



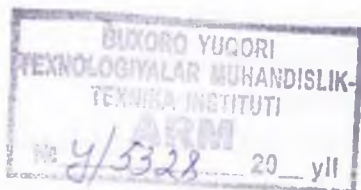
531
K-94

**O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIV VA O'RTA MAXSUS
TA'LIM VAZIRLIGI**

KURBANOVA G.A.

TEXNIK MEXANIKA

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus
ta'lim vazirligi tomonidan o'quv qo'llanma sifatida
tavsiya etilgan.



TOSHKENT – 2010

Annotatsiya.

Ushbu o'quv qo'llanma «Texnik mexanika» fani bo'yicha tayyorlangan. Shu fanda o'qitiladigan nazariy mexanika, materiallar qarshiligi, mexanizmlar va mashina detallari qismlari to'g'risida ma'lumotlar keltirilgan.

O'quv qo'llanma «Texnik mexanika» fan dasturiga asoslangan bo'lib, oliy ta'lim bakalavriat talabalariga mo'ljallangan.

Аннотация.

Настоящее учебное пособие подготовлено по дисциплине «Техническая механика». В нем изложены материалы, входящих в неё разделов теоретической механики, сопротивления материалов, механизмов и деталей машин.

Учебное пособие соответствует программе дисциплины «Техническая механика» и предназначается для студентов высших учебных заведений.

Annotation.

The text book is on "Technical mechanics". Of includes information on theoretical mechanics, materials resistance, mechanisms and details of machinery.

The text book has been made in accordance with the program on Theoretical mechanics and may be used for student in higher educational institutions.

Taqrizchilar:

TTYESI nazariy mexanika kafedrası professori texnika fanlar doktori, professor Mavlyanov T. M.

TTYESI "Mexanizmlarni nazariyasi va mashina detallari" kafedrası dosenti Abdukarimov T. A.

TDU "MK, MMN" kafedrası dosenti mexanika fan nomzodi U. A. Abduvaliyev

KIRISH

«Texnik mexanika» fanidan o'quv qo'llanma ushbu fanning namunaviy va o'quv dasturlarga asoslanib yozilgan. O'zbekiston Respublikasi Oliy ta'lim standarti talabalariga mos. O'quv qo'llanmaga «Nazariy mexanika», «Materiallar qarshiligi», «Mexanizmlar va mashina detallari» fanlarning asosiy qismlari kiritilgan.

O'quv qo'llanma talabalarning hisob-nazariy va loyihalash asoslarini o'rganib ularni mutahassislik fanlarni mukammal o'zlashtirishga va kelajak amaliyot faoliyatida texnikaviy masallarni echishga, talabalarda texnik fikrlashni va hozirgi zamon loyihalash metodologiya bo'yicha olgan bilimlar asosida yangi raqobatbardosh texnik sistemalarni yaratishga mo'ljallangan.

O'quv qo'llanmada amaliy mashg'ulotlar masalalarini yechish misollari keltirilgan. Bu masalalarni yechish natijasida talabalar eng muhim nazariy qonun-qoidalarini takrorlab va olgan bilimlarini mustahkamlab olish mumkin.

Muallif o'quv qo'llanmani tayyorlashda "Nazariy mexanika va materiallari qarshiligi" kafedrasining yetakchi olimlari, dotsent **K.P.Yuldashev**, dotsent M.S.Eshonov maslaxatlariga minnatdorchilik bildiradi.

O'quv qo'llanma oiliy o'quv yurtlarining muhandislik, iqtisodiyot, kimyoviy texnologiya, oziq-ovqat texnologiyasi transport va kasbiy ta'lim sohasi bo'yicha bilim oluvchi bakalavriyat talabalari uchun mo'ljallangan.

I Bo'lim. Nazariy mexanika

Nazariy mexanika texnika fanlarining boshlang'ichi hisoblanib, jismlarning muvozanati, muvozanat qonunlari hamda jismlarning harakati va harakat qonunlari to'g'risidagi fan bo'lib, statika, kinematika, dinamika kabi bo'limlardan iborat.

1-bob. Statika

Statika - nazariy mexanika fanining bir bo'limi bo'lib unda kuchlar ta'siridagi jismlarning muvozanati va muvozanat qonunlari (shartlari) o'rganiladi.

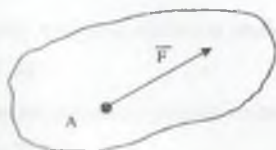
1.1. Statikaning asosiy tushunchalari.

Statikada asosiy tushunchalari-absolyut qattiq jism, bog'lanishlar. bog'lanishlar reaksiyalari va kuch kabi tushunchalar. Absolyut qattiq jism deb har qanday sharoitda ham istalgan ikki nuqtasi orasidagi masofa o'zgarmasdan qoladigan jismga aytiladi. Tabiatda bunday jism mavjud bo'lmasada, shunga yaqin bo'lgan jismlar mavjud.

Jisnining fazoda yoki tekislikdagi biror tomonga qiladigan harakatiga qo'yilgan chekka (to'siqqa) bog'lanish deyiladi. Shu bog'lanishlarning jismga ta'siriga bog'lanish reaksiyasi deyiladi.

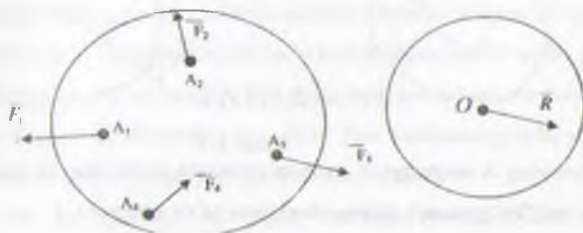
Bog'lanishlar rolini turli sterjenlar, trosslar yoki tayanchlar bajarishi mumkin (bog'lanishlarning turlari va ularning reaksiya kuchlari haqida 1.3 da batafsil to'xtalamiz).

Kuch - statikaning asosiy tushunchasi bo'lib jismlarning o'zaro mexanikaviy ta'sirining o'lchovi. Kuch vektor kattalik bo'lib, son qiymati (moduli), yo'nalishi va ta'sir nuqtasi bilan xarakterlanadi (rasm 1.1).



Rasm 1.1

Kuch grafikda o'z uzunligiga va yo'nalishiga ega bo'lgan, chiziq bilan belgilanadi. Kuchlarni o'lchov birligi SI sistemasida – Nyuton qabul qilingan. Agar qattiq jismga bir nechta kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsa va bu kuchlarni bitta R kuch bilan almashirish mumkin bo'lsa, bunday kuchga teng ta'sir etuvchi kuch deyiladi (rasm 1.2).



Rasm 1.2

Agar kuchlar sistemasi ta'sirida qattiq jism tinch holatda qolsa, jismga ta'sir etgan kuchlar sistemasi muvozanatlashgan yoki muvozanatdagi kuchlar sistemasi deyiladi.

1.2. Statika aksiomalari.

Ilmlarning muvozanatda bo'lish sharti tajribalardan kelib chiqadigan va isbotsiz qabul qilinadigan qoidalarga (aksiomalarga) asoslangan. Statikaning aksiomalarini Angliyalik olim Isaak Nyuton (1642-1721) ta'riflab bergan.

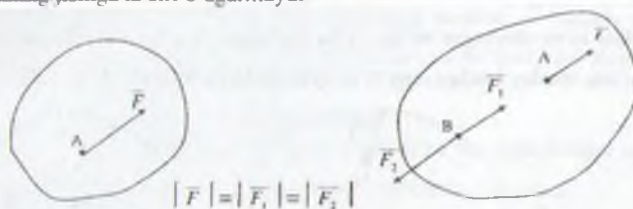
Aksioma 1. Jism 2 ta kuch ta'sirida muvozanatda bo'ladi, agarda bu kuchlar modul jihatdan teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'lsa $|F_1| = |F_2|$, $F_1 = -F_2$ (rasm 1.3)



Rasm 1.3

Aksioma 2. Jismga ta'sir etuvchi kuchlarga nol sistema kuchlarni qo'shgan yoki ayirgan bilan kuchlarning jismga ta'siri o'zgarmaydi. Nol sistema deb modul jihatdan teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan 2ta kuchdan iborat bo'lgan sistemaga aytiladi. Bu aksioma quyidagicha ta'riflanishi

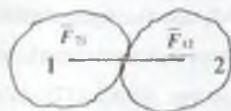
mumkin: kuchni o'z ta'sir chizig'i bo'ylab bir nuqtadan ikkinchi nuqtaga ko'chirgan bilan kuchning jismga ta'siri o'zgarmaydi.



Rasm 1.4

Jismning A nuqtasiga $\vec{F}$ kuch ta'sir etayotgan bo'lsin. B nuqtaga kattaligi $\vec{F}$ kuchga teng bo'lgan nol sistema kuchlarni ta'sir ettiramiz. $\vec{F}$ va $\vec{F}_1$ kuchlar nol sistemani tashkil etganligi uchun uni tashlab yuborishimiz mumkin. Natijada jismning A nuqtasiga ta'sir etuvchi $\vec{F}$ kuch o'z ta'sir chizig'i bo'ylab B nuqtagacha ko'chdi, lekin kuchning jismga ta'siri o'zgarmasdan qoldi. (rasm 1.4)

Aksioma 3. Ikki jismning o'zaro ta'siri modul jihatdan teng va bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan bo'ladi.

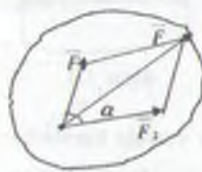


$$|\vec{F}_{12}| = |\vec{F}_{21}|$$

$$\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$$

Rasm 1.5

Aksioma 4. Jismning biror nuqtasiga o'zaro burchak tashkil etib yo'nalgan $\vec{F}_1$ va $\vec{F}_2$ kuchlarning ta'siri natijasida jismning harakatini o'zgartirish uchun $\vec{F}$ kuch ta'sir etadi. Bu kuchning ta'siri natijasida jismning harakatini o'zgartirish uchun $\vec{F}$ kuch ta'sir etadi. (rasm 1.6)



Rasm 1.6

Bu $\vec{F}$ kuchning moduli $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2\cos\alpha}$ formula yordamida topiladi.

Aksioma 5. Deformatsiyalanadigan jism kuchlar ta'sirida muvozanatda bo'lsa, jism qo'lganda ham uning muvozanati buzilmaydi. Bu aksiomaga qattiq jismlarning qotish prinsipi ham deyiladi.

1.3 Bog'lanishlar va ularning reaksiyalari.

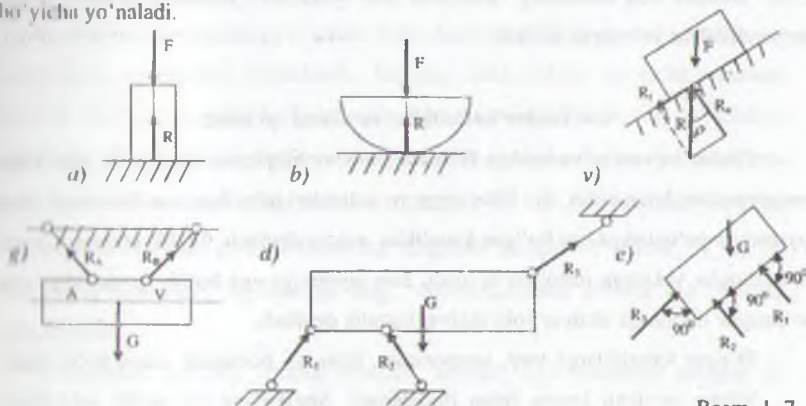
Qattiq jismlar erkin va erksiz bo'lishi mumkin. Fazoda istalgan yo'nalishda harakatlanishi uchun hech qanday to'sqinlikka uchramaydigan jismlar erkin jismlar deb ataladi. Bunday jism olti xil harakat qila oladi, bulardan uchta esa koordinata o'qlari yo'nalishidagi qo'zg'alishlardir. Agar biror jism harakatining bitta yoki bir nechta yo'nalishini cheklasa, bunday jismga erksiz jism deyiladi.

Jismining istalgan tomonga bo'ladigan harakatini cheklovchi shartlarga bog'lanish deyiladi.

O'zaro ta'sirlashishda jism bilan uning bog'lanishlari orasida jismning harakatlanishiga qarshilik qiluvchi kuchlar hosil bo'ladi. Bu kuchlar bog'lanishlar tomonidan ta'sir qiladi va bog'lanishlar reaksiyasi deb ataladi. Bog'lanish reaksiyasi hamma vaqt bog'lanishning jism harakatiga ko'rsatadigan to'sqinligi yo'nalishga qarama-qarshi yo'naladi.

Ko'p tarqalgan bog'lanishlar quyidagilar:

1. Silliqlik (ishqalanishsiz) tekislik yoki sirt ko'rinishidagi bog'lanish (rasm 1.7a). Bu holda bog'lanish reaksiyasi hamma vaqt tayanch sirtiga tushirilgan normal bo'yicha yo'naladi.



Rasm 1.7

2. Silindrik yoki sharoviy sirtlarning tekislik bilan kontakt shaklida bog'lanish (rasm 1.7b). Bu holda bog'lanish reaksiyasi tayanch sirtiga normal bo'yicha yo'naladi.

3. G'adir-budir tekislik ko'rinishidagi bog'lanish (rasm 1.7v). Bu erda ikkita tashkil etuvchi reaksiya hosil bo'ladi: tekislikka perpendikulyar bo'lgan normal reaksiya $\bar{R}_n$ va tekislikda yotuvchi urinma reaksiya $\bar{R}$, urinma reaksiya ishqalanish kuchi deb ataladi va hamma vaqt jismning haqiqiy yoki extimoliy harakatiga qarama-qarshi yo'nalgan bo'ladi.

Normal va urinma tashkil etuvchilarning geometrik yig'indisi $\bar{R} = \bar{R}_n + \bar{R}_t$ ga teng bo'lgan reaksiya $\bar{R}$ tayanch sirtiga tushirilgan normaldan biror " ρ " burchakka og'adi.

4. Egiluvchan bog'lanish (arqon, tros, zanjir va shu kabilar bilan) reaksiyalari $\bar{R}_A$ va $\bar{R}_B$ bog'lanishlar bo'ylab yo'naladi, shuning bilan birga egiluvchan bog'lanish faqat cho'zilishga ishlaydi (rasm 1.7g).

5. Uchlari sharnirli qilib mahkamlangan to'g'ri biki sterjen ko'rinishdagi bog'lanish (rasm 1.7d). Bu erda $\bar{R}_1, \bar{R}_2, \bar{R}_3$ bog'lanishlar hamma vaqt sterjen o'qlari bo'ylab yo'naladi, sterjenlar cho'zilgan yoki siqilgan bo'lishi mumkin.

6. Ikki yoqli burchakning qirrasi yoki nuqtaviy tayanch bilan bog'lanish (rasm 1.7e). Bunday bog'lanishning reaksiyasi $\bar{R}_1$ yoki $\bar{R}_2$ jismning tayanch sirtiga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi.

1.4 Vektor kattaliklar va ularni qo'shish

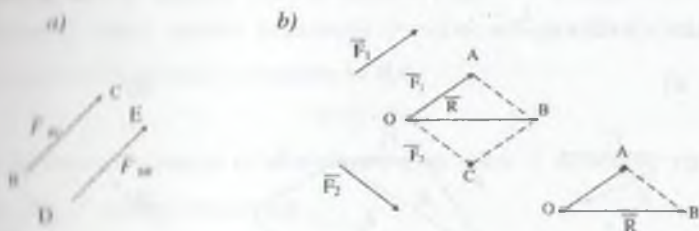
Fizika, mexanika va boshqa fanlarda shunday miqdorlar uchraydiki, ular faqat son qiymatlari bilan emas, shu bilan birga yo'nalishlari bilan ham xarakterlanadi. Son qiymati va yo'nalishga ega bo'lgan kattalikka vektor deyiladi. Tezlik, tezlanish, kuch va boshqalar vektorga misol bo'la oladi. Son qiymatiga ega bo'lib, yo'nalishga ega bo'lmagan miqdorga skalyar yoki skalyar kattalik deyiladi.

Skalyar kattaliklarga vaqt, temperatura, hajm va boshqalar misol bo'la oladi.

Vektor strelkali kesma bilan ifodalanadi. Strelkaning yo'nalishi vektorning

bu natijani, kesmaning uzunligi esa vektorning ixtiyoriy tanlangan masshtabda o'lingan son qiymatini ko'rsatadi.

Uch qancha vektorlar uchun (masalan, kuchlar uchun) ularning qo'yilish nuqtasi lga berilishi zarur.



Rasm 1.8

Boshli B nuqtada va oxiri C nuqtada bo'lgan vektor (rasm 1.8a) o'sha harflar bilan belgilanadi va tepasiga chiziq qo'yiladi, $\overline{BC}$ vektorining boshida turgan harf oldin, oxirida turgani esa keyin yoziladi. Bunday vektorning uzunligi, ya'ni uning moduli o'sha harflar bilan, lekin tepasiga chiziq qo'ymay belgilanadi.

Ba'zan vektorlar $\overline{P}$, $\overline{Q}$, $\overline{a}$ kabi bitta harf bilan ham belgilanadi.

Ikkin ($\overline{BC}$ va $\overline{DE}$) vektor parallel bir tamonga yo'nalgan va bir xil uzunliklarga ega bo'lsa, ya'ni ularning moduli teng bo'lsa, teng vektorlar deyiladi. Teng vektorlar quyidagicha yoziladi $\overline{BC} = \overline{DE}$.

Skalyar (son) miqdorlarga o'xshab, vektorlarni qo'shish va ayirish mumkin.

Parallelogram qoidasidan foydalanib, berilgan ikki vektor bo'yicha ularning geometrik yig'indisiga teng bo'lgan uchinchi vektorning qiymati va yo'nalishini topish kerak. Buning uchun berilgan «O» nuqtadan berilgan $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlarga teng va parallel kesmalar o'tqaziladi. O'tqazilgan $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlar bo'yicha parallelogramni chiziladi parallelogramning diagonal bo'lgan $\overline{R}$ vektor, $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlarning geometrik yig'indisiga teng. Parallelogramm o'miga uch burchak yaratish mumkin.

Uchburchak quyidagi tartibda yasaladi. Ixtiyoriy «O» nuqtadan berilgan $\overline{F_1}$ vektorga teng va parallel kesma o'tkaziladi. Bu vektorning uchidan esa $\overline{F_2}$ vektorga

teng va parallel kesma o'tkaziladi. O nuqtani $\overline{F_2}$ vektorning uchi bilan birlashtirilsa, $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lgan $\overline{R}$ vektor topiladi (rasm 1.8b).

Ko'rsatilgan yasashlarga vektorlarni qo'shish deyiladi va ular quyidagicha yoziladi: $\overline{R} = \overline{F_1} + \overline{F_2}$



Rasm 1.9

Parallelogramm qoidasidan foydalanib bir nechta vektorlarni qo'shish mumkin, ular juft-jufti bilan ketma-ket qo'shiladi. Berilgan bir nechta vektorlarni $\overline{F_1}, \overline{F_2}, \overline{F_3}, \overline{F_4}$ (rasm 1.9a) qo'shamiz. Avallo $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlarni qo'shamiz. Ihtiyoriy O nuqtani olib shu nuqtadan $\overline{F_1}$ vektorni masshtab va yo'nalishini o'zgartirmay o'tqazamiz. $\overline{F_1}$ vektorning uchidan $\overline{F_2}$ vektorni o'tqazamiz. O nuqtani $\overline{F_2}$ vektor uchi bilan birlashtirib, $\overline{F_1}$ va $\overline{F_2}$ vektorlar yig'indisiga teng bo'lgan $\overline{R_1}$ vektorni topamiz. $\overline{R_1}$ vektor uchidan uchinchi $\overline{F_3}$ vektorni o'tqazamiz. O nuqtani $\overline{F_3}$ vektorning uchi bilan birlashtirib, $\overline{F_1}$ va vektorlar yig'indisiga teng bo'lgan $\overline{R_2}$ vektorni topamiz, ya'ni:

$$\overline{R_2} = \overline{F_1} + \overline{F_2} + \overline{F_3}$$

$\overline{R_2}$ vektorning uchidan to'rtinchi $\overline{F_4}$ vektorni o'tqazamiz. O nuqtadan $\overline{F_4}$ vektori oxiri bilan birlashtirib, $\overline{R_2}$ va $\overline{F_4}$ vektorlar yig'indisiga teng bo'lgan $\overline{R}$ vektorni topamiz, ya'ni:

$$\overline{R} = \overline{R_2} + \overline{F_4} = \overline{F_1} + \overline{F_2} + \overline{F_3} + \overline{F_4}$$

$\overline{R_1}$ va $\overline{R_2}$ vektorlarni qurmasdan, yuqorida ko'rsatilgandek, berilgan vektorlarni birin-ketin o'tqazish va birinchi vektorning boshini keyingi vektorning oxiri bilan

tafslanishi kerak. Hosil bo'lgan R vektor berilgan vektorlar yig'indisiga teng bo'ladi. R vektor hamma vaqt keyingi vektorning uchiga qarab yo'nalgan bo'ladi.

Vektlarni ayirish uchun ixtiyoriy O nuqtadan (rasm 1.9b) kamayuvchi $\vec{P}$ va ayituvchi $\vec{Q}$ vektor o'tqazib, ularning uchlari birlashtiriladi, qurilgan $\vec{S}$ vektor ayituvchi $\vec{Q}$ vektor uchidan kamayuvchi $\vec{P}$ vektor uchiga qarab yo'naladi va ularning geometrik ayirmasi quyidagicha bo'ladi:

$$\vec{S} = \vec{P} - \vec{Q}$$

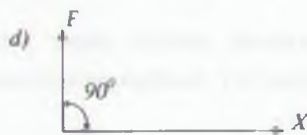
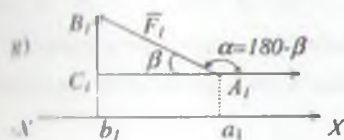
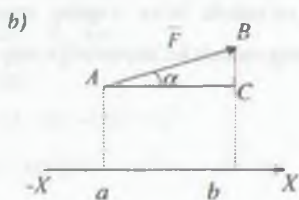
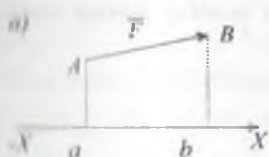
Uchburchlik qoidasiga ko'ra ayiriluvchi $\vec{Q}$ va vektor $\vec{S}$ ayirmaning yig'indisi kamayuvchi $\vec{P}$ vektorni beradi, ya'ni

$$\vec{S} + \vec{Q} = \vec{P}$$

1.5. Vektorning o'qdagi proeksiyasi.

Vektorlar soni ko'p bo'lib, ular bir tekislikda yotganda geometrik yasash sharoitlar miqdorlarni hisoblashga almashiladi. Bunda berilgan vektorlarni o'qqa proeksiyalash bilan maqsadga erishiladi: ma'lum yo'nalishdagi to'g'ri chiziqqa o'q deyiladi.

Bir tekislikda yotgan vektorlarni ko'rib chiqamiz. $\vec{AA} = \vec{F}$ vektor (rasm 1.10a) uning « X » o'qidagi proeksiyasi ab ga teng bo'ladi.



Rasm 1.10

Vektorning boshidan va oxiridan o'qqa tushirilgan tiklarning o'q bilan kesishgan nuqtalari orasidagi kesmaga vektorning o'qdagi proeksiyasi deyiladi.

Vektorning proeksiyasi uning yo'nalishiga qarab plus yoki minus ishoralik bo'ladi. Agar proeksiya yo'nalishi o'q uchun tanlangan musbat yo'nalishi bilan bir tomonga bo'lsa, musbat (+) aks holda manfiy (-) bo'ladi.

