusning ichki yoki sirtki sirtida bo'lishi ham mumkin. Birinchisi, ichki,

ikkinchisi esa sirtqi rezba deyiladi. Agar rezbaning o'lchami mm hisobida ifodalansa, bunday rezba metrik rezba deb dyum bilan ifodalanganda esa dyumiy rezba deb ataladi. Bundan tashqari, uchburchaklik profilli metrik rezbada profil burchagi 60° ga teng (18.1– shakl), dyumiy rezbada esa



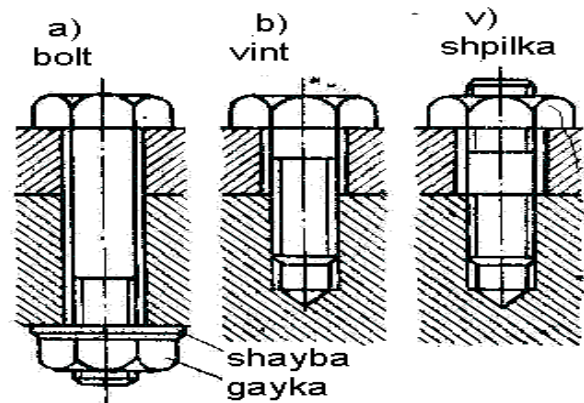
18.2.shakl.

bu burchak 55° ga baravardir. Dyumiy rezba ilgari vaqtda tayyorlangan yoki chet eldan keltirilgan mashinaga extiyot qism tayyorlashda ishlatiladi. Trubani bir – biriga birlashtirish uchun dyumiy rezbaning maxsus turidan foydalaniladi. Garchi bunday rezba profilining burchagi 55° bo'lib, o'lchami

dyum hisobida berilsa ham, aslida uning o'lchami shartlidir.

Masalan, truba sirtidagi rezbaning sirtki diametri bir dyum deb belgilangan bo'lsa, u odatdagidek, 25,4 mm emas, balki 33,25 mm ga, yarim dyum deb belgilangan bo'lsa, u 16,66 mm ga teng bo'ladi.

Qo'yida asosan metrik rezba haqida gap yuritiladi. Rezbaning asosiy geometrik o'lchamini keltirib o'tamiz (18.1– shakl). d – rezbaning sirtki diametri; d_1 – rezbaning ichki diametri; d_2 – rezbaning o'rta diametri; h – rezba profilining balandligi (gayka vintga burab kiritilganda rezbaning o'zaro tegib turadigan sirti balandligi); s – rezbaning qadami (vintning ikki qushni o'rami orasida o'q bo'ylab ulchangan masofa); t – rezba yo'li; (bir marta to'liq aylangan vintning o'q bo'ylab siljigan masofasi; bir kirimli rezba uchun $t = s$, ko'p kirimli rezba uchun esa $t = ns$ (bu erda p – kirim soni);



18.3.shakl.

α – rezba profilining burchagi; β – ko'tarilish burchagi (bu burchak rezba o'qiga tik tekislik bilan vint chizigiga o'tkazilgan o'rinma orasida hosil bo'ladigan burchak).

Vint chizig'ining bir o'rami tekislikda yoyilsa (18.2– shakl), kateti t va πd_2 teng to'g'ri burchakli uchburchaklik hosil bo'ladi. Bu uchburchaklikda:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi d_2}$$

Birikma hosil qilishda rezbali detaldan bolt, vint, shpilka va gayka ishlatiladi.

Bolt bir uchida klyuch yoki otverka uchun mo'ljallangan kallagi, ikkinchi uchida esa gayka burab kiritiladigan rezbasi bo'lgan sterjendir (18.3– shakl, a) Boltning gayka uchun mo'ljallangan rezbali uchiga gayka buralmay, bu uchi biriktirilishi lozim bo'lgan detalga buraladigan bo'lsa, bunday bolt **vint** deyiladi.

Vintning kallagi, ko'pincha, otvertka bilan burashga moslab yasaladi. Agar sterjenning ikki uchi rezbali qilib yasalgan bo'lsa, u **shpilka** deb ataladi (18.3– shakl, v).