1. $\vec{F} = \vec{AB}$ vektor berilgan (rasm 10b)

Shakldan $AC = AB \cdot \cos \alpha$ $AC = a\cos$ bo'lgan uchun

$$F_x = a\cos = F \cdot \cos \alpha \text{ ga teng.}$$

2. $\vec{F}_1 = \vec{A_1B_1}$ vektor berilgan (rasm 10g) shakldan $A_1C_1 = A_1B_1 \cos \beta$, lekin $A_1C_1 = a_1 \cos \beta$ shuning uchun $\vec{F}$ vektorning X o'qidagi proeksiyasi F_{1x} ga teng, lekin $\cos \beta = -\cos \alpha$, bu erda α $\vec{F}_1$ vektor bilan proeksiya olinayotgan o'qning (musbat yo'nalishidagi) orasidagi burchak. Shakldan $\cos \alpha \geq 90^\circ$ shuning uchun $\cos \alpha$ manfiy bo'ladi, $\cos \beta$ ni almashtirsak;

$$F_{1x} = -F_1 \cos \beta = F_1 \cos \alpha$$

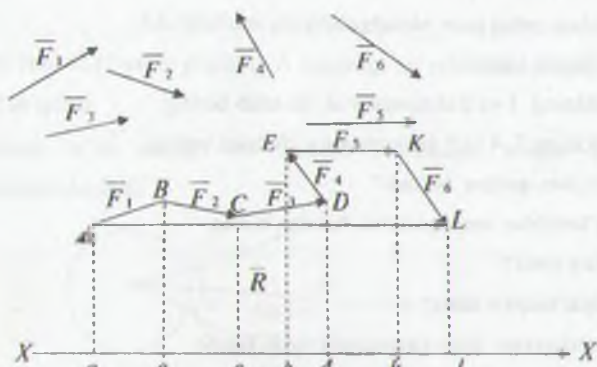
bo'ladi.

3. X -o'qiga perpendikulyar kuch $\vec{F}$ berilsa (rasm 1.10d) kuchning X -o'qidagi proeksiyasi $F_x = F \cos 90^\circ = 0$

Demak: Vektorlarning koordinata o'qidagi proeksiyasining miqdori va ishorasi vektor yo'nalishi bilan o'qning musbat yo'nalishi orasidagi burchak kosinusini vektorning moduli ko'paytmasiga teng.

Vektor yig'indisining o'qdagi proeksiyasi.

Berilgan $\vec{F}_1; \vec{F}_2; \vec{F}_3; \vec{F}_4; \vec{F}_5$ va $\vec{F}_6$ - vektorlar (rasm 1.11) Bu vektorlarning



Rasm 1.11

geometrik yig'indisi $\vec{R}$ ga teng:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \dots + \vec{F}_6$$

Bu kuchlardan ko'pburchak yasaymiz. Ko'pburchakni yopuvchi tomoni $\vec{AL} = \vec{R}$ - berilgan kuchlarning (vektorlarning) geometrik yig'indisi bo'ladi.

Ko'pburchakning $ABCDEKL$ uchlarini X -o'qqa proeksiyalab ularning $a b s d e k l$ proeksiyasini topamiz.

$$F_{1x} = ae \quad F_{3x} = cd \quad F_{5x} = ek$$

$$F_{2x} = ec \quad F_{4x} = de \quad F_{6x} = kl$$

Proeksiyalar yig'indisini quyidagicha bo'ladi:

$$\Sigma F_x = -F_{2x} + F_{3x} + \dots F_{6x} = ae + ec + cd - de + ek + kl = al,$$

al., $\vec{R}$ vektorning X o'qidagi proeksiyasi bo'lgani uchun $aL = R$, unda

$$R_x = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + \dots F_{6x}, \text{ yoki } R_x = \Sigma F_x$$

Shunday qilib: vektor yig'indisining har qanday o'qdagi proeksiyasi qo'shilayotgan vektorlarning o'sha o'qdagi proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

Nazorat savollari:

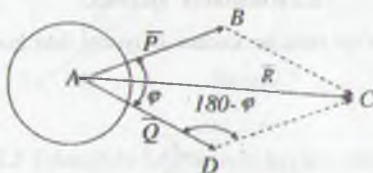
1. Statikaning asosiy tushunchalari nima?
2. Absolyut qattiq jism nima?
3. Bog'lanish nima?
4. Statikaning 1 va 2 aksiomalarini ifodalab bering.
5. Statikaning 3, 4 va 5 aksiomalarini ifodalab bering.
6. Erkin jism qanday bo'ladi?
7. Bog'lanishlar reaksiyalarini ifodalab bering.
8. Vektor nima?
9. Skalyar miqdor nima?
10. Vektorlarni qo'shish formulasini yozib bering.
11. Vektorning o'qdagi proeksiyasini chizmada ko'rsating.
12. Vektor yig'indisining o'qdagi proeksiyasi nimaga teng?

2-hob. Tekislikda kesishuvchi kuchlar sistemasi.

2.1. Kuchlar parallelogrami.

Berilgan (rasm2.1) qattiq jismning A nuqtasiga bir tekislikda yotgan ikkita $\vec{P}$ va $\vec{Q}$ kuch ta'sir qiladi.

Kuchlarning ta'sir chizig'i bir nuqtada uchrashadi, bunday kuchlarga kesishuvchi kuchlar deyiladi.



Rasm 2.1

Bir nuqtaga qo'yilgan ikki kuchning teng ta'sir etuvchining miqdori va yo'nalishi to'rtinchi aksiomaga asosan shu kuchlarga qurilgan parallelogramning diagonali ga teng bo'ladi, bu qoida parallelogram qoidasi deyiladi.

Ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi analitik usulda quyidagicha aniqlanadi: 2.1-rasmdagi ACD -uchburchakdan

$$R^2 = P^2 + Q^2 - 2PQ \cos(180 - \varphi)$$

φ - bu P va Q kuchlar yo'nalishi orasidagi burchak, yuqoridagi tenglama quyidagicha bo'lishi mumkin.

$$R^2 = P^2 + Q^2 + 2PQ \cos(180 - \varphi) \text{ bundan } R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ \cos \varphi}$$

quyidagi uchta xolni ko'rib chiqamiz:

1. $\vec{P}$ va $\vec{Q}$ kuchlar yo'nalishi orasidagi burchak nolga teng bo'lsin, unda $\cos \varphi = 1$, va $R = \sqrt{P^2 + Q^2 + 2PQ}$ yoki $R = P + Q$ teng bo'ladi.

Bu hol bir nuqtaga qo'yilgan va bir tomonga yo'nalgan ikki kuchning teng ta'sir etuvchisini topish usuli bo'ladi.

2. $\vec{P}$ va $\vec{Q}$ kuchlar yo'nalishi orasidagi burchak 180° ga teng bo'lsa, unda $\cos \varphi = -1$ va $R = \sqrt{P^2 + Q^2 - 2PQ}$ yoki $R = P - Q$ ga teng bo'ladi.

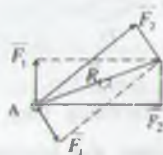
Ikkinchi xolda bir nuqtaga qo'yilgan va qarama-qarshi tomonga yo'nalgan ikki kuchning teng ta'sir etuvchisini topish usuli bo'ladi.

3. P va Q kuchlar yo'nalishi orasidagi burchak 90° teng bo'lganda $\cos\varphi=0$ va $R=\sqrt{P^2+Q^2}$ bo'ladi.

Bu uchinchi xolda o'zaro perpendikulyar ikki kuchning teng ta'sir etuvchisini topish usuli bo'ladi.

2.2 Kuchlarni ajratish.

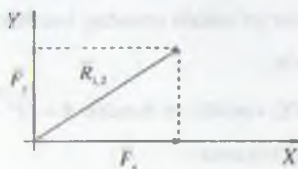
R kuch A nuqtagi ta'sir etsa bu kuchni ixtiyoriy ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi deyish mumkin.



Rasm 2.2

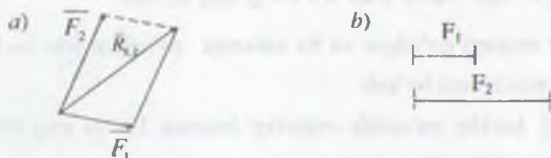
Bu masalani echish uchun quyidagi shartlar ma'lum bo'lish kerak:

1 shart. Yo'naltiruvchilar berilgan yo'nalish bo'yicha bir kuchni 2ta kuchga ajratish $\vec{R}_{12} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$ (rasm 2.3)



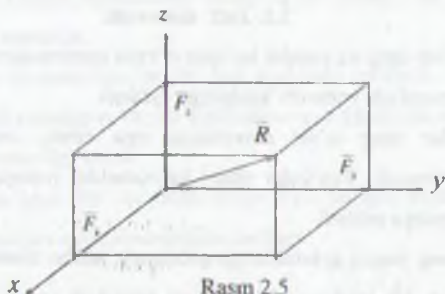
Rasm 2.3

2 shart. Kuchlarning moduli berilgan bo'lishi kerak (rasm 2.4)



Rasm 2.4

Kuchni bir tekislikda yotmagan uch yo'nalish bo'yicha ajratish quyidagicha bo'ladi (rasm 2.5):



Rasm 2.5

2.3 Tekislikda kesishuvchi kuchlarning muvozanati.

Kuchlar ko'pburchagi berk bo'lganda bunday kesishuvchi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'ladi. Bunda ta'sir etuvchining kattaligi nolga teng $R=0$.

Kesishuvchi kuchlar sistemasi teng ta'sir etuvchisining koordinata o'qlaridagi proeksiyasi tashkil etuvchi kuchlarning o'sha o'qlardagi proeksiyalarning yig'indisiga teng bo'ladi, ya'ni:

$$R_x = \sum_{i=1}^n P_{ix}$$

$$R_y = \sum_{i=1}^n P_{iy}$$

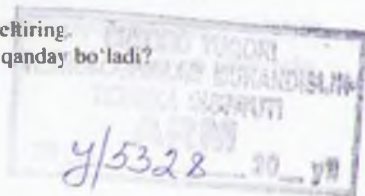
$R = 0$ bo'lganda uning R_x va R_y proeksiyalari nolga teng, ya'ni:

$$R_x = \sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; \quad R_y = \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0$$

bu tenglamalar bir tekislikda kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanat sharti tenglamalari deyiladi.

Nazorat savollari:

1. Tekislikda kesishuvchi kuchlar qanday bo'ladi?
2. Ikki kuchning teng ta'sir etuvchisini analitik usulda aniqlashni keltiring.
3. Kuch bir tekislikda yotmagan uch yo'nalish bo'yicha ajratish qanday bo'ladi?
4. Kuchni bir nechta kuchga ajratish shartlarini keltiring.
5. Tekislikda kesishuvchi kuchlarning muvozanati qanday bo'ladi?



3-bob. Juft kuchlar.

3.1. Juft momenti.

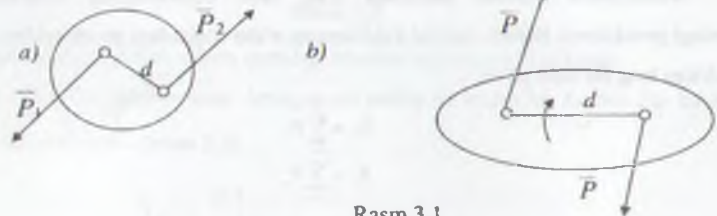
Juft kuch deb teng va paralel bo'lgan o'zaro qarama-qarshi yo'nalgan hamda bir-birlaridan d masofada yotuvchi kuchlarga aytiladi.

Juft kuchlar teng ta'sir etuvchisiga ega emas, uning ta'siridagi jism muvozanatda bo'lmaydi. Tajribalar shuni ko'rsatadiki, jismga ta'sir etayotgan juft kuch, uni aylantirishga intiladi.

Juft kuchning jismni aylantirishga qobiliyati, juftlar momenti bilan aniqlanadi. Juft kuch momenti deb kuchlar ta'sir chizig'i orasidagi eng kichik masofa (tik qilib olingan) bilan kuchlardan birining ko'paytmasiga aytiladi.

Juft momentini M bilan, kuchlar orasidagi masofani " d " bilan belgilaymiz (rasm 3.1a), u holda momentning absolyut qiymati

$$M = \vec{P}_1 \cdot d = \vec{P}_2 \cdot d, \quad \vec{P}_1 = \vec{P}_2 = P \quad M = P \cdot d$$



Rasm 3.1

Kuchlarning ta'sir chiziqlari orasidagi masofa elka « d » deyiladi. Kuchni N (nyuton) elka (m) bo'lsa moment Nm – bilan o'lchanadi. Juft kuch uchun ma'lum yo'nalishga ega bo'ladi. Juft kuch jismni soat strelkasi bo'yicha aylantirmoqchi bo'lsa, musbat bo'ladi (rasm 3.1b) agar soat strelkasiga qarama-qarshi tomonga aylantirsa manfiy bo'ladi. Ya'ni: $M = \pm P \cdot d$

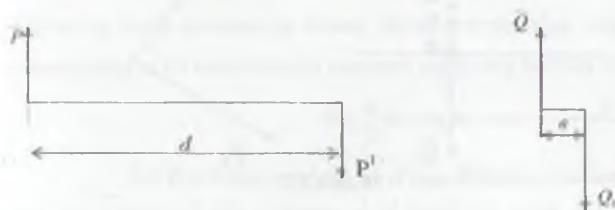
3.2. Juft kuchlarning ekvivalentligi.

Bir juftni boshqa boshqa bir juft bilan almashtirilgandan keyin jismning harakati o'zgarmasa, yoki uning muvozanati buzilmasa, kuchlarning ikki jufti o'zaro ekvivalent deyiladi.

Juft kuchning qattiq jismga ta'siri kuchning tekislikdagi vaziyatiga bog'liq emas. Demak, juft kuchni tekislikdagi uning ta'sir chizig'i bo'ylab har qanday vaziyatga ko'chirish mumkin.

Juft kuchning xossaligidan biri bu juft kuchlarni qo'shish. Jismning holatini o'zgartirmasdan kuch kattaligini va juft kuch elkasini o'zgartirish mumkin, faqat juft kuch momenti o'zgarmasligi kerak.

Elkasi « d » bo'lgan PP' kuchdan elkasi « b » bo'lgan kuch bilan juft kuch momenti o'zgarmaydigan qilib almashtirilsa bo'ladi.



Rasm 3.2a

Berilgan juft kuch momenti $M_1 = P \cdot d$. Yangi juft kuch momenti $M_2 = Q \cdot b$ - bu juft kuchlar o'zaro ekvivalent, ya'ni ularning momenti teng, jismga bir xil ta'sir ko'rsatadi.

Agar yangi juft kuchlarning kattaligini va elkasini o'zgartirib ularning momentlarini tengligi $M_1 = M_2$ yoki $P \cdot d = Q \cdot b$ saqlanib qolsa bunday o'zgartirishlardan keyin jismning holati o'zgarmaydi, shu asosida elkasi « d » PP' juft o'rniga elkasi « b » yangi juft QQ' olsa bo'ladi (rasm 3.2a)

3.3 Juft kuchlarni qo'shish.

Juflarni kuchlarga o'xshab qo'shish mumkin. Berilgan juftlarning ta'sirini almashtira oladigan juftga teng ta'sir etuvchi deyiladi.

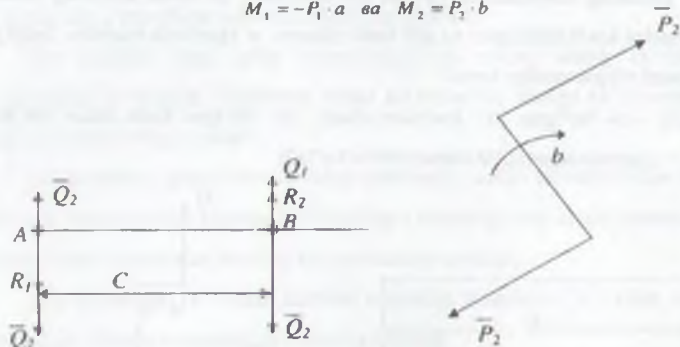
Bir qancha juftlarning teng ta'sir etuvchisini topish shu juftlarning hammasiga ekvivalent bo'lgan juftni topish demakdir.

Berilgan juftlar bo'yicha teng ta'sir etuvchisini topishga juftlarni qo'shish deyiladi.

Berilgan bitta juftni bir qancha juftlarga almashtirishiga juftni ajratish deyiladi. Bir tekislikda yotgan ikki juftning teng ta'sir etuvchisini topamiz.

Elkasi a va b bo'lgan $\vec{P}_1\vec{P}_1$ va $\vec{P}_2\vec{P}_2$ juftlar berilgan, ya'ni:

$$M_1 = -P_1 \cdot a \quad \text{va} \quad M_2 = P_2 \cdot b$$



Rasm 3.2

Berilgan juftlarning momentlarini o'zgartirmay har qaysisini bir xil elkaga keltiramiz. Ixtiyoriy $AB=C$ kesmani berilgan juft uchun umumiy elka deb olamiz (rasm 3.2). M_1 va M_2 momentlari bo'lgan juftlarga ekvivalent juftlarni topamiz. Ekvivalent juftlar kuchini $\vec{Q}_1$ va $\vec{Q}_2$ deb belgilaymiz, unda:

$$M_1 = -P_1 \cdot a = -Q_1 \cdot C$$

$$M_2 = P_2 \cdot b = Q_2 \cdot C$$

A va B nuqtalarga qo'yilgan kuchlarni qo'shib, ularning teng ta'sir etuvchisini topamiz:

$$\vec{R}_1 = \vec{Q}_2 - \vec{Q}_1$$

$$\vec{R}_2 = \vec{Q}_2 - \vec{Q}_1$$

R_1 va R_2 teng ta'sir etuvchilarning miqdorlari teng va yo'nalishi qarama-qarshi bo'ladi. Ularni qo'shsak, $\vec{R}_1$ va $\vec{R}_2$ juft kuchi hosil bo'ladi. Uning momenti quyidagiga teng:

$$M = R \cdot c$$

$\vec{R}_1$ va $\vec{R}_2$ juft juftlarning teng ta'sir etuvchisini beradi.

Yuqoridagi tenglamalardan R qiymatini, momentning tenglamasiga qo'ysak

$$M = Rc = Q_2 \cdot C - Q_1 \cdot C$$

$$M_2 = Q_2 \cdot C \text{ va } M_1 = -QC$$

unda

$$M = M_1 + M_2$$

Shunday qilib, teng ta'sir etuvchi juftlarning momentini algebraik yig'indisiga teng desak bo'ladi.

Shunga o'xshash isbotni bir tekislikda yotgan bir qancha juftlar uchun ham tadbiq etsa bo'ladi. Juftlar parallel tekislikda yotgan bo'lsa bir tekislikka keltiriladi.

Juftlarni qo'shish teoremasiga asosan, juftlar sistemasining muvozanatlashishi uchun ularning teng ta'sir etuvchisining momenti nolga teng bo'lishi kerak:

$$M = \sum_{i=1}^n M_i = 0$$

3.4 Kuchning nuqtaga va o'qqa nisbatan momenti.

Nuqtaga nisbatan kuch momenti, yoki kuchning statik momenti deb, shu nuqtadan kuch ta'sir chizig'iga tushirilgan tik kesma uzunligi bilan kuch miqdorining ko'paytmasiga deyiladi.

Agar jism O nuqtaga mahkamlangan bo'lsa P kuch uni shu nuqta atrofida aylantirishga intiladi.

O nuqtaga nisbatan moment olinganda O nuqta moment markazi va unda tushirilgan tik " a " kesma markaziga nisbatan kuch elkasi deyiladi. O nuqtaga nisbatan P kuchning momenti quyidagicha bo'ladi:

$$M_O = Pa$$

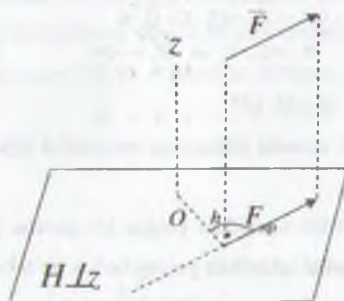
Kuchlarning momentlari nyutonmetrda (Nm) o'lchanadi.

Momentning musbat yoki manfiyligi aylanish yo'nalishiga qarab belgilanadi. Agar kuch jismni soat strekasi bo'yicha aylantirsa, moment musbat (rasm 3.3a), aks holda, manfiy deb olinadi (rasm 3.3b).



Rasm 3.3

Kuchning o'qqa nisbatan momenti aniqlashni ko'rib chiqamiz.



Rasm 3.4

$\vec{F}$ kuchni o'q perpendikulyar bo'lgan tekislikga proeksiyalaymiz. Shu proeksiyadan o'q bilan tekislikning kesishgan nuqtasiga nisbatan moment olamiz.

$$M_z(\vec{F}) = \pm F_{qp} \cdot h$$

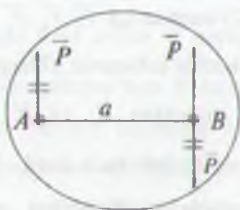
Nazorat savollari:

1. Juft kuchlar deb qanday kuchlarga aytiladi?
2. Juft momenti qanday topiladi?
3. Qanday juft kuchlar ekvivalent deyiladi?
4. Juft kuchlar qanday qo'shiladi?
5. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti formulasini yozib bering.
6. Kuchni o'qqa nisbatan momentini aniqlashni keltiring.

4-bob. Tekislikda va fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi.

4.1 Kuchni berilgan nuqtaga keltirish.

Jismning mexanik xolatini o'zgartirmay har qanday kuchni o'z ta'sir chizig'idagi istalgan nuqtaga keltirish mumkin. Kuchni o'z ta'sir chizig'ida etnagan ixtiyoriy nuqtaga ko'chirish xolini ko'rib chiqamiz (rasmga 4.1).



Rasm 4.1

A nuqtaga $\vec{P}$ kuchi qo'yilgan bo'lsin. Bu kuchni o'ziga parallel holda B nuqtaga qo'chirish talab qilinadi. B nuqtaga berilgan $\vec{P}$ kuchga teng va parallel hamda qarama-qarshi yo'nalgan ikkita kuch qo'yamiz. Bu kuchlar muvazanatlashuvchi bo'lgan sababli B nuqtaga qo'yilgan $\vec{P}$ kuch va moment $M = P \cdot a$ bo'lgan juftidan iborat deb qabul qilsa bo'ladi.

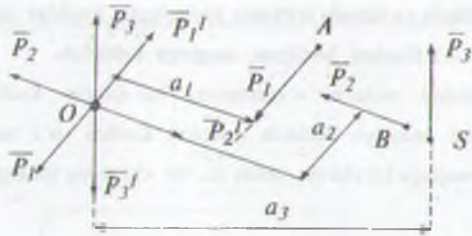
Shunday qilib, R kuch kuchning ta'sir chizig'ida yotmaydigan nuqtaga keltirilganda moduli va yo'nalishi $\vec{P}$ kuchnikiday bo'lgan kuchdan hamda berilgan kuchning keltirish nuqtasiga nisbatan momenti:

$$M_n(\vec{P}) = P \cdot a$$

ga teng bo'lgan qo'shilgan juft kuchdan iborat ekvivalent sistema hosil bo'ladi.

4.2. Tekislikdagi kuchlar sistemasini bir nuqtaga keltirish.

Kuchlarni bir nuqtaga keltirish qoidasini bir qancha kuchlar uchun qo'llash mumkin.



Rasmi 4.2

Jismning A, B, S , (rasmi 4.2) nuqtalariga $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ va $\vec{P}_4$ qo'yilgan bo'lsin. Avvalo, a nuqtaga qo'yilgan $\vec{P}_1$ kuchni keltiramiz. O nuqtaga har qaysisi $\vec{P}_i$ kuchga teng va qarama-qarshi, parallel yo'nalgan $\vec{P}_i$ va $\vec{P}_i'$ kuch qo'yamiz keltirish natijasida elkasi a_i bo'lgan $\vec{P}_i'$ va $\vec{P}_i$ juft kuch hosil bo'ladi (juft hosil qiluvchi kuchlar chiziqlar bilan chizib qo'yilgan); B nuqtaga qo'yilgan $\vec{P}_2$ kuchni ham yuqorida keltirilgan usul bilan keltirsak, O nuqtaga qo'yilgan $\vec{P}_2$ kuch va elkasi a_2 bo'lgan $\vec{P}_2, \vec{P}_2'$ juft hosil bo'ladi, keltirish shunga o'xshab davom etiriladi. A, B, S, D nuqtalarga qo'yilgan kuchlar sistemasini O nuqtaga qo'yilgan $\vec{P}_1, \vec{P}_2, \vec{P}_3$ va $\vec{P}_4$ kesishuvchi kuchlar sistemasi va momentlari $M_1; M_2; M_3; M_4$ bo'lgan juftlarga almashtirsak

$$M_1 = R_1 a_1 \quad M_3 = R_3 a_3$$

$$M_2 = R_2 a_2 \quad M_4 = R_4 a_4$$

O nuqtada kesishuvchi kuchlarni shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lgan bitta $\vec{R}$ kuchga almashtirish mumkin.

$$\vec{R} = \vec{P}_1 + \vec{P}_2 + \vec{P}_3 + \vec{P}_4 = \sum_{i=1}^n \vec{P}_i$$

Bu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lgan kuch kuchlar sistemasining bosh vektori deb ataladi. Juft kuchlarni qo'shish qoidasi asosida ularning momenti berilgan kuchlarning O nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng bo'lsa natijalovchi juft bilan almashtirish mumkin:

$$M_o = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 = \sum_{i=1}^n M_i(\vec{P}_i) = \sum_{i=1}^n M_o(\vec{P}_i);$$

Bosh vektorga o'xshash, juftning berilgan kuchlarning keltirish nuqtasi O ga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng bo'lgan M_o momenti sistemaning berilgan keltirish markazi O ga nisbatan bosh moment deb ataladi.

Shunday qilib, umumiy holda kuchlarning tekis sistemasi berilgan O nuqtaga keltirilishi natijasida unga ekvivalent sistema bilan almashiladi, bu ekvivalent sistema bitta kuchdan - bosh vektordan va bir juftdan iborat bo'ladi. juftning momenti berilgan sistemaning keltirish markazi O ga nisbatan bosh momenti deb ataladi.

Shuni ta'kidlash zarurki, bosh vektor $\vec{R}$ berilgan kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi emas, chunki bu sistema bitta $\vec{R}$ kuchga ekvivalent emas. Faqat bosh moment nolga aylanadigan xususiy holdagina bosh vektor berilgan kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi bo'ladi. Bosh vektor berilgan sistema kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lganligidan uning moduli ham, yo'nalishi ham keltirish markazini tanlashga bog'liq bo'lmaydi. M_o momentning kattaligi va ishorasi keltirish markazining vaziyatga bog'liq, chunki juftni tashkil etuvchilarning elkasi kuchlarning va o'ziga nisbatan moment olinadigan nuqta (markaz)ning o'zaro joylashuviga bog'liq.

Kuchlarning sistemasini keltirishning quyidagi hollari uchrashi mumkin:

1. $\vec{R} \neq 0$; $M_o \neq 0$ - umumiy hol; sistema bosh vektorga va bosh momentga keltiriladi.

2. $\vec{R} \neq 0$; $M_o = 0$ - sistema bitta teng ta'sir etuvchiga keltiriladi.

3. $\vec{R} = 0$; $M_o \neq 0$; sistema bosh momenti bosh momentga teng bo'lgan juft kuchga keltiriladi.

4. $\vec{R} = 0$; $M_o = 0$ sistema muvozanatda bo'ladi, ya'ni sistema muvozanatda bo'lganda bosh momenti va bosh vektor nolga teng bo'ladi.

4.3 Teng ta'sir etuvchining momenti haqidagi teorema

(Varinon teoremasi).

Tekis kuchlar sistemasi teng ta'sir etuvchisining ixtiyoriy nuqtaga nisbatan olingan momenti, tashkil etuvchilarning shu nuqtaga nisbatan momentlarning algebraik yig'indisiga teng, ya'ni:

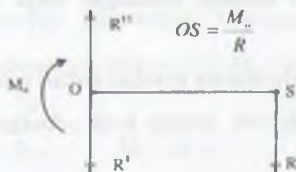
$$M_o(\vec{R}) = \sum_{i=1}^n M_o(\vec{P}_i);$$

Bu formula Varinon teoremasini ifodalaydi. Fransuz olimi Varinon (1654-1722 y)da ispotlab bergan.

Kuchlarning ixtiyoriy tekis sistemasi (4.2 qarang) bosh vektor $\vec{R}$ ga va tanlangan keltirish markaziga nisbatan bosh moment M_o ga keltiriladi, bunda bosh moment berilgan kuchlarning O nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisiga teng:

$$M_o = \sum_{i=1}^n M_o(\vec{P}_i) \quad (a)$$

Keltirish markazini shunday tanlash mumkinki (rasm 4.3 S nuqta)



Rasm 4.3

unga nisbatan sistemaning bosh momentli nolga teng bo'lishi va kuchlar sistemasi moduli jihatdan bosh vektorga teng ($R=R'$) bo'lgan bitta $\vec{R}$ tashkil etuvchiga keltirilishi ko'rsatilgan edi. $\vec{R}$ teng ta'sir etuvchining O nuqtaga nisbatan momentini aniqlaymiz. $\vec{R}$ kuchning $OS \frac{M_o}{R}$ ga tengligini hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$M_o(\vec{R}) = R \cdot OS = R \cdot \frac{M_o}{R} = M_o \quad (b)$$

(a) va (b) tenglamalardan quyidagi formula kelib chiqadi:

$$M_o(\vec{R}) = \sum_{i=1}^n M_o(\vec{P}_i)$$

4.4 Kuchlarning tekis sistemasining muvozanati

Kuchlarning tekis sistemasi bosh vektorga va bosh momentga keltirilishi mumkin. Shuning uchun tekislikda kuchlarning muvozanat sharti, yuqorida ko'rsatilganidek quyidagi ko'rinishga ega:

$$\left. \begin{aligned} \vec{R} &= 0 \\ M_o(P_i) &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Shunday qilib, tekislikda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lish uchun bu kuchlarning istalgan markazga nishatan bosh vektori va bosh momenti nolga teng bo'lishi kerak.

Bosh vektor $\vec{R}$ sistemani tashkil etuvchi va keltirish markaziga ko'chirilgan hamma kuchlarning geometrik yig'indisidan iborat. Bosh vektorning kattaligini sistema kuchlarining koordinata o'qlandagi proeksiyalari orqali aniqlash mumkin. Hamma kuchlarning X va Y o'qlaridagi proeksiyalarining yig'indisi uchun qisqartirilgan $\sum_{i=1}^n P_{ix}$ va $\sum_{i=1}^n P_{iy}$ belgilashlarni tadbiiq etib, bosh vektor kattaligi uchun quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n P_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iy}\right)^2}$$

Muvozanat bo'lishi uchun bosh vektor nolga teng bo'lishi zarur, bu shart bajarilganda quyidagini hosil qilamiz:

$$\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0$$

Bundan tashqari, muvozanat bo'lishi uchun bosh moment ham nolga teng bo'lishi zarur, ya'ni:

$$\sum_{i=1}^n M_o(P_i) = 0$$

Shunday qilib tekis sistemaning muvozanat sharti tenglamalari:

$$\sum_{i=1}^n (P_{ix}) = 0 \quad ; \quad \sum_{i=1}^n (P_{iy}) = 0; \quad \sum_{i=1}^n M_o = 0$$

ularning turi uch xil bo'ladi yoki soddalashtirsak quyidagicha bo'ladi.

$\sum P_x = 0$ $\sum P_y = 0$ $\sum M_o = 0$ - bu tenglamalarning birinchi turi muvozanatdagi

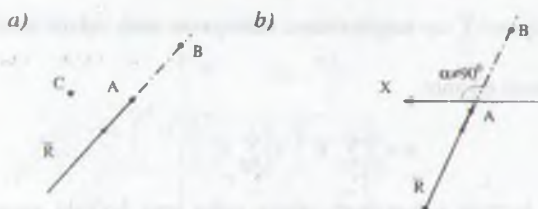
qattiq jismga qo'yilgan yig'indisi tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan nolga teng bo'lgani uchun ixtiyoriy uchta A, B, C nuqta olib (rasm 4.4a), ularning har qaysisiga nisbatan momentlar yig'indisini nolga tenglasak, quyidagi muvozanatlik tenglamalarini hosil bo'ladi;

$\sum M_A = 0$ $\sum M_B = 0$ $\sum M_C = 0$ - bu muvozanat tenglamalarining ikkinchi turi

Muvozanatlik sharti tenglamalarning uchinchi ko'rinishida ixtiyoriy bitta A va B nuqtaga nisbatan olingan momentlar yig'indisi va biror X o'qidagi kuchlarning proeksiyalarining yig'indisi nolga teng deb yozish mumkin.

$$\sum M_A = 0 \quad \sum M_B = 0 \quad \sum F_x = 0$$

Bu xolda quyidagi shartga rioya qilish kerak: X o'q A va B nuqtalarni tutashtiruvchi to'g'ri chiziqqa perpendikulyar bo'lmasligi kerak. (rasm 4.4 b)



Rasm 4.4

4.5 Tayanchlar va tayanchlar reaksiyalari

Tayanchlar uchta turga bo'linadi: 1) sharnirli-qo'zg'aluvchan; 2) sharnirli-qo'zg'almas; 3) qistirib mahkamlangan.

Sharnirli-qo'zg'aluvchan tayanch - bunday tayanch sharnir o'qi atrofida



Rasm 4.5.

buralishga va tayanch tekislikka paralel holda chiziqliq siljishga imkon beradi (rasm 4.5da A - tayanch).

Chiziqli qo'zg'almas tayanch — bu tayanch shamir o'qi atrofida buralishga imkon beradi. Hach qanday siljishga yo'l qo'ymaydi (rasm 4.5da B-tayanch).

Chiziqli mutqamlash — bu tayanch chiziqliy siljishlarga ham, buralishga ham, yo'l qo'ymaydi (rasm 4.5da C-tayanch).

4.6 Kuchlarning fazoviy sistemasi va ularning muvozanati

Yig'iri chiziqlari fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlardan tashkil topgan sistema fazoviy kuchlar sistemasi deyiladi. Fazoviy kuchlar sistemasini fazoning har qanday nuqtasiga keltirish mumkin, uning uchun har qaysi kuchdan keltirish markazida kuch va juft kuch hosil qilamiz. Berilgan fazoviy sistema barcha kuchlarning geometrik yig'indisi bosh vektor deb ataladi. Bosh vektorning moduli barcha kuchlarning x , y , z koordinata o'qlaridagi proeksiyalari orqali hisoblanadi.

$$R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n P_{ix}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iy}\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n P_{iz}\right)^2}$$

Fazoviy sistema kuchlarning momentlari keltirish markaziga nisbatan turli tekisliklarda ta'sir qiladi.

Shuning uchun fazoviy sistema kuchlarining bosh momenti barcha kuchlarning keltirish nuqtasiga nisbatan momentlarning geometrik yig'indisi sifatida aniqlanadi.

Bosh nuqtaga nisbatan berilgan kuchlar sistemasi bosh momentining absolyut kattaqligi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi.

$M = \sqrt{\left[\sum_{i=1}^n M_{ix}\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^n M_{iy}\right]^2 + \left[\sum_{i=1}^n M_{iz}\right]^2}$ bu erda $\sum_{i=1}^n M_{ix}$; $\sum_{i=1}^n M_{iy}$; $\sum_{i=1}^n M_{iz}$ - sistema barcha kuchlarning keltirilayotgan nuqtadan o'tuvchi x , y , z o'qlariga nisbatan momentlarning algebrak yig'indisi.

Kuchlarning fazoviy sistemasi muvozanatda bo'lganda bosh vektor va bosh moment nolga teng bo'ladi.

$$R = 0 \quad M = 0.$$

Bu amolda oltita muvozanat tenglamasini tuzish mumkin.

$$\sum_{i=1}^n P_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n P_{iy} = 0; \sum_{i=1}^n P_{iz} = 0$$

$$\sum_{i=1}^n M_{ix} = 0; \sum_{i=1}^n M_{iy} = 0; \sum_{i=1}^n M_{iz} = 0.$$

Fazodagi kuchlar sistemasining oltita muvozanat tenglamalari jismning fazoda oltita mumkin bo'lgan siljish darajasiga mos: 3 ta o'qlar koordinatalari bo'ylab siljishga va shu o'qlar atrofida 3 ta aylanishga.

Nazorat savollari:

1. Kuchni berilgan nuqtaga keltirish qanday bajariladi?
2. Tekislikdagi kuchlar sistemasini bir nuqtaga keltirishni ko'rsating.
3. Varinon teoremasi nimani ifodalaydi?
4. Kuchlarning tekis sistemasining muvozanat tenglamasini keltiring.
5. Tayanchlar nima?
6. Tayanchlar reaksiyalari turlarini keltiring.
7. Kuchlarning fazoviy sistemasi muvozanat tenglamalarini keltiring.

5-Bob. Og'irlik markazi.

5.1 Parallel kuchlar markazining koordinatalari.

Har qanday jismni har biriga og'irlik kuchi ta'sir qilayotgan mayda zarrachalardan tuzilgan deb qarash mumkin. Bu kuchlarning hammasi vertikal ravishda pastga yo'nalgan.

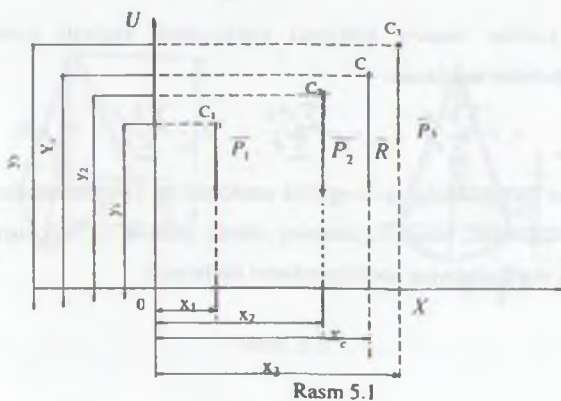
Texnikada biz tekshiradigan jismlarning o'lchovlari, erining radiusiga (6371 km) nisbatan juda kichik bo'lgani uchun zarrachalarga qo'yilgan og'irlik kuchlarini paralel va vertikal deb hisoblash mumkin.

Shunday qilib, jismning har bir zarrachasidagi og'irlik kuchi paralel kuchlar sistemasini tashkil qiladi. Bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi jismning og'irligini belgilaydi va ma'lum bir nuqtaga qo'yilgan bo'ladi. Jismning barcha zarachalariga ta'sir qiladigan paralel kuchlar og'irligi markaziga jismning og'irlik markazi deyiladi. Paralel kuchlarning markazi kuchlar yo'nalishi o'zgarishidan qat'i nazar, o'zgarmay qoladi, shuning uchun jismni qanday aylantirmaylik, o'zgarmaydi.

Har qanday paralel kuchlar markazini aniqlash uchun formulani topamiz:

$\bar{P}_1; \bar{P}_2; \bar{P}_3$ paralel kuchlar sistemasi bo'lsin;

bu kuchlar qo'yilgan C_1, C_2, C_3 nuqtalarning koordinatalari ma'lum (rasm 5.1)



Teng ta'sir etuvchi R kuchning qo'yilish nuqtasini C bilan, berilgan parallel kuchlarning markazi bo'lgan bu nuqtaning koordinatalarini esa x_c , y_c , bilan belgilaymiz. Teng ta'sir etuvchi R quyidagicha aniqlanadi:

$$R = \bar{P}_1 + \bar{P}_2 + \bar{P}_3 + \dots = \sum_{i=1}^n \bar{P}_i \quad (5.1.1)$$

Koordinat o'qning boshi O nuqtaga nisbatan teng ta'sir etuvchining momenti haqidagi teoremani yozamiz;

$$R X_c = \bar{P}_1 x_1 + \bar{P}_2 x_2 + \bar{P}_3 x_3 = \sum_{i=1}^n P_i x_i \quad (5.1.2)$$

bundan

$$X_c = P_1 + P_2 + P_3 \quad (5.1.3)$$

u holda

$$X_c = \frac{P_1 x_1 + P_2 x_2 + P_3 x_3}{P_1 + P_2 + P_3} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i x_i}{\sum_{i=1}^n P_i} \quad (5.1.4)$$

Teng ta'sir etuvchi moment teoremasidan foydalanib, parallel kuchlar markazining boshqa koordinatalari uchun formula chiqaramiz;

$$y_c = \frac{P_1 y_1 + P_2 y_2 + P_3 y_3}{P_1 + P_2 + P_3} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i y_i}{\sum_{i=1}^n P_i} \quad (5.1.5)$$

Parallel kuchlar fazoviy sistemasi markazining vaziyati (koordinatalari) quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{\sum P_i x_i}{\sum P_i}; \quad y_c = \frac{\sum P_i y_i}{\sum P_i}; \quad z_c = \frac{\sum P_i z_i}{\sum P_i} \quad (5.1.6)$$

Keltirilgan formulalardan jism og'irlik markazining koordinatalarini hisoblashda foydalaniladi, bunda R , jismning alohida qismlari og'irlik kuchini, x_i , y_i , z_i - ular og'irlik markazlarining koordinatalarini ifodalaydi.

5.2. Hajmning og'irlik markazi

Bir jinsli jismning har bir qismining og'irligi hajmiga proporsional bo'ladi: $P_i = \gamma V_i$, bu erda γ - zichlik. Umumiy formulalar (5.1.6) da γ -ni surat va maxrajdagi yig'indi belgisidan tashqariga chiqarib va qisqartirib, bir jinsli jismning og'irlik markazi koordinatalari yoki boshqacha aytganda, jismning og'irlik markazi aniqlanadigan formulalarni hosil qilamiz.

$$x_c = \frac{\sum V_i x_i}{\sum V_i}; \quad y_c = \frac{\sum V_i y_i}{\sum V_i}; \quad z_c = \frac{\sum V_i z_i}{\sum V_i} \quad (5.2.1)$$

bu erda V_i - jism alohida qismlarning hajmi.

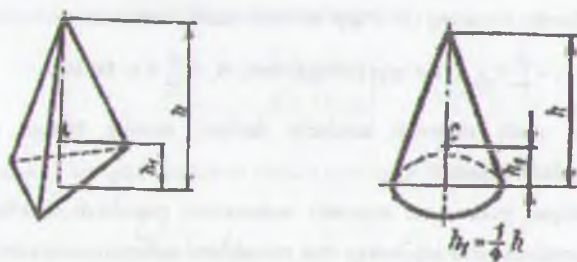
x_i, y_i, z_i - bu qismlar og'irlik markazlarining koordinatalari. Og'irlik markazi hamma vaqt jismning simmetrik tekisligida yotadi. Masalan, prizma va silindrlarning og'irlik markazi ularning asoslarini og'irlik markazlarini birlashtiruvchi to'g'ri chiziqning o'rtasida bo'ladi. Shar hajmining og'irlik markazi uning geometrik markazida bo'ladi. Uch qirrali piramidaning og'irlik markazi, og'irlik markazini asos qarshisidagi uchi bilan birlashtiruvchi to'g'ri chiziqda, asosdan 1/4 yuqorida bo'ladi

$$h_1 = \frac{1}{4} h \quad (\text{rasm 5.2a})$$

Konusning og'irlik markazi, asos markazini uch bilan birlashtiruvchi to'g'ri chiziqda asosdan balandlikning 1/4 qismida bo'ladi (rasm 5.2b)

a)

b)



Rasm. 5.2

5.3. Yuzalarning og'irlik markazi.

Bir jinsli tekis jismning har qanday qismining og'irligi yuzasiga proporsional bo'ladi.

Bir jinsli plastinkaning bir kvadrat metrining og'irligini γ' bilan belgilaymiz, u vaqtda

$$P_i = \gamma' F_i \quad (5.3.1)$$

Formula (5.2.1)ning surat va maxrajini γ' bo'lsak, tekis shakl og'irlik markazining koordinatalari aniqlanadigan formulasi hosil bo'ladi:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{\sum_{i=1}^n F_i}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{\sum_{i=1}^n F_i} \quad (5.3.2)$$

Bu erda F_i - shakl ayrim qismlarning yuzasi

x_i, y_i - shu qismlar og'irlik markazining koordinatalari

Shakl ayrim qismining F_i yuzasini (rasm 5.3a) og'irlik markazidan biror o'qqacha bo'lgan masofaga ko'paytmasini shu qism yuzasining o'qqa nisbatan olingan statik momenti deyiladi.

F_i yuzaning OX o'qqa nisbatan statik momenti $S_{xi} = F_i y_i$, OY o'qqa nisbatan esa, $S_{yi} = F_i x_i$ bo'ladi.

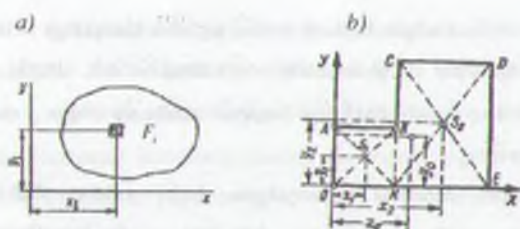
Shaklning barcha qismlarning statik momentlari yig'indisi shakl yuzasining berilgan o'qqa nisbatan statik momenti deyiladi.

Barcha yuzaning OX o'qqa nisbatan statik momenti:

$$S_x = \sum_{i=1}^n F_i y_i, \quad OY \text{ o'qqa nisbatan esa, } S_y = \sum_{i=1}^n F_i x_i \text{ bo'ladi.}$$

Yuza statik momenti uchinchi darajali uzunlik birligi, masalan, kub santimetrlarda ifodalanadi.

Kiritilgan yuza statik momenti tushunchasi murakkab shakllarning og'irlik markazi koordinatalarni aniqlashga doir masalalarni echishni osonlashtiradi.



Rasm 5.3.

Berilgan $OABCDE$ yuzaning og'irlik markazini topaylik (rasm 5.3b).

Murakkab shaklni og'irlik markazini topish oson bo'lgan oddiy shakllarga ajratamiz. CB tomonini OX o'q bilan kesishguncha davom etamiz. Ular K nuqtada kesishib ikki to'g'ri burchakli to'rtburchak hosil qiladi, ularning og'irlik markazlari diagonallari kesishgan S_1 va S_2 nuqtada bo'ladi. Hosil bo'lgan to'rtburchaklarning og'irlik markazi koordinatalarini x_1, y_1 va x_2, y_2 butun yuza og'irlik markazining koordinatalarini x_0 va y_0 bilan belgilaymiz. $OABK$ to'rtburchakning yuzasini F_1 bilan, $ACDE$ to'rtburchakning yuzasini esa F_2 bilan belgilaymiz. Shaklning yuzasi:

$$F = F_1 + F_2. \quad (5.3.3)$$

Koordinat o'qlarga nisbatan statik momentlar teoremasidan foydalanilani, S_x, S_y ni topamiz:

$$S_x = F \cdot Y_0 = F_1 y_1 + F_2 y_2 \quad (5.3.4)$$

$$S_y = F x_0 = F_1 x_1 + F_2 x_2 \quad (5.3.5)$$

Bu tenglamalardan quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2}{F} \\ x_0 &= \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2}{F} \end{aligned} \right\} \quad (5.3.6)$$

Agar yuzasi F bo'lgan murakkab shakl n qismlarga bo'lingan bo'lsa, unda

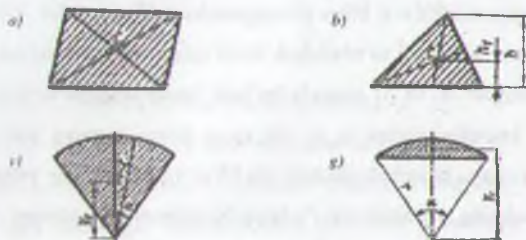
$$y_0 = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{F} = \frac{S_y}{F}; \quad x_0 = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{F} = \frac{S_x}{F} \quad (5.3.7)$$

Bu erda x_n va y_n - shakldagi alohida qism yuzasining og'irlik markazi koordinatalari.

Agar koordinat o'qlar boshini yuzani og'irlik markaziga keltirsak, OX va OY o'qlarga nisbatan yuza statik momenti nolga teng bo'ladi. chunki $y_0 = 0$ va $x_0 = 0$.