Gayka boltli birikmaning asosiy detalidan biridir. Uni ichki yo'zasida rezbasi bo'lgan, sirti olti yoki to'rt yoqli yohud doiraviy shaklda tayyorlangan halqa desa bo'ladi.

O'zgaruvchan kuch va moment ta'sir etadigan birikmada sodir bo'ladigan ko'ngilsiz voqeadan biri uning o'z – o'zidan buralib bushashidir. Buning sababi shuki, titrash natijasida rezbadagi ishqalanish kamayadi va buning oqibatida o'z – o'zidan tormozlanish xususiyati yuqoladi. Shuning uchun bunday birikmada hal kilinishi lozim bo'lgan ishdan biri o'z – o'zidan buralishga barham berishdir. Bunga qo'yidagi usul bilan erishish mumkin:

1. *Kontrgayka va prujinalovchi shayba qo'yish. Bunda qo'shimcha detal hisobiga rezbadagi umumiy qarshilik ortadi.*

2. *Shplint yoki simdan foydalanish. Bunda gayka bolt sterjeniga shplint yoki sim vositasida maxkamlab qo'yiladi.*

3. *Payvandlash usulidan foydalanish. Bunda gayka detalga payvandlab qo'yiladi.*

Rezbaning mustahkamligini hisoblash. Rezballi birikmada o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini cho'zadigan kuch rezbaning hamma o'ramida ham bir xilda ta'sir etavermaydi. Bu masalani birinchi bo'lib tekshirgan olim N. E. Jukovskiydir. O'tkazilgan tadqiqot shuni ko'rsatadiki,

rezbaning kuch ta'sir etayotgan tomondan birinchi o'ramida boshqa o'ramdagiga qaraganda kattaroq kuchlanish hosil bo'ladi.

Rezbaga ta'sir etuvchi kuchning rezba o'rami orasida bir tekisda taqsimlanmasligining ko'pgina sababi bor. Ana shu sababdan biri shuki, o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchdan vintdagi rezbaning bir tomonga gaykadagi rezbaning esa qarama – qarshi tomonga deformasiyalanishidir. Masalan, 6 o'ramli gaykaning birinchi o'rami ta'sir etayotgan kuchning 52% ini, ikkinchi o'rami 25% ini, uchinchi o'rami 12 % ini, oxirgi o'rami esa atigi 2% ini qabul qiladi. (16.4– shakl). zarur bo'lgan taqdirda gaykaning hamma o'rami bir xilda ishlaydigan maxsus turidan foydalaniladi. Lekin bunday gayka tayyorlash texnologik jihatdan birmuncha qiyin.

Gaykaning o'rami orasida nagro'zkaning taqsimlanish xarakterini aniq bilish juda qiyin, chunki bunga yuqorida keltirilgan sababdan tashqari, gayka tayyorlashning aniqlik darajasi va gaykaning ishlashidagi yeyilish darajasi ham ta'sir qiladi. Shuning uchun amalda rezbaning mustahkamligini hisoblashda ta'sir etuvchi kuch vint o'rami orasida bir xil taqsimlanadi deb qabul qilinadi va rezba ish sirtining ezilishi va $a - v$ bo'yicha (18.5–shakl) kesilishi hisoblanadi.

Rezbaning ezilishini hisoblashda qo'yidagi munosabatdan foydalaniladi:

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{Z \cdot \pi \cdot d_2 \cdot h} \leq [\sigma_{ez}]$$

bu erda $Z = \frac{H}{S}$ - balandligi N bo'lgan gaykadagi rezba o'ramining soni. Bu formula vintning rezbasi uchun ham tatbiq qilinaveradi.

Rezbaning kesilishini qo'yidagi formuladan hisoblab topiladi.

Vint uchun:

$$\tau = \frac{P}{\pi \cdot d_1 \cdot KH} \leq [\sigma_{ez}]$$

Gayka uchun:

$$\tau = \frac{P}{\pi \cdot d \cdot K \cdot H} \leq [\tau]$$

bu erda $K = \frac{a\sigma}{S}$ yoki $K = \frac{cl}{S}$ - rezbaning turini hisobga oluvchi koeffisient.

Uchburchaklik profilli rezba uchun $K \approx 0,8$; to'g'ri to'rtburchaklik profilli rezba uchun $K = 0,5$; trapesiya profilli rezba uchun esa $K = 0,65$. agar vint va gaykaning materiali bir xil bo'lsa, vint rezbasining o'zinigina hisoblash kifoya, chunki $d > d_1$ bo'ladi. Gaykaning standartda qabul qilingan balandligi vint sterjeni bilan rezbasining mustahkamligi bir xil bo'lishi kerak, degan shartdan keltirib chiqarilgan. Agar $\tau = 0,6 \sigma_{ok}$ ekanligi nazarda tutilsa, vint sterjeni bilan rezbasining mustahkamligi bir xil bo'lishini ta'minlaydigan shart qo'yidagicha ifodalanishi mumkin:

$$\frac{P}{\pi \cdot d_1 \cdot KH} = 0,6 \frac{P}{0,25\pi \cdot d_1^2}$$

bu erda $K = 0,8$ deb olinsa, $N \approx 0,5 d_1$ bo'ladi. Biroq amalda salbiy ta'sir ko'rsatadigan ayrim hol nazarda tutilib, rezba detal uchun ishlatiladigan gaykaning balandligini $0,8 d$ ga teng qilib olish tavsiya etiladi.

Rezbaning standartda keltirilgan o'lchami vint sterjeni bilan rezbasining mustahkamligi bir xil bo'lishini ta'minlaydi. Shuning uchun boltli birikmani loyihalashda, asosan, vint sterjenining zarur diametrigina hisoblab topiladi, qolgan o'lchami esa tegishli standart dan olinadi.

SHPONKALI BIRIKMALAR.

Shponkali birikmalar asosan silindrik detallarni o'qdoshlab ulashda ishlatiladi. Bunday birikmalar asosan tishli g'ildiraklar, shkiplar, muftalar va boshqa shunga o'xshash detallarni valga mahkamlashda ishlatiladi.

Afzalliklari.

1. Tuzilishi oddiy va konstruksiyasi ishonchli.
2. Yigish va ajratish kulan.
3. Tannarxi past.

Kamchiliklari.

1. Birlashgan detallarda yo'qlama kutaruvchiligi past.
 2. Detailarni aniq joylashtirish kiyin.
 3. Vallarni oyish, ya'ni shponkaga joy ochish, bu uz navbatida valni mustaxkamligini pasaytiradi.
- Shponkali birikmalar zo'riqtirilgan va zo'riqtirilmagan bo'lishi mumkin. Zo'riqtirilgan birikmalarda ponasimon shponkalar zo'riqtirilmagan birikmalarda esa prizmatik shponkalar ishlatiladi.
1. Prizmatik shponka visitasida hosil kilingan birikmalarda shponkali xam, valdagi uymkmi xam yo'qori darajada aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki bunday xollarda shponkaning yon yokalari valdagi oyiqlning yon yokalariga bir tekis tegib turadigan bo'lishi kerak.
 2. Ponali shponkalar prizmatik sterjen shaklida ishlatiladi. Ponasimon shponkalarining ikki xili ishlatiladi:
 - a) GOST 8792-58 boyicha kallaksiz ponasimon shponkalar.
 - b) GOST 8793-58 boyicha kallakli ponasimon shponkalar.
 3. Tangensial shponkalar valni 2-3 joyda (1:100) o'qlon bilan urnatiladi. Bu uz navbatida valni bir joyidan emas 2-3 joyidan uyiladi. Bu uz navbatida valni mustaxkamligini buzilishini kamaytiradi.
 4. Segmentsimon shponkalar nagruzkani prizmatik shponkalar singari, yon yokalari bilan uzatadi. Shponka uyiga disk freza bilan ochiladi. Bu shponkalarining ustivorligi juda katta bo'ladi. Ular stanoksozlikda ko'p qo'llaniladi.

Shponkalarining tayyorlashda ishlatiladigan materillar va ular uchun joiz kuchlanishlar.

Standartlashgan shponkalar GOST 8757-68, 8786-68 boyicha ST 5, St 6, 45, 50, 55, 60 markali po'latlardan tayyorlanadi.