Shu asosida, yassi shaklning istalgan markaziy o'qqa nisbatan statikaviy momenti nolga teng.

Masalalarni echishda uchraydigan ba'zi oddiy shakllarning og'irlik markazlarining koordinatalari haqidagi ma'lumotlarni keltiramiz. Parallelogramning, shuningdek to'g'ri to'rtburchak va kvadratning og'irlik markazi diagonalalar kesishuvi C nuqta bilan ustma-ust tushadi. (rasm 5.4a)



Rasm 5.4

Uchburchakning og'irlik markazi medianalar kesishgan nuqtada yotadi (rasm 5.4b). Doira sektori markazining vaziyati quyidagi formula bilan aniqlanadi (rasm 5.4 v)

$$y_c = \frac{4}{3} r \sin \frac{\alpha}{2} \quad (5.3.8)$$

bu erda α - sektorning markaziy burchagi, radian hisobida. Doira segmentining (rasm 5.4g) og'irlik markazi quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$y_c = \frac{4r \sin \frac{\alpha}{2}}{3(\alpha - \sin \alpha)} \quad (5.3.9)$$

5.4. Qutbiy va o'qiy inersiya momentlari.

Mustahkamlikka hisoblashda kesimlarning quyidagi geometrik xarakteristikalari: I_p - inersiya momentlari qo'llanadi. Bu inersiya momentlari qutbiy va o'qiy bo'ladi. Elementar maydonchalarning ular kesimning biror O nuqtasiga bo'lgan masofaning kvadrati ko'paytmaning barcha kesim bo'yicha olingan yig'indisi kesimning qutbiy inersiya momenti deb ataladi (rasm 5.5a) va quyidagicha ifodalanadi $I_p = \sum \Delta F \rho^2$



Rasm 5.5

Doira yoki doiraviy xalqa shaklidagi ko'ndalang kesimlar uchun qutbiy inersiya momenti kesimning buralish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsata olishni harakterlaydi, undan buralishni hisoblashda ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikasi sifatida foydalaniladi. Qutbiy inersiya momenti uzunlikning to'rtinchi darajali birliklari (sm^4 , mm^4 , m^4) da o'lchanadi.

Kesim og'irlik markaziga nisbatan qutbiy inersiya momenti amaliy ahamiyatga ega. Doiraning qutbiy inersiya momentining kattaligi quyidagi formula bilan aniqlandi:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ yoki } I_p \approx 0,1d^4$$

Xalqaning qutbiy inersiya momenti diametrlari d_1 va d_2 bo'lgan ikki doiraning qutbiy inersiya momentlarining ayirmasiga teng (rasm 5.5b).

$$I_p = \frac{\pi d_1^4}{32} - \frac{\pi d_2^4}{32} = \frac{\pi d_1^4}{32} \left[1 - \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^4 \right] = \frac{\pi d_1^4}{32} (1 - \alpha^4); \text{ bu erda } \alpha = \frac{d_2}{d_1}$$

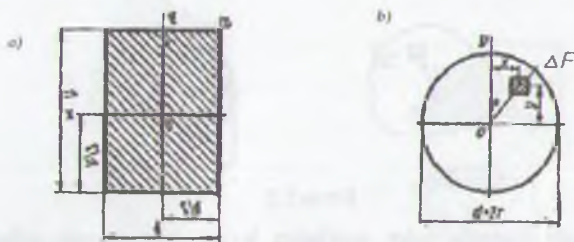
Xalqa uchun taqriban $I_p \approx 0,1d_1^4(1 - \alpha^4)$ Amaliy hisoblashda kesimning og'irlik markazidan o'tadigan, bosh o'qlar deb ataladigan o'qiy inersiya momentlari ayniqsa

muhim ahamiyatga ega. To'g'ri to'rtburchak kesim uchun (rasm 5.6a) o'qiy inersiya momenti quyidagi formula bilan aniqlanadi.

$$I_x = \frac{\pi d^4}{12}$$

Doiraviy kesimning markaziy o'qqa nisbatan o'qiy inersiya momentni aniqlash uchun (rasm 5.6b). Qutbiy inersiya momentlaridan foydalaniladi:

$$I_p = \sum \Delta F \rho^2 = \frac{\pi d^4}{32} \quad \rho^2 = x^2 + y^2 \quad (\text{rasm 5.6b})$$



Rasm 5.6

Unda

$$I_p = \sum \Delta F \rho^2 = \sum (y^2 + x^2) \Delta F = \sum \Delta F y^2 + \sum \Delta F x^2$$

$\sum \Delta F y^2 = I_x$; $\sum \Delta F x^2 = I_y$ - doiraviy kesimning x va y o'qlarga nisbatan o'qiy inersiya momentlari.

Doira uchun markazdan o'tuvchi har qanday o'qqa nisbatan inersiya momentlari o'zaro teng, ya'ni $I_x = I_y$, shuning uchun $I_p = I_x + I_y = 2 I_x = 2 I_y$, yoki

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot 2} = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05 d^4$$

Xalqa kesim uchun

$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi \cdot d_n^4 (1 - \alpha^4)}{64} = 0,05 d_n^4 (1 - \alpha^4) \quad \alpha = \frac{d_i}{d_n} \quad (\text{rasm 5.5b ga qarang})$$

Nazorat savollari:

1. Og'irlik kuchlar qanday yo'nalgan bo'ladi?
2. Parallel kuchlar fazoviy sistemasi markazining vaziyati qanday formula bo'yicha aniqlanadi?
3. Jismning og'irlik markazini aniqlash formulasini keltiring.
4. Jismning og'irlik markazi qacda joylashadi?
5. Qutbiy inersiya momenti deb nima ataladi va uning formulasini yozing.
6. Doiraning qutbiy inersiya momenti formulasini keltiring.
7. Halqaning kutbiy inersiya momenti formulasini keltiring.
8. To'g'ri to'rtburchak kesini uchun o'qiy inersiya momenti formulasini va chizmasini keltiring.

6 BOB. Kinematika

6.1. Asosiy tushunchalar.

Kinematikada material nuqta va qattiq jismlarning mexanikaviy harakati o'rganilib harakatlarni yuzaga keltiruvchi sabablar hisobiga olinmaydi.

Kinematikaning teorema va formulalari texnikada turli mashina va mexanizmlar qismlarning harakatini o'rganishda nazariy asos sifatida qo'llaniladi.

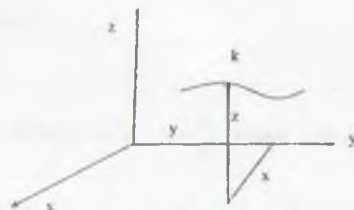
Kinematikada jism harakati vaqt o'tishi bilan boshqa jismlarga nisbatan fazodagi uning vaziyati o'zgarishi ko'riladi.

Qattiq jismning turli nuqtalari turlicha harakat qiladi.

Shu sababdan birinchi navbatda jismning ayrim nuqtalarning harakatini o'rganish zarur. Nuqtaning fazodagi vaziyatini aniqlash uchun birorta qo'zg'almas jism yoki u bilan bog'langan koordinata o'qlari sistemasi mavjud bo'lish kerak, u sanoq sistemasi deb ataladi.

Texnika masalalarini echishda odatda er bilan qo'zg'almas bog'langan sanoq sistemasi asosiy qo'zg'almas sanoq deyiladi. Nuqta kinematikasini o'rganib chiqamiz. Nuqtaning boshlang'ich holatdan oxirgi holatgacha vaqtga bog'liq holda aniq bir usulda o'tishni harakat deb aytamiz.

Qo'zg'almas koordinatalar sistemasidagi nuqtaning harakatini ko'rib chiqamiz. Nuqta «K» ning vaziyati fazoda uchta koordinata bilan aniqlanadi. Nuqta bir vaziyatdan ikkinchi vaziyatga o'tganda uning koordinatalari o'zgaradi. Sanoq sistemasiga nisbatan fazoda nuqta harakat qilganda chizgan chizig'iga (rasm 5.7) nuqtaning tracktoriyasi deyiladi.

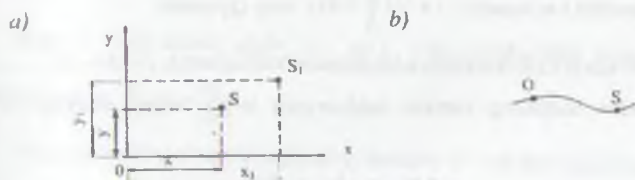


Rasm 5.7

Traektoriyalar to'g'ri chiziqli va egri chiziqli bo'ladi. Fazodagi nuqtaning harakati tezlik bilan aniqlanadi. Nuqta harakati tezlikka qarab tekis va notekis bo'lishi mumkin. Tekis harakatda tezlik kattaligi o'zgarmas, notekis harakatda o'zgaruvchan bo'ladi. Tezlik miqdorini vaqt ichida o'zgarishi tezlanish deb ataladi. Nuqta tezligi va tezlanish vektor ko'rinishda beriladi.

6.2. Nuqtaning harakat tenglamalari.

Harakat qiluvchi nuqtaning vaqtga nisbatan holatini aniqlaydigan tenglama nuqtaning harakat tenglamasi deyiladi. Nuqtaning harakat tenglamasining berilishining eng qulay va tabiiy usuli va nuqtaning traektoriyasi bo'yicha harakat qonuni.



Rasm 5.8

Ixtiyoriy S nuqta berilgan traektoriya bo'yicha harakat qilsin (rasm 5.8b).

Nuqta traektoriyasi tenglamalar yoki grafik bilan berilgan bo'lishi mumkin.

S nuqta harakat boshlagan traektoriyadagi O nuqtani S nuqta traektoriya bo'yicha o'tgan yo'lni hisoblash boshi uchun qabul qilamiz, nuqtaning harakat tenglamasini quyidagi ko'rinishda yozish mumkin: $S = V(t)$, bu erda S - hisob boshidan hisoblab S nuqtaning o'tgan masofasi, t - vaqt.

Yuqoridagi tenglama berilgan traektoriya bo'yicha nuqtaning harakat qonunini ifodalaydi.

Tekislikda harakat qilayotgan S nuqtaning o'zaro perpendikulyar OX va OY koordinat o'qlarga (koordinat usuli) nisbatan X va Y koordinatalari ma'lum bo'lsa, uning holatini istalgan vaqt uchun topish mumkin. (rasm 5.8a) Nuqta harakat qilayotganda uning koordinatalari vaqt o'tishi bilan o'zgaradi, demak X va Y vaqtning funksiyasi bo'ladi: $x = f_1(t)$; $y = f_2(t)$;

Bu tenglamaga nuqtaning to'g'ri burchakli koordinat o'qlaridagi harakat tenglamalari deyiladi. Nuqta koordinatasini t vaqtning istalgan momenti uchun xisoblay olish mumkin bo'lgani sababli bu tenglamalardan foydalanib nuqta harakatini to'la aniqlash mumkin. Nuqta traektoriyasi tenglamasini topish uchun harakat tenglamasidan t vaqtini chiqarib tashlasak $y = f(x)$ tenglama hosil bo'ladi. Bu tenglamaga nuqta traektoriyasining tenglamasi deyiladi.

Masalan, nuqtaning harakat traektoriya tenglamasini aniqlaylik. Harakat qiluvchi nuqtaning koordinatalari vaqt o'tishi bilan o'zgaradi va quyidagi tenglamalar bilan aniqlanadi:

$$x = f_1(t) = 8t + 20 \quad (1) \quad y = f_2(t) = 5t \quad (2)$$

(2) tenglamadan t ni topamiz va $t = \frac{y}{5} = 0,2y$ ning qiymatini

(1) tenglamaga qo'yib traektoriya tenglamani hosil qilamiz $y = 1,6x + 20$

Bu tenglamadan nuqtaning harakat traektoriyasi to'g'ri chiziqli ekanligi ko'rinib turibdi.

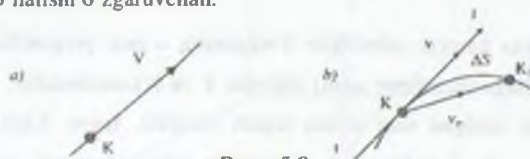
6.3 Nuqtaning tezligi.

Nuqta ikkita teng vaqt ichida bir xil masofa o'tsa, bunday harakatga tekis harakat deyiladi. Tekis harakat tezligi nuqtaning ma'lum bir vaqt ichida hosil o'tgan yo'lining vaqtga nisbati bilan ifodalanadi.

$$v = \frac{S}{t} : \text{bu erda } v - \text{tezlik, m/s, } S - \text{yo'l, m, } t - \text{vaqt, c.}$$

Tenglamadan S quyidagiga teng: $S = v \cdot t$.

Tezlik vektor kattalikdir. To'g'ri chiziqli tekis harakatda tezlik modul va yo'nalishi o'zgarmas bo'lib traektoriya bo'ylab yo'naladi (rasm 5.9a). Egri chiziqli harakatda nuqta tezligi yo'nalishi o'zgaruvchan.



Rasm 5.9

Egri chiziqli harakatda tezlik vektorini aniqlash uchun traektoriyani o'ta kichik yo'l uchastkalarga bo'lib, kichik bo'lganligi sababli ularni tekis chiziqli deb hisoblaymiz. Har bir uchastkada shartli tezlik V_n shunday to'g'ri chiziqli harakatda vektor bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

Agar $\Delta S \rightarrow 0$, unda vatar urinma bo'ylab mos tushadi, binobarin har bir vaqt ichida tezlik traektoriyaga urinma bo'ylab va nuqta harakati tomoniga yo'nalgan bo'ladi. (rasm 5.9b).

Nuqtaning notekis harakatida tezlikning moduli o'zgaradi.

Tabiiy usulda nuqta harakati quyidagi tenglama bilan beriladi deb qabul qilamiz;

$$S = f(t)$$

Agar Δt vaqt ichida nuqta ΔS yo'l o'tdi desak, unda uning o'rtacha tezligi quyidagiga teng: $V_{o'rtacha} = \frac{\Delta S}{\Delta t}$.

Haqiqiy tezlikni o'rtacha tezlikning limitini $\Delta t \rightarrow 0$ deb topsa bo'ladi:

$$V = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} V_{o'rtacha} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{dS}{dt}$$

Shunday qilib tezlikning sonli kattaligi:

$$V = \frac{ds}{dt}$$

Nuqtaning har xil harakatida haqiqiy tezligi vaqt bo'yicha koordinataning (ya'ni siljish boshlanish masofasining) birinchi hosilasiga teng.

6.4. Nuqtaning tezlanishi.

Tezlanish tezlik miqdorini va yo'nalishini vaqt birligi ichida o'zgarishini ko'rsatadi.

Tezlanish bu nuqta tezligi vektorining o'zgarishining kinematik o'lchami. To'g'ri chiziqli harakatda nuqtaning tezlik vektori traektoriyaga mos tushadi va shuning uchun tezlikni o'zgarishi vektori ham traektoriyaga mos tushadi.

Fizikadan ma'lumki, agar Δt vaqt ichida nuqta tezligi ΔV ga o'zgarsa, unda o'rtacha tezlanish:

$$a_{o'rtacha} = \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

Haqiqiy tezlanish quyidagicha bo'ladi:

$$a = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2 S}{dt^2}$$

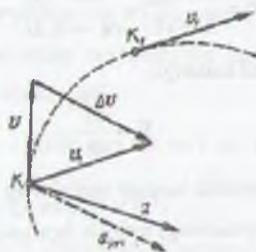
Haqiqiy tezlanish to'g'ri chiziqli harakatda tezlikning birinchi xosilasi yoki koordinataning (siljish boshlanish masofasining) vaqt bo'yicha ikkinchi hosilasiga teng.

Tezlanish birligi:

$$[a] = \frac{[S]}{[t]^2} = \frac{\text{masofa}}{\text{vaqt kvadratida}} = m/s^2$$

Nuqta harakati egri chiziqli traektoriya bo'yicha tezligining o'z yo'nalishini o'zgartiradi.

Nuqta «K» Δt vaqt davomida egri chiziqli traektoriya bo'yicha yo'nalib K_1 nuqtaga yo'naladi deylik.



Rasm 5.10

Tezlikning o'zgarishi vektori ΔV deb unda

$$\Delta V = V_1 - V_2$$

ΔV vektorni topish uchun vektor V_1 ni nuqta K ga o'tkazamiz va teziliklar uchlarchagini tuzamiz.

o'rtacha tezlanish vektorni aniqlaymiz:

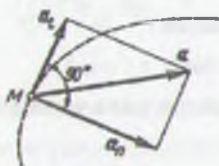
$$a_{\text{osna}} = \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

Haqiqiy tezlanish quyidagiga teng:

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

Shunday qilib egri chiziqli harakatdagi nuqtaning tezlanishi, tezlikning vaqt bo'yicha hosilasiga teng. Rasm 5.10 dan ko'rinadiki, egri chiziqli harakatda tezlanish vektori har doim traektoriyaning botiqlik tomoniga yo'nalgan bo'ladi.

Yuqorida keltirilgan tezlanish tezlik son qiymatining va uning yo'nalishining o'zgarishini ifodalaydi. Qulaylik uchun tezlanish harakat traektoriyasiga o'tkazilgan urinma va normal bo'yicha o'zaro perpendikulyar tashkil etuvchilarga ajratiladi (rasm 5.11).



Rasm 5.11

$$\vec{a} = \vec{a}_t + \vec{a}_n$$

Urinma tashkil etuvchi $\vec{a}_t$ yo'nalishi bo'yicha tezlikka mos tushadi yoki unga qarama-qarshi yo'naladi va quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$a_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t}$$

Normal tashkil etuvchi a_n nuqta tezligining yo'nalishiga perpendikulyar. Normal tezlanishning son qiymati quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$a_n = \frac{v^2}{R}$$

R –ko'rilayotgan nuqta traektoriyasining egrilik radiusi.

To'la tezlanish kattaligi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$a = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}$$

Tezlanish yo'nalishi quyidagi formulalardan topiladi:

$$\cos(\vec{a} \wedge x) = \frac{a_x}{a} = \frac{a_x}{\sqrt{a_x^2 + a_y^2}}$$

$$\cos(\vec{a} \wedge y) = \frac{a_y}{a} = \frac{a_y}{\sqrt{a_x^2 + a_y^2}}$$

$$\cos(\vec{a} \wedge z) = \frac{a_z}{a} = \frac{a_z}{\sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}}$$

Nazorat savollari:

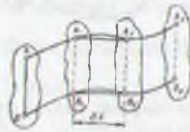
1. Kinematikada nima o'rganiladi?
2. Tracktoriyalar qanday bo'ladi?
3. To'g'ri chiziqli tekis harakatda tezlik yo'nalishi qanday yo'naladi?
4. Nuqta harakat tenglamasini yozing.
5. Nuqta tezligining formulasini keltiring.
6. Nuqta tezlanishining formulasini yozib bering.
7. Nuqta tezlanishini chizmada ifodalang.
8. Nuqta tezlanish yo'nalishini topish formulalarini keltiring.
9. Normal tezlanish nima?
10. Tangensial tezlanish nima?

7-bob. Qattiq jism harakat turlari.

7.1 Qattiq jismning ilgarilanma harakati

Qattiq jismning harakati ikkita oddiy turiga ega. Jismdan o'tkazilgan to'g'ri chiziq uning boshlang'ich vaziyatiga parallelligicha qolsa, bunday harakatga ilgarilanma harakat deyiladi.

Qattiq jismning ilgarilanma harakatida uning barcha nuqtalari bir xil trayektoriyalar chizadi, tezlik va tezlanishlar kattaliklari jihatidan o'zaro teng va o'zaro parallel yo'nalgan bo'ladi.



Rasm 7.1

Kichik vaqt Δt oralig'ida qattiq jismning siljishi ko'rilsa, unda A va B nuqtalar to'g'ri chiziq va to'g'ri chiziqlar bo'ylab siljiydi (rasm 7.1), shu Δt vaqt ichida bir xil ΔS yo'lni o'tadi, ya'ni

$$V_A = V_B = V = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad \text{va bir tomonga yo'naladi:}$$

$$\vec{V}_A = \vec{V}_B = \vec{V}$$

Qattiq jism nuqtalarining tezlanishlari tengligi ham shu tarzda isbotlanadi:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_B = \vec{a}$$

7.2. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakati.

Harakat davomida jismning kamida ikkita nuqtasining holati o'zgarmasa bunday harakatga aylanma harakat deyiladi. Shu ikkita nuqtani biriktiruvchi to'g'ri chiziqqa aylanish o'qi deyiladi.

Texnikada aylanma harakat ko'p uchraydi. Mexanizm va mashinalarda aylanma harakat bajaruvchi ko'p detallar mavjud: vallar, tishli g'ildiraklar, krivoshiplar va x.k.

Agar jism o'q atrofida aylansa, (rasm 7.2) «t» vaqt ichida jism L φ ga aylandi deylik nuqta «A» S_A – masofani o'tadi, nuqta $B \rightarrow S_B$ masofani o'tadi



Rasm 7.2

O'q atrofida aylanayotgaya nuqtalar har xil masofada bo'lgani sababli bir xil vaqt ichida har xil yo'lni bosib o'tishadi, demak, har xil tezlik va tezlanishlarga ega bo'ladilar. SHu sababli, chiziqli siljish (yo'l), chiziqli tezlik va tezlanishi aylanma harakatni harakterlamaydi.

Aylanma harakat burchagini φ harfi bilan ifodalasa bo'ladi. Bu burchak jismning siljish burchagi deb ataladi. Siljish burchagi radianda yoki aylanish chastotasida o'lchanadi va «n» harfi bilan belgilanadi. Agar bitta aylanishi 2π rad bo'lsa, «n» bunda φ rad bo'ladi.

Unda: $\varphi = 2\pi \cdot n$ rad; bu erda n – jismning siljish burchagi bu vaqt funksiyasi, ya'ni:

$$\varphi = f(t)$$

Rasm 7.2 dan ko'rinayapti aylanayotgan jismning har bir nuqta o'tayotgan yo'l: $S = r \cdot \varphi$, bu erda r - nuqtaning aylanish o'qigacha bo'lgan masofa.

Jismning har bir nuqtasining tezligi quyidagicha aniqlanadi.

$$v = \frac{dS}{dt} = \frac{d(r\varphi)}{dt} = r \frac{d\varphi}{dt}$$

$\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ deb qabul qilamiz va uni burchak tezligi deb ataymiz.

Jismning har bir nuqtadagi aylanma tezligi: $v = \omega \cdot r$;

Burchak tezligi birligi bu: $[\omega] = \frac{(\varphi)}{[t]} = \frac{\text{burchak}}{\text{vaqt}} \text{ rad/sek.}$

Burchak tezligi va aylanish chastata orasidagi bog'lanishni yaratamiz. Bir minutdagi aylanishlar sonini n bilan belgilaymiz. Quyidagi proporsiyani tuzamiz:

$$\omega_{\text{rad}} - 1s$$

$$2\pi \text{ rad} - 60s$$

Shu proporsiyadan topamiz:

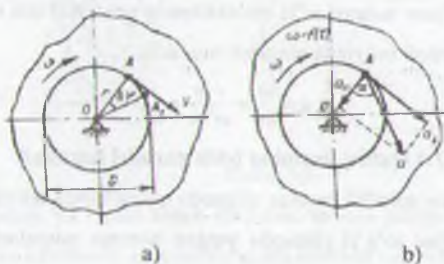
$$\omega = \frac{\pi n}{30} \text{ rad/s,}$$

7.3. Aylanma harakatdagi jism nuqtalarining tezlik va tezlanishlari.

Jism o'q atrofida aylansa hamma nuqtalari aylana bo'yicha harakat qiladi. (Rasm 7.3a) Nuqta A « t » vaqtda AA_1 yo'lini o'tgan deylik.

Bu vaqtda A nuqtasining yoyni aylanish burchakni aylana radiusiga ko'paytmasi deb qarash mumkin, ya'ni:

$$\text{yoy } AA_1 = S = \varphi R$$



Rasm 7.3

« A » - nuqtaning tezligi chekli kichik ko'chishni chekli tengligi ko'rsatilgan:

$$v = \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \cdot r$$

r - o'zgarmas miqdor.

$\frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \omega$ ekani ma'lum, shuning uchun:

$$v = \omega \cdot r$$

Aylana bo'ylab harakat qilishi «A» nuqtaning urinma tezlanishi chekli tezlikning chekli vaqtga bo'lgan nisbatiga teng:

$$a_t = \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{\Delta \omega}{\Delta t} r$$

Burchak tezlanishi $\epsilon = \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$ ekani ma'lum, unda $a_t = \epsilon \cdot r$

Aylana bo'ylab harakat qiluvchi «A» nuqtaning normal tezlanishi tezlik kvadratini aylana radiusiga bo'lgan nisbatiga teng:

$$a_n = \frac{v^2}{r} = \frac{(\omega r)^2}{r} = \frac{\omega^2 r^2}{r} = \omega^2 r$$

O'q atrofida o'zgaruvchan aylanishning to'la tezlanishi (rasm 7.3b) urinma va normal tezlanishlarning geometrik yig'indisiga teng, ya'ni $a_A = a_t + a_n$ yoki, to'la tezlanishini to'g'ri to'rtburchakning diagonalini deb hisoblasak:

$$a_A = \sqrt{a_t^2 + a_n^2}$$

Urinma va normal tezlanishlarning qiymatlarini qo'yamiz.

$$a_A = \sqrt{(\epsilon \cdot r)^2 + (\omega^2 r)^2} \text{ yoki } a_A = \sqrt{\epsilon^2 + \omega^4}$$

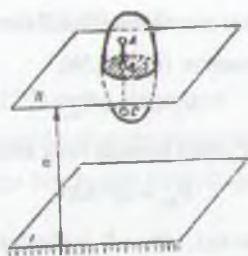
Aylanayotgan jism nuqtasi to'la tezlanishning vektorini shu vektor bilan radius hosil qilgan « α » burchak bo'yicha aniqlash mumkin:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a_t}{a_n} = \frac{r \cdot \epsilon}{\omega^2 \cdot r} = \frac{\epsilon}{\omega^2}$$

7.4 Qattiq jismning tekis parallel harakati

Qattiq jism tekis parallel harakat qilganda qo'zg'almas tekislik I ga (rasm 7.4) perpendikulyar bo'lgan to'g'ri chiziqda yotgan hamma nuqtalari bir xil harakat qiladi.

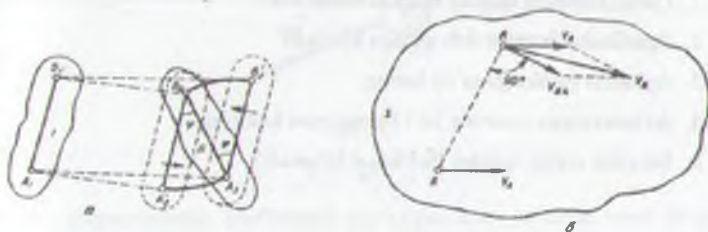
Tekis parallel harakatga krivoship-shatun mexanizmining shatun harakatini, misol keltirish mumkin.



Rasm 7.4.

Tekis jismning I holatdan II holatga ko'chirishini ko'rib chiqamiz (rasm 7.5).

Tekis shaklning vaziyati A_1B_1 kesma bilan aniqlanadi. Bu kesmani I holatidan II holatiga ko'chirish uchun uni o'ziga parallel ravishda A_2B_2 holatiga ko'chiriladi (bunda shakl ilgarilanma harakat qiladi), so'ngra kesmani B_2 nuqta atrofida soat strekasi harakatiga qarama-qarishi yo'nalishda φ burchakka aylantiriladi (bunda shakl aylanma harakat qiladi va II holatga keladi (rasm 7.5a).



Rasm 7.5.

Bundan boshqa yo'l ham tutish mumkin: avvalo jismga ilgarilanma harakat berib A_1A_2 holatga keltiriladi, so'ngra B_2 nuqta atrofida soat strekasi yo'nalishining teskari tomoniga φ burchakka aylantiriladi. Atrofida jism aylanayotgan nuqtaga qutb deyiladi.

Qutb uchun jismning har qanday nuqtasini olish mumkin. Tekis-parallel harakatda aylanish φ burchagi tanlanadigan qutb (nuqtaga) bog'liq emas, yoki boshqacha aytganda, qutb o'zgarsa, ilgarilanma harakat o'zgaradi, ammo aylanma harakat o'zgarmaydi -bu tekis harakatning muhim xususiyatidir.

Tekis-parallel harakat ikki harakatning-ilgarilanma va aylanma harakatlarning yig'indisi sifatida keltirilishi mumkin. (rasm 7.5b)

$$V_B = V_A + V_{BA}$$

Aylanma harakat tezligi qo'yidagi formula bilan aniqlanadi.

$$V_{BA} = \omega \cdot AB$$

bu erda ω - aylana burchak tezligi; AB – B nuqtaning A qutbga nisbatan aylanish radiusi. Aylanma harakat tezligi V_{BA} , aylanish radius AB ga perpendikulyar yo'nalgan.

Harakatning aylanish qismi qutbning olinishga bog'liq bo'lmagani uchun, har qanday qutbga umumiy bo'lgan ω burchak tezligiga tekis jismning burchak tezligi deyiladi.

Nazorat savollari:

1. Qattiq jismning qanday harakat turlari bor?
2. Ilgarilanma harakat deb nimaga aytiladi?
3. Aylanma harakatga ta'rif bering.
4. Aylanayotgan jismning yo'l formulasini keltiring.
5. Burchak tezligi qanday birlikda o'lchanadi?

8 Bob Dinamika

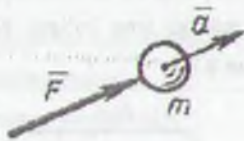
8.1 Dinamika qonunlari

Nazariy mexanikaning dinamika qismida jismlarning mexanik harakati va shu harakatga ta'sir etuvchi kuchlarga bog'langan holda o'rganiladi. Dinamika quyidagi aksiomalarga asoslanadi.

Aksioma 1 (inersiya qonuni).

Kuchga ta'sir etmasa tanholangan moddiy nuqta tinch holatda yoki to'g'ri chiziqli tekis harakatda bo'ladi.

Aksioma 2 (dinamikaning asosiy qonuni). Moddiy nuqtaga ta'sir etuvchi kuchdan hosil qilingan « a » tezlanish, shu kuch bilan bir yo'nalishda va miqdori shu kuch miqdoriga proporsional bo'ladi. (rasm 8.1.)



Rasm 8.1.

$$\vec{F} = \vec{m} \cdot \vec{a}$$

bu erda m - proporsionallik koeffitsienti (qo'yilgan kuch ta'sirida hosil bo'lgan tezlanish bilan kuchning bog'lanish proporsionallik koeffitsienti) tenglamadan ko'rinadiki, « m » qancha katta bo'lsa, jism berilgan vaqt ichida zarur bo'lgan tezlikka erishishi uchun shuncha katta kuch talab qiladi. Demak « m » koeffitsient jismga kuch ta'sir qilganda jism «inertligi»ni harakterlaydi.

Har qanday moddiy nuqtaning inertlik o'lchoviga uning massasi deyiladi. Yuqoridagi tenglamadan « m » ni topamiz.

$$m = \frac{F}{a}$$

Agar bu tenglamani erkin tushuvchi jism uchun qo'llasak: $m = \frac{G}{g}$

bu erda G - jismning og'irligi (erning tortish kuchi)

g - tortish kuchi tezlanishining miqdori $g = 9,81 \frac{m}{sek^2}$ - olinadi. Formula

$m = \frac{F}{a}$ da $F=1 \text{ kgk}$, $a=1 \text{ m/s}^2$, deb qabul qilsak massaning o'lchami quyidagicha

bo'ladi:

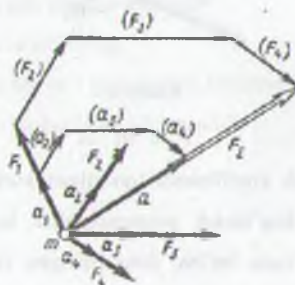
$$[m] = \frac{[P]}{[a]} = \frac{kgk \cdot s^2}{m}$$

$$G = mg = 1kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} = 9,81 \frac{kgk \cdot m}{s^2} = 9,81N$$

1kgk=9,81N yoki 1N=0,102 kgk

1kgk=10N 1N=0,1kgk deb qabul qilish mumkin.

Aksioma 3. Moddiy nuqtaning bir nechta kuch ta'sirida olgan tezlanishi shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng bo'lgan bitta kuchning ta'siridan olgan tezlanishga teng bo'ladi. (rasm 8.2.)



Rasm 8.2.

Masalan moddiy nuqta (massasi «m») har bir kuchlar $F_1; F_2 F_3 F_4$ ta'sirida $a_1; a_2; a_3; a_4$ - tezlanishlar oladi. Shuning bilan birga

$$F_1 = m \cdot a_1, \text{ bu erda } F_1 = \Sigma F_i, \quad a = \Sigma a_i$$

Aksioma 4. Har qanday ta'sir o'ziga teng va qarama-qarshi yo'nalgan aks ta'sirga ega. Dinamikada to'rtinchi aksioma muhim ahamiyatga ega. Shuni aniqlash kerakki ikkita moddiy nuqtalarga ta'sir etuvchi kuchlar bir birini

tenglashtirmaydi, nega deganda kuchlardan bir bitta nuqtaga, yana biri boshqa nuqtaga qo'yilgan.

Yuqorida keltirilgan to'rtta aksiomalar yordamida material nuqta, material nuqtalar sistemasi, ya'ni qattiq jism dinamikasiga oid masalalarni echish mumkin.

8.2. Inersiya kuchi. Dalamber prinsipi.

Moddiy nuqtaning massasi va olgan tezlanishi ko'paytmasiga teng va tezlanish yo'nalishiga qarama-qarshi kuch - inersiya kuchi deb ataladi.

Inersiya kuchi quyidagiga teng:

$$F_{in} = -m \cdot a$$

Inersiya kuchi aslida tezlanish olgan moddiy nuqtaga ta'sir etmaydi, tezlanishni shu nuqtaga o'tkazadigan nuqta yoki jismga ta'sir etadi.

Uchinchi aksiomaga ko'ra $F_x = m \cdot a$; $m \cdot a = F_x = F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n$ ga teng bo'lgan faqat birgina kuch ta'sir etganidagi kabi tezlanish olinadi, bu erda «a» - m nuqtaning tezlanishi «m» - M nuqtaning massasi;

F_x - kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi.

Yangi $ma = F_x$ belgilanish kiritamiz tenglamaning chap tomonidagi vektorlarni u'ng tomoniga o'tqazamiz unda vektorlar yig'indisi nolga tengligini olamiz

$$-ma + F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = 0$$

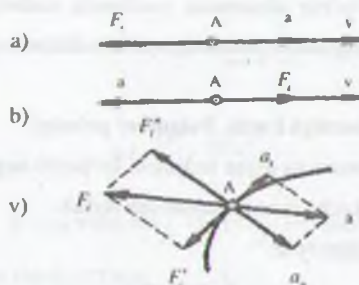
- $m \cdot a = F_{in}$ - deb belgilasak, quyidagi kelib chiqadi.

$$F_{in} + F_1 + F_2 + F_3 + \dots + F_n = 0$$

Bu tenglamadan kelib chiqadiki moddiy nuqtaga qo'yilgan kuchlar inersiya kuchlar bilan muvozanatlashadi. Keltirilgan hulosalar Dalamber prinsipi deb ataladi. Dalamber (1717-1783) fransuz olimi. Bu prinsipni faqat material nuqtaga emas, qattiq jismga yoki jismlar sistemasiga ham tadbqiq etish mumkin. Masalalarni Dalamber prinsipi yordamida echish kinetostatika usuli deb ataladi.

Moddiy nuqta turlicha harakat qilganda uning inersiya kuchlarini aniqlashni misollarda ko'rib chiqamiz.

Masalan, 1-massasi " m " bo'lgan " A " nuqta to'g'ri chiziqli tezlanuvchan harakat qiladi (Rasm 8.3. a, b).



Rasm 8.3.

To'g'ri chiziqli harakatda tezlanishning yo'nalishi tracktoriya bilan ustma-ust tushadi. Inersiya kuchi tezlanishiga qarama-qarshi tomonga yo'nalgan va quyidagicha aniqlanadi :

$$F_i = m \cdot a = \frac{G}{g} \cdot a$$

Tezlanuvchan harakatda (Rasm 8.3.a) tezlanish va tezlikning yo'nalishlari ustma-ust tushadi va inersiya kuchi harakatga qarama-qarshi tomonga yo'naladi. Tezlanish tezlikka qarama-qarshi yo'naladigan sekinlanuvchan harakatda (Rasm 8.3. b) inersiya kuchi harakat yo'nalishi bo'ylab ta'sir etadi.

2. A – nuqta egri chiziqli va notekis harakat qilsa, unda uning tezlanishini normal a_n va urinma a_t tashkil etuvchilarga ajratish mumkin. (Rasm 8.3.v).

F_i – inersiya kuchi ham normal va urinma tashkil etuvchilardan iborat bo'ladi.

Inersiya kuchining normal tashkil etuvchisi nuqta massasi bilan normal tezlanishning ko'paytmasiga teng va normal tezlanishga qarama-qarshi yo'nalgan.

$$F_i'' = m \cdot a_n = \frac{G}{g} \cdot a_n$$

Inersiya kuchining urinma tashkil etuvchisi nuqta massasi bilan urinma tezlanishning ko'paytmasiga teng va uning urinma tezlanishga qarama-qarshi yo'nalgan.

$$F_i' = F_i'' + F_i';$$

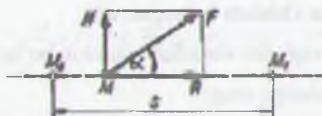
Urinnia va normal tashkil etuvchilar o'zaro perpendikulyar ekanligi asosida, ta'la inersiya kuchi quyidagiga teng:

$$F_i = \sqrt{(F_i'')^2 + (F_i')^2} = \frac{G}{g} \sqrt{a_x^2 + a_y^2};$$

8.3. Ish va quvvat.

O'zgarmas kuchning to'g'ri chiziqli ko'chishda bajargan ishi.

Moddiy nuqta M_{ga} F kuch ta'sir etayotgan bo'lsin. M nuqta «S» masofani to'g'ri chiziqli traektoriya bo'yicha o'tib M_1 vaziyatga ko'chadi. (Rasm 8.4.).



Rasm 8.4.

F kuchning S masofadagi ta'sirining miqdor o'lchovini aniqlash uchun, F kuchni tashkil etuvchilar ($\bar{N}$ va $\bar{P}$) ga ajratamiz. $\bar{N}$ ko'chishga perpendikulyar ravishda, $\bar{P}$ esa ko'chish bo'ylab yo'nalgan.

$\bar{N}$ kuch nuqtani S yo'l bo'ylab siljitolmaydi, unda F kuchning ta'siri " S " yo'lida $P \cdot S$ bilan aniqlash mumkin. Bu yangi kattalik ish deb ataladi va «A» bilan belgilanadi.

$$A = P \cdot S = FS \cos \alpha$$

Ya'ni kuchning ishi kuch modulining ko'chish S va kuch yo'nalishi bilan ko'chish yo'nalishi orasidagi burchak kosinusi ko'paytmasiga teng, α - kuch va ko'chish yo'nalishi orasidagi burchak.

Ish bu skalyar kattalik.

Agar 1) $\alpha=0$ teng bo'lsa, unda $A = F \cdot S$

2) $\alpha=90^\circ$ bo'lsa, unda $A=0$

3) $\alpha=180^\circ$ bo'lsa, unda $A = -F \cdot S$

$\alpha < 90^\circ$ da kuch va ko'chish yo'nalishlari bir tomonga bo'ladi va bajariladigan ish musbat, $\alpha > 90^\circ$ da ish manfiy.

Mushat ish bajaruvchi kuchlarni harakatlantiruvchi kuchlar, manfiy ish bajaruvchi kuchlarni esa qarshilik kuchlar deb ataladi.

Ish birligi:

$$[A] = [F] \cdot [S] = \text{kuch} \cdot \text{uzunlik} = \text{Nyuton} \cdot \text{metr} = \text{Joul}$$

Demak, joul bu bir nyuton (N) kuchning u bilan yo'nalishi mos tushadigan bir metr uzunlikdagi ko'chishda bajargan ishiga teng.

$$\begin{cases} 1 \text{ kgk} \cdot M = 9,81 \text{ N} & M = 9,81 \text{ J} \\ 1 \text{ J} = 1 \text{ N} \cdot M = 0,102 \text{ kgk} & M \end{cases}$$

Kuchning egri chiziqli ko'chishda bajargan ishi.

Yo'lning to'g'ri chiziqli deb hisoblash mumkin bo'lgan juda kichik uchastkasi ds dagi elementar ish quyidagiga teng.

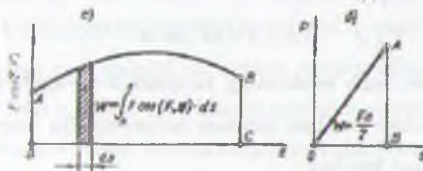
$$dA = F \cdot ds \cos(F, V)$$

bu erda V - nuqtaning yo'nalishi bo'yicha elementar ko'chish bilan ustma-ust tushadigan tezligi.

Yo'lning oxirgi kesmasidagi elementar ishlarni qo'shib to'la ish topiladi:

$$A = \int_0^s F \cos(F, V) ds$$

Kuch $F \cdot \cos(F, V)$ -va S - masofa bog'lanish uchun grafik (rasm 8.5a) tuzamiz.



Rasm 8.5.

Shtrixlangan qismning yuzasi to'rtburchak deb qabul qilsak, ds yo'ldagi elementar ishga teng:

$$dA = F \cos(F, V) ds$$

S -yo'lning oxirgi kesmasidagi kuch F ning ishi grafikada $OABC$ -abssissa o'qi ikkita ordinata va egri chiziq AB bilan chegaralangan figura yuzasi bilan aniqlanadi.

Egri chiziq AB – kuchlar egri chizig'i deb ataladi.

Agar kuch va ko'chish yo'nalishlari ustma-ust tushsa va yo'l nolidan proporsional kattalashsa unda ish grafikdagi uchburchak OAB – yuzasi bilan aniqlanadi hamda yo'l va kuch ko'paytmasining yarimiga teng bo'ladi (rasm 8.5b).

$$A = F \cdot S / 2$$

Quvvat. Vaqt birligi ichida kuchning bajargan ishi quvvat deyiladi.

$$P = A / t$$

Agar kuch va ko'chish yo'nalishi ustma-ust bo'lsa unda formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$P = \frac{A}{t} = F \cdot S / t \quad \text{yoki} \quad P = F \cdot V$$

Quvvat birligi:

$$[P] = \frac{[A]}{[t]} = \frac{\text{ish}}{\text{vaqt}} = \text{Joul / sekund} = \text{vatt (vt)}$$

Agar kuch aylanayotgan jismga qo'yilgan bo'lib ish bajarilsa unda quvvat quyidagicha aniqlanadi

$$P = T \cdot \varphi / t \quad \text{yoki} \quad P = T \cdot \omega$$

Aylanayotgan jismga qo'yilgan kuchning quvvati aylana momentning burchak tezligiga ko'paytmasiga teng.

Foydali ish koeffitsienti. Jismning bir holatdan ikkinchi holatga o'tishda ish bajarish qobiliyati energiyasi deb ataladi. Energiya bu materiyaning har xil harakatlarining umumiy o'lchovidir. Energiyani uzatishda va o'zgartirishda va ish bajarishda energiya yo'qotishlari mavjud. Harakat uzatilish jarayonida yoki ish bajarilishida mexanizm va mashinalarning harakatlantiruvchi kuchlar qarshilik kuchlarga bardosh beradi.

Qarshilik kuchlar foydali qarshilik kuchlar va zararli qarshilik kuchlarga bo'linadi.

Zararli kuchlar qarshiligiga bardosh berishi barcha mexanizm va mashinalarda joy olgan bunga ishqalanish kuchlar va atrof muhitning qarshilik kuchlari sabab bo'ladi.

Mashinaga kerakli energiyaning nisbiy miqdori foydali ish koeffitsienti bilan ifodalanadi va η (etta) harf bilan belgilanadi.

Foydali ish koeffitsienti bu foydali ishning (yoki quvvatning) sarflangan ishga nisbati:

$$\eta = A_{\phi} / A_e = P_{\phi} / P_e$$

Agar foydali ish koeffitsienti faqat mexanik yo'qotishlarni e'tiborga olsa unda F.I.K.ni mexanikaviy deb ataladi. F.I.K. lga yaqin bo'lsa, mashinaning unumdorligi shuncha oshadi.

Texnikada mashina va mexanizmlar ishlashida ularning ketma-ket ulanishi ko'p uchraydi. Bu holda mexanizmning umumiy F.I.K. ayrim mashina (mexanizmlar) F.I.K.ga bog'liq. Masalan, uchta mexanizmlar harakat qilsa va ularning F.I.K.lari η_1 ; η_2 ; η_3 . Mexanizmlar bajaradigan ish A bo'lsa va ularning foydali ishi A_f bo'lsa, unda bu mashinaning F.I.K. quyidagicha bo'ladi.

$$\eta = \frac{A_f}{A}$$

Bajarilayotgan A ishning bir qismi zarar qarshiliklarni engishga sarflanadi. Shuning uchun birinchi mexanizm bajargan foydali ish ikkinchi mexanizm bajargan foydali ishi $A_1 = A_f \cdot \eta_2$; uchinchi - $A_2 = A_f \cdot \eta_3$, shundan kelib chiqadi.

Mexanizmlarning foydali ish koeffitsientlari:

$$\eta_1 = \frac{A_{f_1}}{A}; \quad \eta_2 = \frac{A_{f_2}}{A}; \quad \eta_3 = \frac{A_{f_3}}{A};$$

Demak, ketma-ket ulangan bir nechta mexanizmlar umumiy F.I.K. quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n$$

bu formuladan ko'rinib turibdiki qancha ulangan mexanizmlar ko'p bo'lsa shuncha umumiy f.i.k. kichik bo'ladi.

Nuqta harakati miqdorining o'zgarish qonuni.

Massasi m bo'lgan A moddiy nuqta berilgan. A nuqta R kuchni ta'sirida tezlik bilan to'g'ri chiziqli harakat qiladi. R kuchning yo'nalishi harakat yo'nalishiga mos keladi.

Nuqta m massasini uning v tezligiga ko'paytmasiga moddiy nuqtaning harakat miqdori deyiladi.

$$q = mv$$

Harakat miqdorining o'lchov birligi

$$[q] = [m \cdot v] = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

Kuch bilan uning ta'sir etish vaqtining ko'paytmasiga teng bo'lib, yo'nalishi kuch yo'nalishi kabi bo'lgan vektor o'zgarmas kuch impulsi deb ataladi.

$$\vec{S} = \vec{F}(t_2 - t_1).$$

bu erda t_1 va t_2 -vaqtning boshlang'ich va oxirgi qiymatlari.

Impulsining o'lchov birligi

$$[S] = [F \cdot t] = H \cdot C = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}}$$

A nuqta o'zgarmas kuch ta'sirida to'g'ri chiziqli harakat qilayotgan hol uchun harakat miqdori qonunini o'rnatamiz. Nuqtaning tezlanishi o'zgarmas kattalik bo'lib, nuqta tekis harakatlanadi.

Tezlik formulasi quyidagicha:

$$v_2 = v_1 + at$$

v_1 - ni chap tomonga o'tqazib ikkala qismini "m" - moddiy nuqtaning massasiga ko'paytiramiz:

$$m v_2 - m v_1 = m \cdot at$$

Nuqta massasining tezlanishiga ko'paytmasi bu kuch bo'ladi, demak:

$$m v_2 - m v_1 = F \cdot t$$

Tenglikning chap tomonida bu vaqt t ichida harakat miqdorining o'zgarishi, o'ng tomonida – kuch impuls.