Qo'zg'almaydigan qilib biriktirilgan shponkalar birikmalar uchun ezilishdagi joiz o'qchlanish $[\sigma]_{\text{эз}} = \sigma_{\text{ок}} / (n)$ bo'ladi,

Бу ерда: $\sigma_{\text{ок}}$ - пулат материалларнинг окувчанлик чегараси:

$$[n] = 2,5 \dots 2,0$$

Shponkalar GOST 8787-68 boyicha tayyorlanganda $[\sigma]_{\text{эз}} = 80 \dots 150 \text{ МПа}$

bo'ladi. 45 markali po'lat materiladan tayyorlangan shponkalar reduktorlarda ishlatiladi:

$$[\sigma]_{\text{эз}} = 50 \dots 70 \text{ МПа}$$

shponkalar uchun kesilishdagi joiz kuchlanish $[\tau]_{\text{кес}} = 70 \dots 100 \text{ МПа}$ oralgida bo'ladi.

Shponkalarni jadvallardan tanlash va mustaxkamligini tekshirish mumkin.

1. Prizmatik shponkani ezilishga hisoblash.

$$P = \frac{2T}{d} \text{ шпонка узатадиган айланма куч эзилиш юзаси}$$

$$F_{\text{эз}} = (0,95h - f) l_{\text{шу}} \text{ бу ерда } f=0,05h \text{ shponkali faskasi.}$$

$$\text{U xolda, } \sigma_{\text{эз}} = \frac{2M}{d(0,95 \cdot h - f) l_{\text{шу}}} \leq [\sigma]_{\text{эз}}$$

Bu erda T=M- burovchi moment

(0,95h-f)- stupisadagi ishchi oyiql

$[\sigma]_{\text{эз}}$ - ruksat etiladigan ezilishdagi zo'riqlish.

$l_{\text{шу}}$ - shponkali ishchi uzunligi

1. Segmentli shponkani ezilishga hisoblash.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{2T}{d(h-t) l_{\text{шу}}} \leq [\sigma]_{\text{эз}}$$

Bu erda l – shponka uzunligi
(h-t)-stupisadagi ishchi o'yi
Kesilishga hisoblash

$$\tau_{\kappa\epsilon\epsilon} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau]_{\kappa\epsilon\epsilon}$$

bu erda ϵ - shponka eni
 $[\tau]_{\kappa\epsilon\epsilon}$ - stupisadagi ishchi o'yi
Kesilishga hisoblash

$$\sigma_{\epsilon\epsilon} = \frac{12T}{\epsilon l_{uuu} (\epsilon + 6fd) l_{uuu}} \leq [\sigma]_{\epsilon\epsilon}$$

bu erda l_{uuu} - shponkani ishchi uzunligi.
 f - ishqalanish koeffisienti $f = 0,15 \dots 0,18$
 $[\tau]_{\kappa\epsilon\epsilon} = 70 \dots 100 MIIa$

TISHLI (SHLITSLI) BIRIKMALAR.

Agar valning sirtida va unga o'rnatilgan detal gunchaga teshigining sirtida uncha cho'qur bo'lmagan arikchalar o'yilib, detallardan birini chizigi ikkinchisining botig'iga tushadigan qilib o'rnatilsa, shlisli birikma hosil bo'ladi.

Shlisli birikma shponkali birikmalarga nisbatan quyidagi afzalliklarga ega:

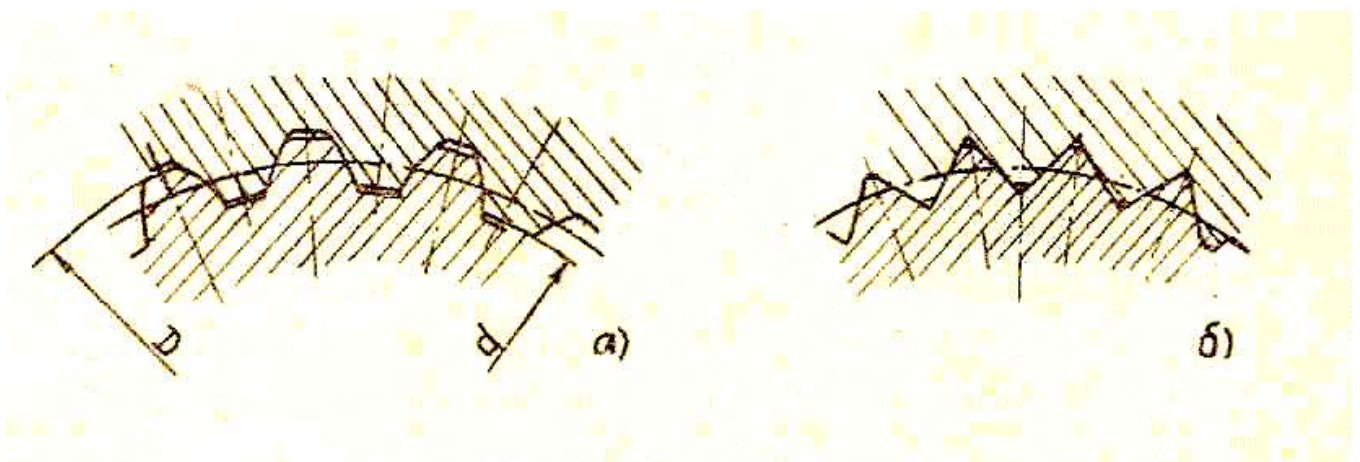
1. *Detallar vallar yaxshi markazlashadi, o'q boyicha siljish aniq yunaladi.*
2. *Detallar soni kamayadi. Shlisada 2-ta detal, shponkada 3-4 ta detal.*
3. *Bir xil ulchamlarda shlisli katta buralish momenti olib berishi mumkin, sababi detallarni kontakt yuzalari ko'p.*
4. *Dinamik zo'riqishlarda yaxshi ishlaydi, chunki tishlar orasida kuchlar bir xil tarqaladi.*
5. *Val kam zaiflashadi.*
6. *Gupchak (stupisa) uzunligi kamayadi.*

Shlisli birikmani asosiy kamchiligi uni tayyorlash kiyinligi va tannarxini yo'qoriligi.

Shlisli birikmalar quyidagilarga bo'linadi:

Birlashish harakteriga qarab qo'zgaluvchi va qo'zg'almas bo'ladi. Tish formasiga qarab, tugri tishli, uchburchak tishli va evolvent profilni tish.

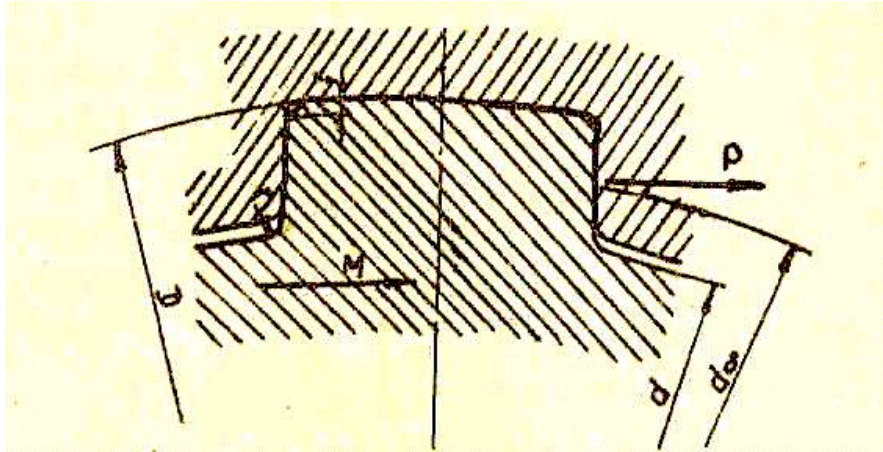
Valga nisbatan stupisani markazlashiga qarab tashqi va ichki diametrlari bo'yicha va tishlarini yonbosh yuzalari bo'yicha.



18.4. shakl. (a) evolventa profilni tish va (b) uchburchak profilni tish.