Shu asosida kelib chiqadiki: moddiy nuqtaning biror vaqt oralig'ida harakat miqdori o'zgarishi, shu vaqt oralig'ida ta'sir etuvchi kuch impulsiga teng.

8.4. Potensial va kinetik energiya.

Mexanikaviy energiya bu jismlarning ko'chish va o'zaro ta'sir energiyasi. Mexanikaviy energiyaning ikki turi bo'ladi: potensial va kinetik energiya.

Jismlar o'zaro ta'sir etish energiyasi potensial energiya deb ataladi. Har bir nuqta "h" balandligiga ko'paytirilganda bir qanday energiyaga ega bo'ladi bu energiya vaziyat energiyasi bo'lib potensial energiyasi deb ataladi. Potensial energiyaning o'lchovi bu nuqtaning erkin tushish paytida bajarilgan ish. Potensial energiya quyidagicha aniqlanadi:

$$P = G \cdot h,$$

bu erda P – potensial energiya, G – og'irlik kuchi
 h – balandlik

Moddiy nuqtaning massasi "m" bo'lib faqat og'irlik kuchi "G" ta'sirida tushganda, K_1 vaziyatda «h» balandlikda bo'lganda uning tezligi V_1 teng va potensial P_1 energiyaga ega.

K_2 vaziyatda nuqta "h" balandlikda bo'lib, tezligi V_2 ga kelganda potensial energiya P_2 teng. Og'irlik kuch ta'sirida nuqtaning tushushida quyidagi ish bajariladi:

$$A = G(h_1 - h_2) = Gh_1 - Gh_2 = P_1 - P_2$$

Kinetik energiya yoki harakatdagi energiya bu har bir moddiy nuqtaning harakatida hosil bo'ladigan energiya. Moddiy nuqtaning kinetik energiyasi nuqta massasining tezlik kvadrati ko'paytmasining yarimiga teng: ya'ni

$$K = m v^2 / 2$$

Kinetik energiya skalyar kattalik qiymati va har doim musbat (+).

Kinetik energiya birligi:

$$[K] = [m v^2] = [m] [v^2] = kg \cdot m^2 / s^2 = (kg \cdot m / s^2) \cdot m = N \cdot m = J$$

Har qanday jism bir qancha moddiy nuqtalardan iborat, shuning uchun jismning kinetik energiyasini barcha nuqtalarning kinetik energiyasining yig'indisiga teng:

$$K = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_i^2}{2}, \text{ bu erda } K - \text{ kinetik energiya}$$

m_i – ihtiyoriy nuqtaning massasi.

v_i – shu nuqtaning tezligi, n – nuqtalar soni.

Qattiq jismning turli harakatlardagi kinetik energiyasi.

Qattiq jismning uchta tur harakatlanishidagi kinetik energiyasini topamiz.

1. Jism ilgarilanma harakat qilsin. Jism ilgarilanma harakat qilganda jismning barcha nuqtalari bir xil tezliklarga ega, unda:

$$K_{uv} = \sum (m_i v_i)^2 / 2 = \frac{v^2}{2} \sum m_i \text{ yoki } K_{uv} = m v^2 / 2, \text{ demak ilgarilanma harakatda}$$

qattiq jismning kinetik energiyasi moddiy nuqtaning kinetik energiyalarining yig'indisiga teng bo'ladi.

2. Jism qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qilsa unda:

$$K_{av} = \sum (m_i v_i)^2 / 2 = \sum [m_i (\omega r_i)^2] / 2 = (\omega^2 / 2) \sum (m_i r_i^2) \text{ yoki } K_{av} = J \omega^2 / 2 -$$

bu erda J – jismning massasining aylanish o'qiga nisbatan inersiya momenti, ω – burchak tezligi.

Qo'zg'almas o'q atrofida aylanayotgan qattiq jismning kinetik energiyasi jism massasining aylanish o'qiga nisbatan inersiya momenti burchagiy tezlik kvadrati ko'paytmasining yarimiga teng.

3. Jism tekis parallel harakat qilsin. Kinematikadan ma'lumki, tekis – parallel harakatni ikki harakatga ajratish mumkin: biror qutb bilan ilgarilanma harakat va qutb atrofidagi harakatga.

Tekis parallel harakatdagi kinetik energiya ilgarilanma harakat va qutb atrofidagi aylanma harakatning kinetik energiyasi yig'indisidan iborat bo'ladi:

$$K_{uv, av} = K_{ilg} + K_{av} = \frac{m v^2}{2} + \frac{J \omega^2}{2}$$

Bir jinsli jismlarning inersiya momentlari.

Har bir jism massasining inersiya momenti quyidagi formula bilan aniqlanadi:

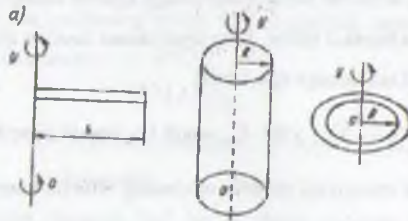
$$J = \sum m_i r_i^2$$

Inersiya momentining o'lchov birligi quyidagicha aniqlanadi:

$$[J] = [mr^2] = [m] \cdot [r^2] = \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

Oddiy jismlarning biror o'qqa nisbatan energiya momentlarini hisoblash uchun formulalarni keltiramiz.

1. Bir jinsli sterjen uchun sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lgan va uning uchi orqali o'tadigan o'qqa nisbatan (Rasm 8.6. a).



Rasm 8.6.

$$J_x = \frac{m\lambda^2}{2}$$

Bu erda m - sterjen massasi, λ - sterjenning uzunligi.

Bir jinsli sterjen uchun uning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan

$$J_x = \frac{m\lambda^2}{12}$$

Bir jinsli silindr uchun (Rasm 8.6. b)

$$J_x = \frac{mD^2}{8}$$

Bu erda m -silindring massasi D - silindring diametri

Aylanma yoki yupqa xalqa uchun qalinligi hisobga olinmaganda (Rasm 8.6. v).

$$J_x = \frac{mD^2}{4}$$

Nazorat savollari:

1. Dinamikada nima o'rganiladi?
2. Dinamikaning 1 va 2 qonunlarini aytib bering.
3. Dinamikaning 3 va 4 qonunlarini aytib bering.
4. Inersiya kuchi nima va formulasini yozib bering.
5. Ish nima?
6. Quvvat nima va uning formulasini yozib bering.
7. Foydali ish koeffitsienti nima va uning formulasini keltiring.
8. Potensial energiya nima va qanday aniqlanadi?
9. Kinetik energiya nima, uning formulasini va birligini yozib bering.
10. Jismlarning inersiya momentlarini aniqlash formulasini yozing.

II bo'lim

9 bob. Materiallar qarshiligi asoslari.

Mashina va mexanizmlar ishlash jarayonida har qanday konstruksiya elementlarida tashqi kuchlar ta'sirida ma'lum darajada dastlabki o'lchamlari va shakli o'zgaradi, natijada mashina va mexanizmlarni ishdan chiqishga olib keladi. Bunday hol ruy bermasligi uchun har bir elementning materiali va ko'ndalang o'lchamlari to'g'ri tanlanishi kerak. Materiallar qarshiligida inshootlar elementlarini va mashinalarni mustahkamlikka, bikrilikka va ustivorlikka hisoblash, zarur bo'lgan zo'riqish va deformatsiyalarni aniqlash uslublari o'rganiladi.

9.1 Umumiy tushunchalar

Mustahkamlik bu tashqi kuchlar ta'sirida konstruksiya va uning elementlari buzilmay bardosh berish qobiliyati.

Bikrlik bu konstruksiya va uning elementlari dastlabki o'lcham va shaklini o'zgartirmaslikka qarshilik ko'rsatish qobiliyati.

Ustivorlik – tashqi kuch ta'sirida konstruksiya va uning elementlarining ma'lum dastlabki muvozanatini saqlab qolish qobiliyatidir.

Konstruksiya elementlarining mustahkamligini, bikrligini va ustivorligini hisoblashini soddalashtirishda materiallar hossalari uchun quyidagi asosiy farazlar e'tiborga olinadi:

1. Hamma jismlar mutloq elastik deb faraz qilinadi.

2. Konstruksiyani tayyorlashda qo'llanadigan material bir jinsli deb hisoblanadi.

3. Hamma jismlar tuzilishi yaxlit, uning ichki tuzilishi yoriqlar va boshqa nuqsonlar yo'q deb faraz qilinadi.

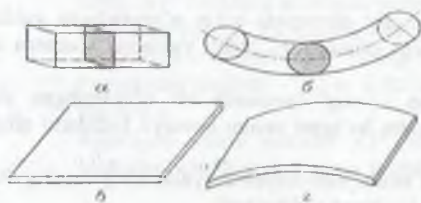
4. Materiallar izotrop, ya'ni ular hamma yo'nalishlarda bir fizik-mexanik hossalarga ega deb qabul qilinadi.

5. Sen Venan prinsipi. Bu prinsipga asosan tekshirilayotgan kesimning deformatsiyasi va zo'riqishi shu yuzadan ma'lum darajada uzoqlikda joylashgan tarqoq kuchning ta'siri xarakteriga bog'liq emas. Shuning uchun uni bitta teng ta'sir etuvchi kuchga keltirib olinadi.

Materiallar qarshiligida konstruksiya elementlarining tuzilish turlari uchta geometrik shaklga keltirilgan: g'o'la (brus), plastinka va qobiq.

G'o'la – ko'ndalang kesim o'lchamlari uzunlik o'lchamlariga qaraganda juda kichik bo'lgan konstruksiya qismlariga aytiladi.

G'o'la o'qi – ko'ndalang kesimlarining og'irlik markazlarini tutashtiruvchi chiziq. G'o'lalar to'g'ri chiziqli va egri chiziqli bo'ladi. (Rasm 9.1-a,b)



Rasm 9.1

O'qi to'g'ri chiziqli g'o'la sterjen deb ataladi. Hisoblashda odatda etarlicha biki bo'lgan o'zgarmas kesimli to'g'ri chiziqli g'o'lalar olinadi.

Qobiq bu bir – biriga yaqin joylashgan ikki egri chiziqli sirt bilan cheklangan jam (rasm 9.1.-v,g). Yassi qobiklarga plastina deyiladi.

Musiv bu uchta o'lchamlari bir xil tartibda bo'lgan konstruksiya qismlariga aytiladi. Bunday konstruksiya qismlariga imorat fundamentlari, ko'priklar tayanchlari kiradi.

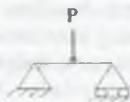
9.2. Tashqi va ichki kuchlar. Kesish metodi.

Materiallar qarshiligida konstruksiya elementiga ta'sir qiladigan tashqi kuchlar yuklama deb ataladi.

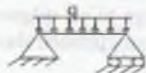
Yuklama jismga qo'yilgan uslubi bo'yicha sirtqi va hajmiy bo'ladi. Sirtqi kuchlar konstruksiya sirt qismlariga qo'yilgan bo'lib, ular to'plangan va tarqoq kuchlarga bo'linadi.

To'plangan kuchlar – katta bo'lmagan yuzalarga (elementning o'lchamlariga nisbatan) ta'sir etuvchi kuch.

Xisob olib borishda to'plangan kuchni nuqtaga quyilgan deb xisoblanadi. To'plangan P kuchning o'lcham qiymati – N (nyuton).



Tarqoq kuchlar – yuzaning yoki chiziqlarning biror qismiga uzliksiz ta'sir qilgan kuchlar.



Tarqoq kuchlar "q" bilan belgilanadi va N/m da o'lchanadi.

Hajmiy kuchlarga og'irlik kuchlar, magnit kuchlar kiradi. Hajmiy kuchlar jismning butun hajmiga tarqaladi va uning har bir nuqtasiga qo'yiladi.

Kuch bir nuqtaga qo'yilgan yoki tarqoq bo'lishidan qat'iy nazar statik yoki dinamik bo'lishi mumkin.

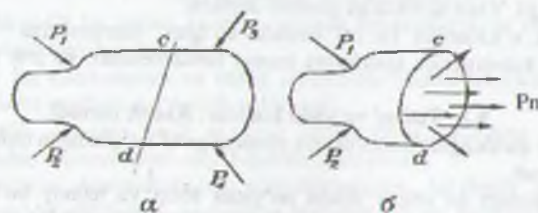
Statik yuklama – vaqt davomida sekin o'zgaradigan yuklama (bu hollarda inersiya kuchlari e'tiborga olinmaydi). Statik yuklamalar odatda doimiy deb qabul qilinadi.

Dinamik yuklama – vaqt davomida tez o'zgaradigan yuklama. Dinamik yuklanishda tezlanish katta bo'lgani uchun inersiya kuchlarni albatta hisobga olish kerak.

Tashqi kuchlar ta'sirida jism deformatsiyalanadi (jismning shakli o'zgaradi) va uning kesimlarida ichki kuchlar hosil bo'ladi.

Ichki kuchlar esa dastlabki shaklini va hajmini saqlab qolishiga intiladi. Jismning ichki kuchlarni aniqlash uchun kesim usulidan foydalaniladi.

Jismga ko'yilgan kuchlar sistemasi P_1, P_2, P_3, P_4 ta'sirida jismning cd kesimida ichki kuchlari hosil bo'ladi, natijada jism muvozanatda bo'ladi. (Rasm 9.2a,b)



Rasm 9.2.

Jismning biror kesimidagi ichki kuchlarni topish uchun – quyidagilar bajarilish kerak:

1. Jismning biror nuqtasida zo'riqish kuchini topish uchun kesim shu nuqtada o'tuvchi tekislik bilan fikran kesilib, ikkita qismga ajratiladi.

2. Ajratilgan qismlardan biri, masalan, o'ng tomoni tashlab yuborib, chap tomoni qoldiriladi – qolgan qismning muvozanati buziladi.

3. Tashlangan qismining qolgan qismiga ilgari ko'rsatgan ta'siri cd kesimda ko'rsatgan kuchlar bilan almashtiriladi, bu kuchlar kesim yuzi bo'yicha taqsimlanadi (rasm 9.2b) ular kesimning har bir nuqtasiga qo'yilgan bo'lishi kerak bu bilan birga jismning qoldirilgan qismning muvozanati tiklanadi.

4. Koldirilgan chap qismning muvozanat sharti yoziladi.

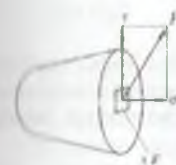
Agar brusning qoldirilgan qimsiga ta'sir qilgan hamma kuchlar bir tekislikda bo'lsa statikaning quyidagi muvozanat tenglamalaridan foydalanish mumkin:

$$\sum X = 0 \quad \sum M = 0$$

$$\sum Z = 0$$

9.3 Kuchlanishlar.

Yuqorida ichki kuchlar kesim yuzasiga bir tekis taqsimlangan bo'lib, bu yuzaning har bir nuqtasiga qo'yilgan deb faraz qilgan edik. Agar kesimdan cheksiz kichik maydoncha ajratsak u xolda ichki kuchlar kesimining hamma nuqtalarida ta'sir qiladi deb hisoblab, bu yuzachaga ham cheksiz kichik kuch to'g'ri keladi deyish mumkin.



Ichki ΔP kuchning ajratilgan yuzachasini ΔF yuziga nisbati o'rtacha kuchlanish deyiladi va R_{ur} bilan belgilanadi (Rasm-9.3) Uning qiymati quyidagi formuladan topiladi $P_{ur} = \Delta R / \Delta F$

Rasm 9.3

Ajratilgan kichik yuzacha ΔF nolga intilganda shu nuqtadagi kuchlanish haqiqiy kuchlanish deb ataladi va

quyidagicha topiladi:

$$P = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}$$

Umumiy holda, ayni ΔF yuzachadagi kuchlanish (ΔP) ikkita tashkil qilmishiga: biri maydonga perpendikulyar bo'lib, – normal kuchlanish deb ataladi va σ (yunon) harfi bilan belgilanadi, va ikkinchisi yuzacha tekisligida yotib urunma kuchlanish deb ataladi

τ (yunon) bilan belgilanadi. To'la kuchlanish quyidagiga teng:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$$

bu erda σ va τ normal va urinma kuchlanishlar.

Nazorat savollari

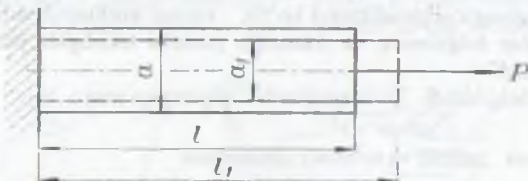
1. Mustahkamlik nima?
2. Birklik va ustivorlik nima?
3. Konstruksiya elementlarini mustahkamlikka hisoblashda anisotropiyani farazlarni keltiring.
4. G'ovla, qobiq, massiv deb qanday konstruksiyalarga aytiladi?
5. Tashqi va ichki kuchlarni ifodalab bering.
6. Tirqoq va to'plangan kuchlar qanday birlikda o'lchanadi?
7. Kesish usulini ifodalab bering.
8. Statik va dinamik yuklanishlar nima bilan farq qiladi?
9. Kuchlanish turlarini keltiring.
10. To'la kuchlanish formulasini yozib bering.

10 bob. Cho'zilish va siqilish.

Sterjen qarama-qarshi yo'nalgan P kuchlar ta'sirida cho'ziladi yoki P kuchlar teskariga yo'nalsa, sterjen siqiladi. Sterjenning ko'ndalang kesimida bo'ylama zo'riqish kuchlar N paydo bo'ladi ($N=P$) Bo'ylama kuch cho'zilishga sabab bo'lganda musbat(+), siqilishga esa manfiy (-) hisoblanadi.

10.1. Deformatsiyalar. Guk qonuni.

Inshoat elemenlariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar ularni cho'zilish, siqilish, siljish, buralish, egilish deformatsiyalarga olib keladi.



Rasm 10.1

Sterjen cho'zuchan kuchlar ta'sirida cho'ziladi va uning uzunligi oshadi. Agar sterjen siqilsa uzunligi kamayadi (Rasm 10.1).

Sterjenning dastlabki uzunligi l , deformatsiya paytidagi uzunligi l_1 bo'lsa, uning butun uzunligining to'la o'zgarilishi $\Delta l = l_1 - l$ bo'ladi va bu sterjenning mutloq bo'ylama deformatsiyasi deb ataladi.

Mutloq bo'ylama deformatsiyasining qiymati sterjenning dastlabki uzunligiga nisbati $\epsilon = \frac{\Delta l}{l}$ nisbiy bo'ylama deformatsiya deb ataladi. Bu miqdor sterjenning dastlabki uzunligi qancha cho'zilganligini belgilaydi.

Sterjen cho'zilganda eniga torayadi bu hildagi deformatsiya mutloq ko'ndalang toraish deb ataladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\Delta a = a - a_1$$

Mutloq ko'ndalang toraishini sterjenning dastlabki eni nisbatiga nisbiy ko'ndalang deformatsiya deyiladi va ϵ' bilan belgilanadi :

$$\epsilon' = \frac{\Delta a}{a}$$

Tajribalar shuni ko'rsatadiki ko'ndalang deformatsiyaning " ϵ " bo'ylama deformatsiyaga nisbati o'zgarmas son bo'lib u faqat sterjenning materialiga bog'liqdir. Bu nisbatning absolyut qiymati " μ " bilan belgilanadi va Puasson ko'effitsienti deb ataladi.

$$\mu = \frac{\epsilon'}{\epsilon}$$

$\mu = 0,25 \div 0,3$ - pulatlar uchun

$\mu = 0,3 \dots 0,35$ - alyum qotishmalar uchun

$\mu = 0,35$ - mis qotishmalar uchun

Sterjenning ta'sir etuvchi kuchlar va hosil bo'ladigan deformatsiyalar orasida bog'lanish bor. Shu bog'lanishni Robert Guk ingliz fizigi 1669y aniqlagan, shuning uchun bu qonun Guk qonuni deb ataladi.

Cho'zuvchi kuch bilan mutloq cho'zilish orasida to'g'ri proporsionallik bog'lanishini Guk quyidagicha ifodalagan:

$$\Delta l = \frac{P \cdot l}{E \cdot F} \quad \text{bu erda } P - \text{cho'zish kuchi, } \Delta l - \text{mutloq cho'zilish}$$

l - sterjenning dastlabki uzunligi

E - sterjenning cho'zilish yoki siqilishdagi bikrligi

F - proporsionallik koeffitsienti yoki elastiklik moduli.

F - sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

Elastiklik moduli materialning qarshilik ko'rsata olish xususiyatini bildiradi va

cho'zilish o'lchov birligida ifodalanadi: $\left(\frac{N}{mm^2}\right)$ N- nyuton.

Sterjenning bikrligi bikrlilik koeffitsienti orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$C = \frac{EF}{l} \quad \text{- bunda } C - \text{bikrlilik koeffitsienti}$$

U koeffitsientning teskari qiymati moyillik koeffitsienti deyiladi va β bilan belgilanadi:

$$\beta = \frac{1}{C} = \frac{1}{EF}$$

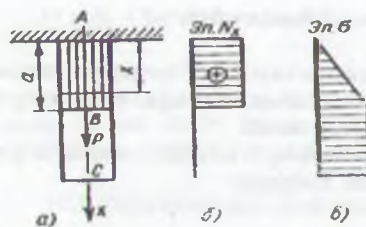
U tushunchalarni e'tiborga olib, Guk qonuning formulasini quyidagicha yozish mumkin: $\sigma = E \cdot \epsilon$. Tajribalar asosida po'latlar uchun $E = (2,0 \dots 2,2) \cdot 10^5 \text{ MPa}$ ($\text{MPa} = \text{N/mm}^2$)

10.2 Ko'chishlar.

Sterjenlar deformatsiyalanganda ularning ko'ndalang kesimlarining shu sterjen o'qi bo'ylab ko'chishlarini Δ yoki δ bilan belgilanadi.

Masalan, 10.2 shaklda ko'rsatilgan sterjenning faqat AB qismigina deformatsiyalanadi. BC qismi esa qattiq jism kabi ko'chadi holos. BC qismdagi barcha qismlarning ko'chishi AB qismning deformatsiyasiga teng bo'ladi:

$$\delta_c = \Delta_{AB} = \frac{P \cdot l}{EF}, \quad \text{bu erda } \delta_c - \text{sterjenning C- kesimining ko'chishi.}$$

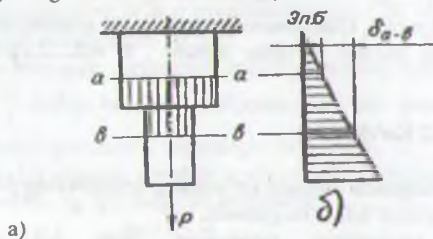


Rasm 10.2

Sterjen istalgan kesimining ko'chishi shu kesim bilan mahkamlangan kesim orasidagi qismi uzunligining o'zgarishiga teng bo'ladi. Sterjenning mahkamlangan joyidan «X» oraliqidagi kesimning ko'chishi (rasm 10.2a) quyidagi formuladan topiladi:

$$\delta_x = \Delta l_x = \frac{PX}{EF}, \text{ bunda } x \leq a$$

Sterjenning mahkamlangan joyidan «X» oraliqidagi kesimning ko'chishi $\delta_x = f(x)$ tarzda ifodalansa bu funksional bog'lanishning grafigi ko'chish epyurasi deyiladi. Demak, ko'chish sterjen o'qi bo'ylab to'g'ri chiziq qonuni bo'yicha o'zgaradi (rasm 10.2a). N kuchning epyurasi (rasm 10.2b)da ko'rsatilgan. Sterjenning ikki kesimi bir biriga nisbatan ko'chishi shu kesimlar orasidagi masofaning o'zgarishiga teng bo'ladi (rasm 10.3a,b)

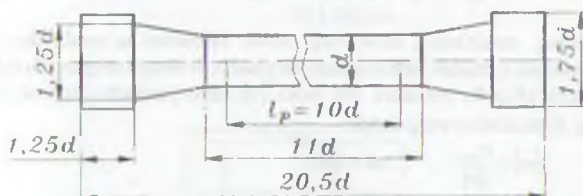


Rasm 10.3

10.3 Cho'zilish va siqilishda materiallarning mexanik hossalari

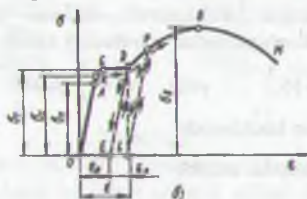
Inshoat detallari har xil materiallardan tayyorlanadi. Bu materiallar o'ziga hos xususiyatlarga ega. Materiallarning mexanikaviy xarakteristikalarini aniqlash uchun mahsus qurilmada cho'zilishga tajriba o'tqaziladi. Shuni aytib o'tish kerakki, bu usulda aniqlangan mexanikaviy xarakteristikalari: egilish, siljish va buralish holatlarda ham ko'llanadi.

Tajriba uchun mahsus namunalar tayyorlanadi (Rasm 10.4).



Rasm 10.4

Tajriba natijasida cho'zilish diagrammasi tuziladi (Rasm 10.5).



Rasm 10.5

Diagrammada (rasm 10.5) masofa OA-proporsionallik kuchlanish (σ_n) shu masofada A nuqtagacha material Guk qonuniga bo'ysunadi, ya'ni deformatsiya kuchga proporsional bo'ladi.

$$\sigma_n = \frac{P_n}{F_0} \quad F_0 - \text{namunaning yuzasi.}$$

P_n - (A nuqtaning) cho'zilish kuchi

Uzayish kuchning o'sishiga qarab deformatsiya intensiv oshib boradi. OA to'g'ri chiziq AC egri chizigiga aylanadi. Nuqta K - da namunada qoldik deformatsiya hosil bo'ladi - shuning uchun bu nuqtadagi kuchlanish elastik chegarasi deyiladi.

CD - uchastkasida deformatsiya doimiy bo'ladi, kuchlanish oquvchanlik kuchlanish deyiladi va kuyidacha aniklanadi :

$$\sigma_{sc} = \frac{P_{sc}}{F_0}, \text{ bu erda } P_{sc} - \text{shu uchastkadagi kuch}$$

F_0 - namunaning yuzasi.

Diagrammada B nuqta eng katta kuchlanishni ko'rsatadi. Bu kuchlanish materialning mustahkamlik chegarasi yoki vaqtli qarshiligi deyiladi va σ_s bilan belgilanadi :

$$\text{Maksimal kuchlanish } \sigma_s = \frac{P_{max}}{F_0}$$

σ_s - mustahkamlik chegarasi deyiladi

P_{max} - maksimal kuch.

10.4 Chegaraviy va ruhsat etilgan kuchlanishlar.

Konstruksiyaning emirilmay, uzoq vaqt havsiz ishlashni ta'minlaydigan eng katta kuchlanish ruhsat etilgan kuchlanish deyiladi. Ruhsat etilgan kuchlanish kvadrat qavslar ichiga olinadi, masalan, $[\sigma]$ yoki $[r]$ deb yoziladi. Ruhsat etilgan kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{ov}}}{[n]}, \quad \text{bu erda}$$

σ_{ov} - materialning chekli (havfli) kuchlanish qiymati.

$[n]$ - ruhsat etilgan ehtiyot ko'effitsienti.

Detal yoki konstruksiya havf-hatarsiz ishlashi uchun hosil bo'ladigan kuchlanish σ ruhsat etilgan kuchlanishdan oshmasligi kerak:

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{yoki} \quad \sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma]$$

$[\sigma]$ - Ruhsat etilgan kuchlanish;

$[\sigma] = \frac{\sigma_g}{[n]}$ - Mo'rt material uchun;

$[\sigma] = \frac{\sigma_t}{[n]}$ - Elastik material uchun

$[n]$ - Ruhsat etilgan ehtiyot ko'effitsienti

Agar $[\sigma] = \frac{N}{F}$ e'tiborga olinsa va $[\sigma]$ ma'lum bo'lsa, unda mustahkamlik shartidan F - kerakli yuzani topish mumkin:

$$F = \frac{N}{[\sigma]}$$

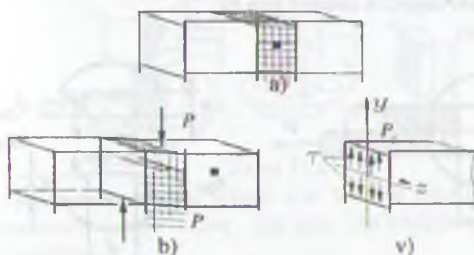
Nazorat savollari

1. Cho'zilish va siqilish qanday deformatsiyalar?
2. Guk qonuni formulasini yozib bering.
3. Materiallarning cho'zilish diagrammasini keltiring.
4. Ruhsat etilgan kuchlanishlarni ifodalab bering?
5. Siljish nima?
6. Siljishdagi Guk qonunini yozib bering?
7. Kesilishga ishlaydigan elementlarning mustahkamlik shartini yozib bering.

11 bob.

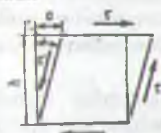
11.1 Siljish

Agar sterjenning ko'ndalang kesimiga faqat kesuvchi kuchlar P ta'sir etsa siljish deformatsiyasi hosil bo'ladi.



Rasm 11.1

Bu xolda (rasm 11.1.a,b,v)da ko'rsatilgan elementning qirralarida faqat umumiy τ kuchlanishlar hosil bo'lgani sababli siljish deformatsiya sof siljish deyiladi.



" α " - mutloq siljish (Rasm 11.2)

" γ " - siljish burchagi

$$\operatorname{tg} \gamma = \gamma = \frac{a}{h} \quad (1)$$

Rasm 11.2

Siljishdagi Guq qonuni. Berilgan sterjenning (rasm 11.1v) qoldirilgan o'ng tomonining muvozanati ko'rib chiqilsa quydagicha bo'ladi:

$\sum Y = 0$ kesimda faqat qirquvchi kuch ta'sir qiladi

$Q_v = R$, unda $\tau_r = \frac{Q_v}{F} = \frac{P}{F}$, F - kesim yuzasi.

Tajribalar asosida quyidagi formula siljish uchun elastik qonunini ko'rsatadi.

(2) $a = \frac{P \cdot h}{\sigma \cdot F} \tau$ - proporsionallik koeffitsienti, mahrajdagi τ x F - ko'paytma

siljishdagi kesimning birligi deyiladi. (1) va (2) tengliklar asosida:

$\tau = \sigma \cdot \gamma$ - bu formula siljishdagi Guq konunini ifodalaydi, bunda $\tau = \frac{E}{2(1 + \mu)}$, E - (elastiklik moduli), μ - Puasson koeffitsienti.

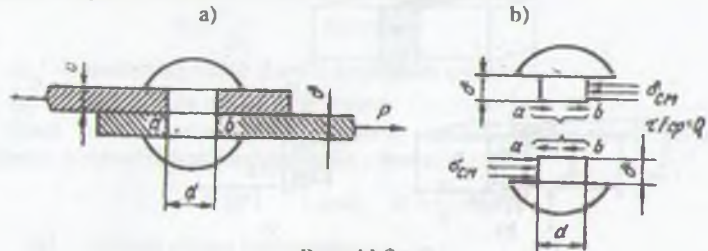
$\tau \approx 0,8 \times 10^4$ MPa - po'lat uchun

$\tau \approx 0,45 \times 10^4$ MPa - cho'yan uchun

11.2 Kesilish va ezilish

Umumiy tushunchalar. Mustahkamlik shartlari.

Metall konstruksiyalarni kesilishga ishlaydigan detallar bu parchin mihlar misol bo'lishi mumkin. Ta'sir etuvchi P kuchlarning biror qiymatida parchin mih ab kesim bo'yicha kesilishi mumkin (rasm 11.3a,b)



Rasm 11.3

Kesimida material konstruksiyaning alohida elementlari tutashgan joylarda eziladi. Masalan, parchin mihni ab tekislik bo'yicha kesishga intiluvchi P kuchlar teshiklar devorchalarining bosishi natijasida parchin mih sterjeniga beriladi. Bosish katta bo'lganda teshiklarning devorchalari yoki parchin mih sterjenining teshikka tegib turgan sirti ezilishi mumkin. Bosimning uzatilish maydonchalari bo'yicha mahalliy siqilish deformatsiyasi ezilish deb ataladi.

Maydonchalarda hosil bo'ladigan ezilish kuchlanishlari mahalliy hisoblanadi, elementlar tegishib turgan maydonchalardan uzoqlashgan sari ularning kattaliklari tez kamaya boshlaydi. Parchin mih kesimlarida P kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan kuchlanishlarning kattaliklarini aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz. Parchin mih sterjenini fikran ikki qismga bo'lib va sterjen qismlaridan birining mustahkamlik shartini tekshiramiz. (Rasm 11.3 b).

Tashqi kuch P list tomonidan sterjenga beriladi, ab kesim bo'yicha esa ichki elastiklik kuchlari ta'sir etadi, ab kesimda ichki elastik kuchlarning statik ekvivalentli ko'ndalang kuch Q bo'ladi, ab kesimda hosil bo'ladigan ko'ndalang kuch Q tashqi kuch P ni muvozanatlaydi va son bo'yicha unga teng bo'ladi. Urinma kuchlanishlar kesim bo'yicha bir tekis taqsimlanadi, deb taqribdan qabul qilsa bo'ladi:

$$\tau = \frac{P}{F_{kv}}$$

Kesilishga ishlaydigan elementlarning mustahkamlik sharti quyidagicha, ya'ni:

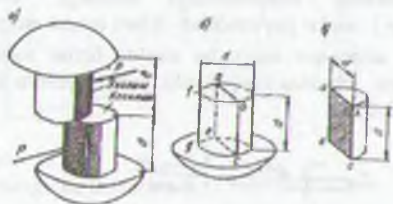
$$\tau = \frac{P}{F_{kv}} \leq [\tau_{kv}]$$

bu erda $[\tau_{kv}]$ -kesilishga ruxsat etilgan urinma kuchlanish

$$F_{kv} = \frac{md^2}{4} - \text{parchin mixning kesilish yuzasi}$$

Ruxsat etilgan kuchlanishni odatda $[\tau_{kv}] = (0,7 - 0,8) [\sigma]$ deb qabul qilinadi.

Bosim parchin mix sterjenga listdagi teshik tomonidan balandligi listning qalinligi δ ga teng bo'lgan yarim silindring yon sirti bo'yicha beriladi (rasm 11.4 a, b).



Rasm 11.4

Ezilish kuchlanishi yarim silindr sirti bo'ylab notekis taqsimlangan, lekin uning taqsimlanish qonuni aniq ma'lum bo'lmaganligi sababli hisoblash soddalashtirib bajariladi.

Ezilish maydonchasi sifatida yarim silindring diametral tekislikdagi proyeksiyasining yuzi, ya'ni abcd to'g'ri to'rt burchaklikning yuzi qabul qilinadi (rasm 11.4v).

Konstruksiya elementlari ezilishga quyidagi formula bo'yicha tekshiriladi:

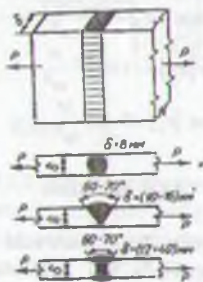
$$\sigma_{\pi} = \frac{P}{F_{\pi}} \leq [\sigma_{\pi}].$$

Bu erda F_{π} - ezilish yuzi, $[\sigma_{\pi}]$ - ezilishdagi ruhsat etilgan kuchlanish, $[\sigma_{\pi}] = (1.7 - 2.2)[\sigma]$ deb qabul qilinadi.

11.3 Payvand birikmalarni hisoblash.

Payvandlashning asosan ikki usuli bor: biri uchma-uch payvandlash, ikkinchisi ustma-ust payvandlash.

Uchma-uch payvandlash ko'p qo'llaniladi (rasm 11.5)



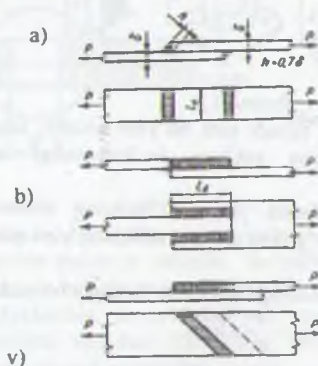
Rasm 11.5

Uchma-uch payvandlangan ko'ndalang chokning mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma = \frac{P}{l \cdot \delta} \leq [\sigma]$$

Bu erda l - chokning hisoblashdagi uzunligi, δ - payvandlanadigan elementlarning qalinligi, $[\sigma]$ - elektr payvandlash uchun ruhsat etilgan kuchlanish.

Payvandlashning ustma-ust usuli: bu usulda listlar valiksmon chok bilan payvandlanadi. Valiksmon choklar cho'zuvchi yoki siquvchi kuchga ko'ndalang yo'nalgan bo'ladi (rasm 11.6)



Rasm 11.6

Valiksmon chokning mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\tau = \frac{P}{1.4 \cdot l \cdot \delta} \leq [\tau], [\tau_s] - \text{elektr payvand chokning kesilishga ruhsat etilgan kuchlanish.}$$

Po'lat Cт3 markali elektr vositasida payvandlanganda bo'ladigan chok uchun ruhsat etilgan kuchlanishlarini quyidagi qiymatlari qabul qilinadi:

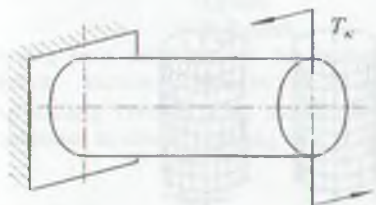
$$\text{cho'zilish uchun } [\sigma_s] = 10^8 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{siqilish uchun } [\sigma] = 11 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

$$\text{kesilish uchun } [\tau] = 8 \cdot 10^7 \frac{N}{m^2}$$

11.4. Buralish

Valning ko'ndalang kesimida faqat burovchi moment ta'sir qilsa buralish deformatsiyasi hosil bo'ladi (Rasm 11.7). Val buralishga ishlaydigan sterjen. Valning mustahkamligini tekshirish, uning havfli kesimini topish uchun burovchi momentning o'zgarishini ifodalovchi grafik chizish kerak. Bunday grafik burovchi moment epyurasi deyiladi. Agar valning ko'ndalang kesimi yuzasi o'zgarmas bo'lsa, bu holda xavfli kesim deb eng katta burovchi moment ta'sir etgan kesimga aytiladi. Burovchi momentning aylanish



Rasm 11.7

yo'nalishi quyidagicha ifodalanadi.

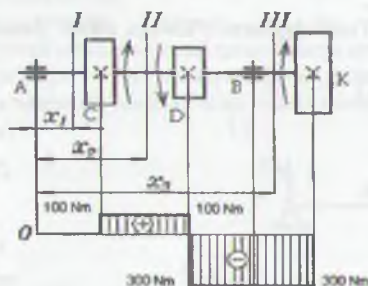
Muvozanat xolati tekshirilayotgan val kesilgan bo'lagining kesimiga tik qaratilganda ichki burovchi moment soat strelkasi aylanishi bo'yicha ta'sir etsa, musbat (+) ishorada, aksincha, manfiy (-) ishorada olinadi.

Masalan: Tasmali valni olamiz (transmission val). Bu valga uchta shkiv o'rnatilgan (rasm 11.8). Shkivlardagi burovchi momentlari $T_1 = 100 \text{ Nm}$, $T_2 = 400 \text{ Nm}$, $T_3 = 300 \text{ Nm}$. Uchastkalarga bo'lamiz I, II, III.

AS I uchastka $T_k = 0$

SD II uchastka $T_k = T_1 = 100 \text{ m}$.

DK III uchastka $T_k = T_1 - T_2 = 100 - 400 = -300 \text{ Nmm}$.

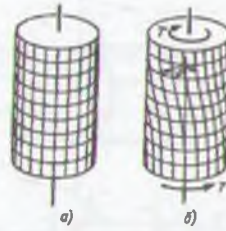


Rasm 11.8

11.5 Deformatsiyalar.

Agar dumaloq kesimli sterjenning yon sirtiga to'rt chizsak (Rasm 11.9 a.b) buralishdan keyin silindrning yasovchilari katta qadamli chiziqlarga aylanadi. Bir kesim boshqa kesimga nisbatan aniq burchakga buraladi, bu burchak buralish burchagi deyiladi va φ bilan belgilanadi:

$$\varphi = \frac{T_k \cdot l}{G \cdot I_p}, \text{ bu erda } I_p - \text{qutb inersiya momenti.}$$



Rasm 11.9

Kuchlanishlar. Buralishda kuchlanish quyidagiga $\tau = \frac{T \cdot \rho}{I_p}$ teng.

Agar $\rho = r$ unda :

$$\tau_{\max} = \frac{T \cdot r}{I_p}, \text{ yoki } \tau_{\max} = \frac{T_k}{W_p} \text{ bu erda } W_p = \frac{I_p}{r}$$

Agar val kesimi yaxlit kesim bo'lsa :

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0.2d^3 - \text{qutb qarshiligi momenti.}$$

Buralishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\tau_{\max} = \frac{T_k}{W_p} \leq [\tau_s], \quad [\tau_s] = (0.5 - 0.6)[\sigma_s], \quad [\sigma_s] - \text{cho'zilishdagi ruhsat}$$

etilgan kuchlanish. Yuqoridagilarni e'tiborga olgan holda val diametrini topish

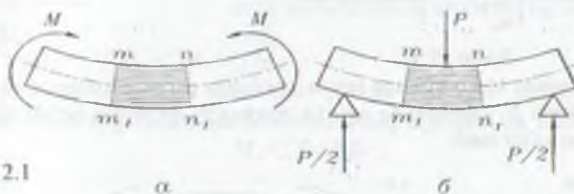
mumkin: $d = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0.2[\tau_s]}}$

12 bob

12.1. Egilish

Mexanizmlarning ko'p detallari yoki bu detallarning elementlari bo'ylama o'qlarga perpendikulyar kuchlari ta'sirida bo'ladi. (rasm 12.1 a,b).

Bu holda ko'ndalang kesimda ichki momentlar (egilish momentlari) hosil bo'ladi. Bunday yuklanish ta'sirida brusning to'g'ri chiziqlik geometrik o'qi egri chiziqqa aylanadi.



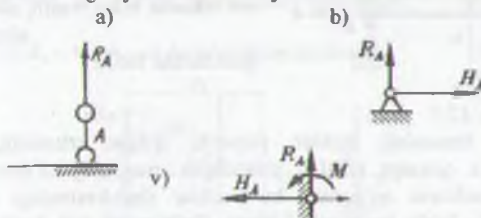
Rasm 12.1

Sterjenning deformatsiyasi – egilish deyiladi va bunday sterjen balka deb ataladi.

12.2 Balka tayanchlarini turlari

Balka tayanchlari uch turiga bo'linadi:

1. sharnirli qo'zg'aluvchan tayanch - bunday tayanchlarda tik yo'nalgan vertikal reaksiya hosil bo'ladi.
2. ko'zg'almas sharnirli tayanch – bu xildagi tayanch reaksiyalarini hamma vaqt vertikal va gorizontaal tuzuvchilarga ajratish mumkin.
3. Qistirib mahkamlangan - bunday tayanchlarda umuman vertikal R va gorizontaal H yasovchilarga ajraluvchi reaksiya bilan reaktiv moment hosil bo'ladi.



Rasm 12.2

Tayanch reaksiyalarini aniqlash

Agar sistema tekis sistema bo'lsa tayanch reaksiyalari statikaning quyidagi muvozanat tenglamalaridan foydalaniladi.

$$\sum M_s = 0 \quad \sum X = 0 \quad \sum Z = 0$$

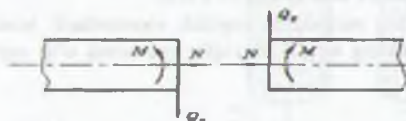
Agar yuklanish sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lsa, tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun ikkita tenglama qoladi:

$$\sum M_s = 0 \quad \sum Z = 0$$

“a” xarfi balka tayanchlaridan biriga tegishli nuqtani ifodalaydi.

12.3 Egilishdagi ichki kuchlar.

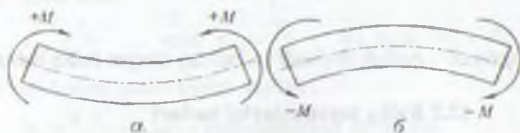
Tashqi kuchlar ta'sirida balkalarning xar bir ko'ndalang kesimlarida ichki kuchlar xosil bo'ladi. Ichki kuchlar uch turga bo'linadi:



1) kesuvchi kuch Q_s ko'ndalang kesim tekisligiga ta'sir etib, uning og'irlik markazidan o'tadi.

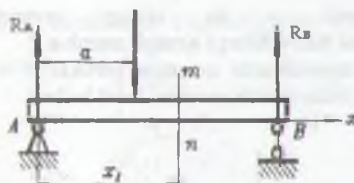
Rasm 12.3

- 2) eguvchi moment M ko'ndalang kesim tekisligiga perpendikulyar ta'sir etadi.
3) bo'ylama kuch N - kesimning og'irlik markaziga qo'yilgan bo'lib, kesim yuziga perpendikulyar ta'sir etadi.



Rasm 12.4

Rasm 12.4 da eguvchi moment brusning ustki tomonlarini siqib, pastki tomonlarini cho'zadi va ishorasi musbat (+) bo'ladi, teskarisi manfiy (-) bo'ladi.



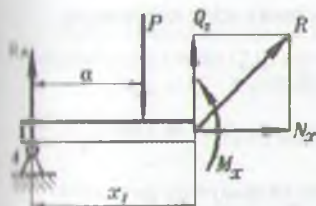
Istalgan ko'ndalang kesimidagi ichki kuchlarni bilish uchun kesish usulidan foydalanamiz, ya'ni : balkaning chap tayanchidan X_1 masofada mn tekislik bilan kesib, uni ikki bo'lakka ajratamiz. Ajratilgan qismlardan birini :

Rasm 12.5

(masalan, o'ng tomonini) tashlab yuborib, qolgan qismining muvozanatini tekshiramiz. Balka qismiga tashlab yuborilgan qismining ta'sirini topish uchun almashtiruvchi kuchlarni qo'yamiz, bu kuchlar shu kesimdagi ichki kuchlarga ekvivalent bo'ladi. Ichki kuchlardan birini ifodalovchi juft kuch momenti (M_x) eguvchi moment deyiladi.

Zo'riqish kuchini ifodalovchi bosh vektor (R) ni vertikal Q_s bilan gorizontal N_x ga ajratamiz - " Q_s " - kesuvchi kuch N_x - bo'ylama kuch deyiladi (rasm 12.6). Bu kuchlarni topish uchun balkaning qoldirilgan qismining muvozanatini tekshiramiz:

$$\begin{aligned}\sum X &= 0 \quad N_x = 0 \\ \sum Z &= 0 \quad Q_s + R_A - P = 0\end{aligned}$$



Rasm 12.6

$$Q_z = R_A - P \quad \sum M_a = 0 \quad R_A \cdot x - P(x-a) = 0 - M_x = 0$$

$$M_x = R_A \cdot x - P(x-a)$$

Demak, balka kesimida hosil bo'ladigan M_x eguvchi moment

balkaning qoldirilgan qismiga qo'yilgan kuchlardan kesim markaziga nisbatan olingan statik momentlarning algebraik yig'indisiga teng:

$$\sum M_x = \sum M_x = -\sum M_x$$

kesuvchi Q_z kuch balkaning qoldirilgan qismiga qo'yilgan hamma kuchlardan balkaning vertikal o'qiga tushirilgan proeksiyalarning algebraik yig'indisiga teng :

$$Q_z = \sum Z = -\sum Z$$

12.4 Epyuralar qurish.

Sterjenning mustaxkamligini aniqlash uchun ichki kuchlar maksimal qiymati ta'sir etayotgan kesimini topish kerak. Epyura-bu kesuvchi kuch va eguvchi momentning sterjenning markaziy o'qi bo'yicha o'zgarishini ko'rsatuvchi grafik.