Detallar shlitsa diametrlari D yoki d bo'yicha markazlashtirilgan val va gupchakning o'qdosha bo'lishi yaxshi ta'minlanadi. Birok yon yoklari markazlashtirilganda yo'qlanish shlisa orasida bir xil taqsimlanadi. Buning natijasida birikma ko'proq yuklanishda ishlay oladi. Shlisning o'lchamlari shponkaniqi kabi valning diametriga qarab, tegishli GOST boyicha jadvallaridan tanlab olinadi.

Shlisli birikmalarni mustaxkamligini hisoblash.
Shlisli birikmalar asosan tishlari ezilishga tekshiriladi.



18.5.shakl. SHlitsli birikma tishlariga ta'sir qiluvchi kuchlar.

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{2T}{0,75z d_{\text{ш}} F_{\text{ш}}} \leq [\sigma]_{\text{ш}}$$

Bu erda z - tishlar soni

$$d_{\text{ш}} = \frac{D + d}{2} - \text{tishni o'rta diametri}$$

$F_{\text{ш}}$ - tishni ezilish yuzasi.

To'g'ri burchakli profilli shlisa uchun

$$F_{\text{ш}} = \left(\frac{D - d}{2} - f - z \right) l_{\text{ш}}$$

bu erda $l_{\text{ш}}$ - tishni ishchi uzunligi
evolevent profilli shlisa uchun

$$F_{\text{ш}} = 0,8m l_{\text{ш}}$$

bu erda: m – tish moduli.

Shlitslar uchun ezuvchi kuchlanishning joiz qiymati birikmaning ishlash sharoitiga ham uni tashkil etuvchi detallarning termik ishlanganligiga qarab belgilanadi. Shlislarning sirti termik ishlanmaganda:

$$[\sigma]_{\text{ш}} = 60 \dots 100 \text{ MPa}$$

Shlislarning sirti termik ishlanganda:

- 1.I.A. Karimovning 2010 yilda mamlakatimizni ijtimoiy –iqtisodiy rivojlantirishyakunlari va 2011 yilga mo'ljallangan eng muhim ustivor yo'nalishlarga bag'ishlangan O'zbekiston Respublikasi vazirlar mahkamasining majlisidagi ma'ruzasi.Халқ сўзи газетаси2011й. 22 январь №16 сон.
- 2.Karimov R.I., Saliyev A. Amaliy mexanika. Fan va texnologiya, 2005,268 b.
- 3.X.X. Usmonxo`jayev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent 1970 yil. – 576 b.
- 4.R.Rustamxo`jayev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to`plami, Toshkent, 1987 yil. – 246 b.
- 5.S.A.Yo`ldoshbekov «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to`plami, Toshkent, 1988 yil. – 158 b.
- 6.G.SH.Zokirov «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent 2002 yil. – 184 b.
- 7.Karimov R.I., Baratov N.B., Maqsudova N.A. Amaliy mexikaning “Materiallar qarshiligi” bo'limidan o'quv qo'llanma. T.ToshDTU, 2005y.,148b.
- 8.K.M.Mansurov «Materiallar qarshiligi kursi», Toshkent, 1983 yil. – 504 b.
- 9.M.S.Movnin va boshqalar «Texnikaviy mexanika asoslari» Toshkent 1983 yil. – 450 b.
13. Karimov R.I., Saliyev A. Amaliy mexanikadan elektron darslik. T. ToshDTU 2005y.
- 14.Ergashev M. “Materiallar qarshiligidan hisoblash loyihalash ishlari” – T.: “Moliya”, 2000-y. – 196 b.
- 15.Mansurov K.M. “Materiallar qarshiligi kursi”- T.: “O`qituvchi”, tuzatilgan, to`ldirilgan 2-nashri1983-y.- 504 b.
- 16.Nabiyev A.N. Xasanov S.M. “Materiallar qarshiligi”- T.: “Fan va texnologiya”, 2005-y. – 419 b.
- 17.Nabiyev A.N., Shosalimov J.Sh., Xusainov A.N. “Texnik mehanika”- T.: “Sharq”, 2005 – y. – 256 b.
- 18.Obodovskiy B.A., Xanin S.Y. “Materiallar qarshiligidan misol va masalalar”- T.: “O`qituvchi”, qayta ishlangan va to`ldirilgan 3- nashridan dots. S.Nasriddinov tarjimasi, 1980-y. – 398 b.
- 19.Smirnov A. F. “Materiallar qarshiligi”-T.: “O`qituvchi” qayta ishlangan va to`ldirilgan3-nashridan dots. E.V. Ergashev tarjimasi, 1988-y. – 464 b.
- 20.Yo`ldoshbekov S.A. “Materiallar qarshiligi”- T.: “O`qituvchi”, 1995-y. – 256 b.
- 21.O`rozboyev M.T. “Materiallar qarshiligi”- T.: “O`qituvchi”, II qism, 1966-y. - 488 b.
- 22.O`rozboyev M.T. “Materiallar qarshiligi asosiy kursi”- T.: “O`qituvchi”, qayta ishlangan 2- nashri, 1973-y. – 510 b.
- 23.I.Sulaymonov. “Mashina detallari” O`qituvchi, Toshkent:1981-306b.
24. Sh.A.Shobidov “Mashina detallari”. O`qituvchi, Toshkent: 1981-306 b.
- 25.Sh.A. Shobidov, S. U Musayev. “Yuritmalar”. Tasmali va zanjirli uzatmalarni loyihalash. Toshkent 2000-82 b.
- 26.Sh.A. Shobidov, S. U Musayev. “Tishli va chervyakli uzatmalarni loyihalash”. Toshkent 2005-80 b.
- 27.М.Н. Ерохин и др. “Детали машин” и основы конструирования” М. Колос 2000г.
- 28.О. А. Ряховский, А. В. Клышин. Детали машин. Москва 2003 г.
- 29.М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. Детали машин. Москва “Высшая школа”, 2005г.

- 30.Б. А Балдин, В.В. Галевко. Детали машины основы конструирования (передача). М.: ИКЦ Академкнигаю 2006. 332с.
- 31.Sh. S. Shoobidov. A. A. Usmonov, D.T. Atametov “Ajratilgan va ajralmaydegan birikmalarni hisoblash” Toshkent 1993-67 b.
- 32.S.U.Musayev, I. Sulaymonov, K.Қosimho’jayev “Mashina detallarini loyihalash” Toshkent 1992-75 b.
- 33.B.N. Davidboev “Ko’tarish-tashish mashinalari” Toshkent “O’qituvchi” 1983-306 b.
- 34.С.А.Чернавский и др. «Проектирование механических передач» Москва Машиностроение 1984 г.
- 35.Тожибаев Р.Н., Жўраев А.Ж. «Машина деталлари». Т.: «Ўқитувчи», 1999 й.
- 36.Тожибаев Р.Н., Жўраев А.Ж. «Машина деталлари». Т.: «Ўқитувчи», 2002 й.
- 37.Тожибаев Р.Н., Шукуров М.М. «Машина деталларини лойиҳалаш». Т.: «Фан», 1992 й.
- 38.Дунаев П.Ф., Леликов О.П. «Детали машин. Курсовое проектирование». М.: 1990.
- 39.Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Теоретическая механика; сопротивление материалов: (Учебник для машиностроительных специальностей средних профессиональных учебных заведений). Изд. 4-е. М.: 2001 г.
- 40.Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989г.
41. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986г.
42. Курсовое проектирование деталей машин /Под ред. Чернавского С.А.- М.: Высшая школа, 1988г.
43. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991г.
- 44.Сулаймонов И. Машина деталлари. – Т.: /Ўқитувчи, 1981й.
- 45.Машина деталлари курсидан масалалар тўплами./ Тожибоев Р.М. ва бошқ – Т.: Ўқитувчи, 1989й.
46. Прикладная механика. /Под ред. Иосилевича Г.Б. – М.: Высшая школа, 1989г.
47. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. – М.: Наука, Гл. ред. Физ.-мат. лит., 1986г.
- 48.Ковалевский В.И., Қўчқоров У.Х. Амалий механикадан тасвири қисқача русча-узбекча лугат. – Т.: Қомуслар Бош таҳририяти, 1993й.