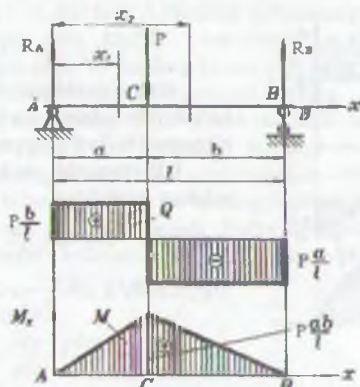
Epyuralarni tuzish tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlashdan boshlanadi. Sterjen uchastkalarga bo'linadi. So'ngra ixtiyoriy kesimi shu uchastkada ko'rib chiqiladi undan so'ng esa kesuvchi va eguvchi moment uchun tenglamalar tuziladi. Argument "X" ga ixtiyoriy qiymatlar beriladi va epyura ordinatalari aniqlanadi. Masalan, ikki tayanchli sterjenga F kuch ta'sir etadi.

$$\sum M_A = R_B \cdot \lambda - P \cdot a = 0 \text{ bundan o'ng tayanchda:}$$

$$R_B = \frac{R_A}{\lambda}$$

$$\sum Z = R_A - P + R_B = 0 \text{ bundan chap tayanchda:}$$

$$R_A = \frac{P \cdot b}{\lambda}$$



Rasm 12.7

Balkani uchastkalarga ajratamiz va har bir uchastka uchun tenglamalarni tuzamiz.

Birinchi AC uchastkada $0 \leq x_1 \leq a$ $Q_1 = R_A = \frac{P \cdot a}{l}$

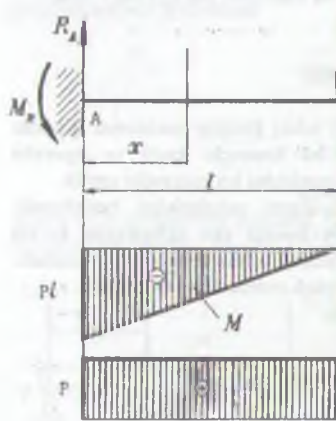
$M_1 = R_A \cdot x_1$, agar $x_1 = 0$ bo'lsa $M_1 = 0$, agar $x_1 = a$ unda $M(a) = P \cdot \frac{a \cdot a}{l}$

Ikkinchi CB uchastkada ($a < x_2 < l$)

$Q_1(x_2) = \sum P = P_A - P = P \cdot \frac{a}{l} - P = P \cdot \frac{a}{l} - \frac{P \cdot l}{l} = \frac{P \cdot (a - l)}{l} = -P \cdot \frac{a}{l}$

$M_1(x_2) = \sum M_c = P_A \cdot x_2 - P(x_2 - a) = P \cdot \frac{a}{l} \cdot x_2 - P(x_2 - a)$

Agar $x_2 = a$ $M_1 = P \cdot \frac{a \cdot a}{l}$, agar $x_2 = l$ $M_1 = 0 \cdot (l - a) = 0$



Konsol balkaga P kuch ta'sir etyapti (rasm 12.8), ta'sir etayotgan kuchlarning muvozanat tenglamasi tuzamiz.

$\sum M_A = -M_R + P \cdot l$ $\sum Z = R_A - P = 0$
 $M_A = P \cdot l$ $R_A = P$

A nuqtadan X-masofadagi kesimning eguvchi kuchlanishini aniqlaymiz.

$M_X = -M_R + R_A \cdot X$

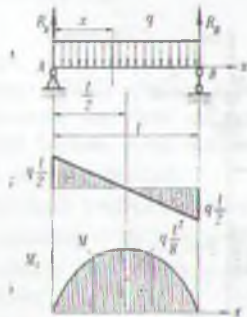
M_R va R_A qiymatlarni e'tiborga olsak:

$M_X = -P \cdot l + P \cdot x = -P \cdot (l - x)$

Agar $x=0$ va $x=l$ unda $M_A = M_{x=0} = -P \cdot l$

$M_B = M_X = 0$ $l = 0$

Rasm 12.8



Rasm 12.9

Balka qistirilgan tomonida moment katta bo'ladi. F-ko'ndalang kuch balka uzunligi bo'yicha o'zgarmas bo'ladi va qiymati F ga teng bo'ladi.

Ikki tayanchli balkaga tekis taqsimlangan yukning intensivligi q ga teng. Tayanchdagi

reaksiyalar $R_A = R_B = \frac{q \cdot l}{2}$ Agar $x = x_1$ ($0 \leq x_1 \leq l$)

1) $Q_1(x_1) = R_A - q \cdot x_1 = \frac{q \cdot l}{2} - q \cdot x_1$

2) $M_1(x_1) = R_A \cdot x_1 - q \cdot x_1 \cdot \frac{x_1}{2} = q \cdot l \cdot \frac{x_1}{2} - \frac{q \cdot x_1^2}{2}$

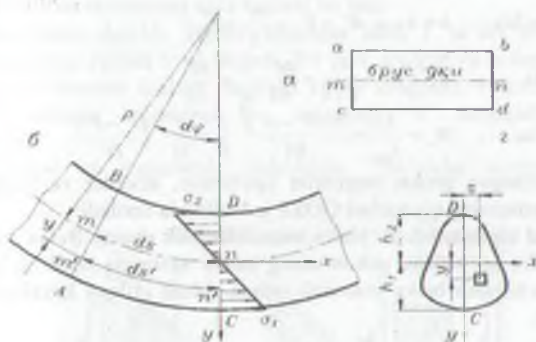
Shakl 12.9(b) kesuvchi kuch (1) tenglamaning epyurasi, ikkinchi (2) tenglamaning (shakl 12.9v) epyurasi. Shakl 12.9 parabola bo'ladi

Agar $x=0$ $M_y=0$, agar $x=l$ $M_y=0$, agar $x=l/2$ $M_y=q l^2/8$

12.5 Sof egilish va normal kuchlanishlar.

Balkaning biror uchastkasida eguvchi moment o'zgarmas va kesuvchi kuch nolga teng bo'lsa, balkaning shu uchastkasiga egilish - sof egilish deyiladi. Agar balkaning biror uchastkasida eguvchi moment o'zgarsa, kesuvchi kuch nolga teng bo'lmasa, bu uchastkadagi egilish - ko'ndalang egilish deyiladi.

Rasm 12.10



Rasm 12.10

Rasm 12.10a - sof egilgan balka deformatsiyagacha

Balka cho'zilsa AC va BD to'g'ri chiziklar deformatsiyadan keyin ham to'g'ri chiziqlicha qolib faqat juda kichik burchakka og'adi, demak balkaning deformatsiyagacha bo'lgan tekis ko'ndalang kesim yuzi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi. Bu holat tekis kesim gipotezasi deyiladi.

Balkaning qavariq tomonidagi "AC" tolasi cho'zilib, botiq tomonidagi "BD" tolasi siqiladi. Ular orasidagi "mn" tolaning uzunligi o'zgarmaydi. Balkaning cho'zilmagan hamda siqilmagan bu tolalari yotgan qatlam - neytral qatlam deyiladi. Neytral qatlam tekisligi bilan balkaning ko'ndalang kesim tekisligi kesishgan chiziq mazkur kesimining neytral o'qi deb ataladi. Balka egilganda har bir ko'ndalang kesim o'z neytral o'qi atrofida aylanadi. Rasm 12.10 b da ko'rsatilgan ds ni topamiz :

$$ds = \rho \cdot d\varphi \quad ds' = (\rho + y)d\varphi$$

Yoyning nisbiy uzashi:

$$\epsilon = \frac{ds' - ds}{ds} = \frac{(\rho + y)d\varphi - \rho d\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}$$

Guk qonuni bo'yicha neytral o'qdan y-masofada qatlam kuchlanishi quyidagicha bo'ladi:

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

Agar $y=0$ bo'lsa, $\sigma=0$, $y=y_{\max}$ bo'lsa, $\sigma=\sigma_{\max}$

Tajriba va nazariya asosida

$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_x}$ - bu erda W_x ko'ndalang kesim yuzining neytral o'qqa nisbatan

qarshilik momenti.

Agar balka kesimi :

1) To'rtburchaklik bo'lsa:

$$W_x = \frac{I_x}{h/2} = \frac{bh^3}{6} \quad "b" - \text{asosi, } "h" - \text{balandligi}$$

$$2) \text{ Kvadrat bo'lsa: } b=h=a \quad W_x = W_y = \frac{bh^3}{6} = \frac{a^3}{6};$$

$$3) \text{ Doira bo'lsa: } W_x = W_y = \frac{I_x}{d/4} = \frac{\pi d^4}{64} \cdot \frac{2}{d} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$4) \text{ Halqa bo'lsa: } W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \cdot \frac{2}{D} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32D}$$

Po'latdan tayyorlangan prokat buyumlar (qo'shtavr, shveller va boshqalar) uchun qarshilik momentlarining qiymatlari GOST jadvalarida beriladi.

Balkalarning normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti. Balka materiali tashqi kuchga qarshilik ko'rsatishi uchun uning havfli kesimida hosil bo'ladigan maksimal normal kuchlanish balka materiali uchun ruhsat etilgan kuchlanishdan ortib ketmasligi kerak.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (1)$$

Bu formula asosida quyidagilarni topish mumkin:

$$M_{\max} \leq [\sigma] W_x, \quad W_x > \frac{M_{\max}}{[\sigma]} \quad (2)$$

Topiladigan kesimning shakliga qarab yuqoridagi formulalar asosida topilgan qarshilik momenti (W_x) ning qiymatiga ko'ra balkaning ko'ndalang kesim o'lchamlari standart jadvaldan olinadi.

Nazorat savollari

1. Buralish deformatsiyasi qachon hosil bo'ladi?
2. Buralishdagi mustahkamlik shartini yozib bering.
3. Egilish nima?
4. Balka tayanchlarini keltiring.
5. Egilishdagi ichki kuchlarning turlarini keltiring.
6. Epyura nima va qanday tuziladi?
7. Sof egilish nima?
8. Doiraviy kesimli balka uchun qarshilik momenti formulasini yozib bering.
9. To'rtburchak kesimli balka uchun qarshilik momenti formulasini keltiring.
10. Balkalarning normal kuchlanishi bo'yicha mustahkamlik shartini keltiring.

13 bob

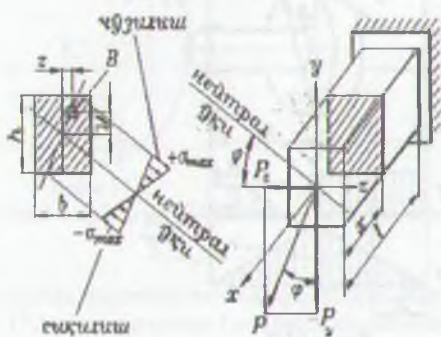
13.1 Murakkab qarshilik

Biz bungacha sterjenlar faqat bitta oddiy deformatsiyaga uchraydigan ya'ni o'qi chuziladigan yoki siqiladigan, buraladigan, ko'ndalangiga egiladigan qollarinigina ko'rib chiqlik.

Amalda, konstruktsiya va mashina elementlariga ko'pincha, ularning bir vaqtda ikki qil yoki bundan ortiq, deformatsiyalanishiga sabab bo'ladigan kuchlar ta'sir qiladi. Masalan, sterjenlar ba'zan bir vaqtning o'zida egiladi va cho'ziladi yoki siqiladi. Vallar bir vaqtning o'zida buraladi va egiladi – shunday deformatsiyaga qarshilik ko'rsatish xollarini – murakkab qarshilik deb ataladi. Murakkab qarshilik turlaridan biri bu sterjenning qiya egilishi bo'ladi.

Keltirilgan shaklda konsol sterjenga kuch F ta'siri ko'rsatilgan. Bunday yuklanishda qiya egilish xosil bo'ladi. Bir uchi qisilgan va uchiga F kuchi qo'yilgan to'g'ri to'rt burchak kesimli sterjenni ko'rib chiqamiz: F kuchi – bosh markaziy kuch. Ko'ndalang kesimdagi B nuqtadagi "x" masofadagi kuchlanishlarni aniqlaymiz:

Vertikal va gorizontal tekisliklar bo'yicha momentlar qo'yidagicha aniqlanadi:



Rasm 13.1

$$M_x = F_x \cdot x = M \cdot \cos \varphi$$

$$M_y = F_y \cdot x = M \cdot \sin \varphi$$

M – eguvchi moment, F_x va F_y – F kuchning tuzuvchilari

y va z koordinatali V nuqta uchun normal kuchlanishlar quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma = M_y \cdot z / I_y + M_x \cdot y / I_x \quad \text{yoki} \quad \sigma = M (z \cdot \sin \varphi / I_y + y \cdot \cos \varphi / I_x)$$

$$\alpha \text{ neytral o'qining qiyalik burchagi} \quad \operatorname{tg} \alpha = y_0 / z_0 = (-I_x / I_y) \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$\sigma_{\max} = M_y \cdot z_{\max} / I_y + M_x \cdot y_{\max} / I_x$$

(maksimal normal kuchlanish neytral o'qdan o'zaqroq joylashgan nuxtalarda bo'ladi).

Agar kesimlar to'rtburchak yoki dvutavr bo'lsa unda :

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y}$$

Egilish bilan buralish holati. Konstruksiya elementlari, masalan, vallar buralish va egilish holatida ishlaydi. Masalan: tishli uzatmaning vallari – burovchi va egilish momentlarini uzatib beradi. Natijada σ -normal va τ -urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi :

$$\sigma = M_x \cdot z / I_x,$$

$$\tau = T \cdot \rho / I_\rho$$

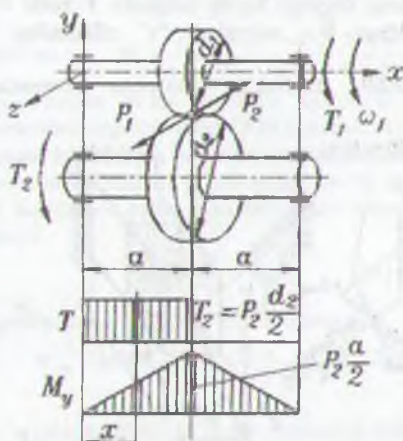
$$\sigma_{\max} = M_x / W_x,$$

$$\tau_{\max} = T / W_\rho = 2W_x,$$

Ekvivalent kuchlanishni topib

$$\sigma_{\text{ekv}} = \sqrt{\sigma^2_{\max} + 3\tau^2_{\max}} \quad \text{yoki} \quad \sqrt{M_x^2 + 0.75T^2} / W_x \leq [\sigma_s]$$

$W_x = 0.1d^3$ ushbu formuladan val diametri $d = \sqrt[3]{\frac{W_x}{0.1}}$ aniqlanadi .



Rasm 13.2

13.2 Bo'ylama egilish va ustivorlik.

Vertikal holatda pastki uchi kiritilgan sterjenning o'q bo'ylab siquvchi kuch ta'siridagi muvozanat holati ikki xil – ustivor va noustivor bo'ladi. Agar sterjen P kuch ta'sirida deformatsiyalanib o'zining vertikal holatini saqlasa va gorizontal yo'nalishda tashqi kuch ta'sirida ozgina egilib yana o'zining ilgari holatiga qaytsa u muvozanatda turgan - ustivor sterjen bo'ladi (rasm 13.1). Agar sterjenga gorizontal tekislik bo'ylab tashqi kuch ta'sir etgandan so'ng u o'z vertikal holatga qaytmasa yoki P kuchning ma'lum qiymatida vertikal xolatini buzib egila boshlasa, turg'unligi buzilgan yoki noustivor sterjen bo'ladi. (rasm 13.2)



Sterjenga qo'yilgan siquvchi kuchni sekin-asta ortirib borilsa uning ustivorligining buzilishiga to'g'ri kelgan eng kichik kuch kritik kuch deyiladi. Sterjenning kritik kuch tas'sirida tug'ri chiziqli muvozanat holatidagi ustivorligini yo'qotishi tufayli egilishi bo'ylama egilish deyiladi.

Rasm 13.1

Kritik kuchni Eyler (1744y)da isbotlab bergan va bu formula quyidagicha :

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

EI_{min} - yuzaning katta simmetriya o'qiga nisbatan birligi; l - sterjen uzunligi.



Rasm 13.2

Kritik kuch orqali kritik kuchlanishni topish mumkin:

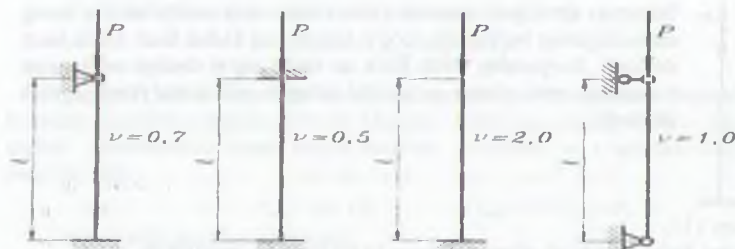
$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{F}$$

Kritik kuchni aniqlashda sterjenning qistirilgan shakliga (rasm 13.3) asosan quyidagi formuladan foydalaniladi:

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

ν - uzunlikning keltirish koeffitsienti;

- $\nu \cdot l$ sterjenning keltirilgan uzunligi



Rasm 13.3

Kritik kuchlanish quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi :

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

bu erda $v \cdot l / r_{min} = \lambda$ - sterjenning egiluvchanligi,

r_{min} - sterjen ko'ndalang kesimining minimal inersiya radiusi $r_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{F}}$

desak, unda kritik kuchlanishning formulasini soddalashtirilsa quyidagicha bo'ladi:

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

Kritik kuchlanish Eyler formulasi asosida topilgan kuch orqali aniqlanganda, sterjen ustivorligining buzilishi materialning elastiklik chegarasi tekshirganligi sababli formuladan quyidagi tengsizlik bajarilgandagina foydalanish mumkin. Kritik kuchlanish sterjen materialining proporsionallik chegarasidan kichik bo'lish kerak.

$$\sigma_{kr} \leq \sigma_s$$

bu erda, σ_s - sterjen materialining proporsionallik chegarasi va quyidagicha aniqlanadi :

$$\sigma_s = \pi^2 \frac{E}{\lambda^2} \quad \text{- bu formuladan sterjenning egiluvchanligi quyidagiga teng bo'ladi:}$$

$$\lambda \geq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_s}}$$

13.3 Siqilgan sterjenlarni ustivorlikka hisoblash.

Kritik kuch ta'sirida sterjen ustivorligini yo'qotish mumkin. Buning uchun siqilishga ishlayotgan sterjenning ustivorlik va mustahkamlik shartlari bajarilishi kerak:

$$\sigma_v = \frac{P}{F_{noma}} \leq [\sigma], \quad \sigma_s = \frac{P}{F_{noma}} \leq [\sigma]$$

$$[\sigma]_v = \frac{\sigma_{kr}}{n_s} \quad \text{sterjenlarni ustivorlikka hisoblashda ruhsat etilgan kuchlanish. } n_s$$

- ustivorlik uchun berilgan xattiyotlik koeffitsient F_{noma} - sof yuza;

$F_{\text{русс}} - \text{umumiy yuza}$

Sterjenlarning ustivorlikka aniqlangan ruhsat etilgan kuchlanish orqali quyidagi bog'lanishda olinadi:

$$[\sigma]_r = \varphi[\sigma]$$

bu erda, φ – mustahkamlik uchun berilgan asosiy ruxsat etilgan

kuchlanishni kamaytirish koeffitsienti;

φ – materialga asoslanib spravochnik jadvalidan tanlanadi.

(φ – koeffitsientni siqilgan sterjenlarni hisob qilish amaliyiga prof. Yasinskiy F.S. kiritgan).

Nazorat savollari

1. Murakkab qarshilik qanday deformatsiya?
2. Ustivor sterjen qanday bo'ladi?
3. Eylerning kritik kuch formulasini yozib bering.
4. Kritik kuchlanish qanday formula orkali topiladi?
5. Stejenlarni ustivorlikka hisoblashdagi mustahkamlik shartini keltiring.

III bo'lim. Mexanizmlar va mashina detallari
14 Bob. Mexanizmlar
14.1 Mashina va mexanizmlar. Umumiy ma'lumotlar

Mashinalarning tasnifi. Ishlab chiqarishda, kishi mehnatini engillashtirishda va unumdorlikni oshirishda mashinalarning o'rnini katta.

Mashinalar qo'llanishiga ko'ra quyidagi 3ta guruhga bo'linadi:

1. Energetik mashinalar – elektrik, issiqlik va x.k. energiyani mexanika ishga aylantiruvchi – elektrayuritgichlar, issiqlik va yaderyuritgichlar, kompressorlar, elektrgeneratorlar.

2. Texnologik mashinalar – ishlab chiqarish jarayonini bajarishda qo'llaniladi-masalan – to'qimachilik, poligrafiya, tikish, transport mashinalar.

3. Informatik mashinalar - kompyuterlar va kibernetik mashinalar (inson tafakkuri asosida ishlaydigan mashinalar, kibernetik mashinalar insonning ba'zi organlarining ishini ham bajaradi, masalan protez. Boshqarishga ko'ra qo'l boshqaruvli- distansion yarimavtomatik va avtomatik bo'ladi. Inson boshqaruvsiz ishlaydigan mashina mashina-avtomat deyiladi. Masalan, robot-kibernetik mashina-avtomat bo'lib dastur boshqaruvi bilan ta'minlanadi. Bir nechta mashina-avtomatlar o'zaro avtomatik transport uskunalar bilan birlashgan bo'lib va texnologik jarayonni bajarish uchun qo'llansa avtomatik chiziqni tashkil etadi.

Mexanizmlar va ularning vazifasi. Mexanizm-mashinaning qismi. Mexanizm bu bitta yoki bir nechta jismlarning berilgan harakatida qolgan jismlarni aniq qarakatlanishini ta'minlovchi sun'iy sistemadir.

14.2. Mashina va mexanizmlarga qo'yiladigan talablar.

Mashina va mexanizmlarga quyidagi asosiy talablar qo'yiladi: ishlash qobiliyati, ishonchlilik, texnologiklik, tejamlilik, ergonomikliklik.

Ishlash qobiliyati – mashina va mexanizmlar normativ-texnik hujjatlari bo'yicha belgilangan parametrlari va funksiyalarni normal bajarilishi.

Ishonchlilik – mashina o'z texnikaviy parametrlarini ish jarayonida ekspluatatsion ko'rsatkichlarga mosligini saqlab qolish xususiyatidir.

Texnologiklik – texnologik mashina ishlab chiqarishda, ekspluatatsiyada va ta'mirlashda minimal harajatlar talab etishi. Texnologik mashinalar avtomatik ishlab chiqarishga moslanishi va shu bilan birga konstruktiv elementlari yuqori bosqichli standartizatsiya va unifikatsiya xususiyatiga ega bo'lishi kerak.

Tejamlilik. Tejamlilikni baholashda shu mashinaning loyixalanishiga, ishlab chiqarilishiga, ekspluatatsiyaga, ta'mirlanishiga mablag'larni sarflash xisobiga olinadi.

Tejamlilikka erishish uchun mashinalarni ishlab chiqarishda qo'llaniladigan materiallar hajmini va energiyani sarflanishini kamaytirish hisobiga ekspluatatsiyada yuqori ishonchlilikda maksimal foydalanish ish koeffitsientiga ega bo'lish kerak.

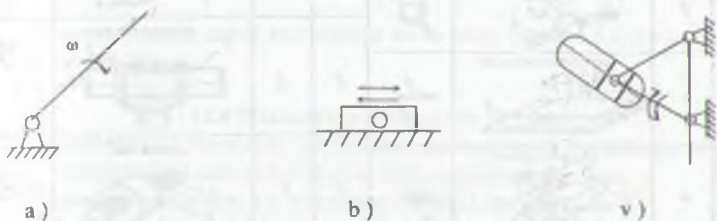
Ergonomiklik - Mashinaning tashqi ko'rinishi va boshqarish qulayligi, atrof muxitga ta'siri va x.k. Barcha detallarning chiroyli tashqi ko'rinishiga mashinaning tashqi ishlov berilishida katta o'rin oladi - bu mashina konstruksiyasining dizayini deyiladi.

14.3 Mexanizmlar tuzilishi.

Mexanizmlarning elementlari.

Zvenolar va kinematik juftlar. Mexanizm bu aniq harakatlanuvchi o'zaro bog'langan jismlar majmui. Har bir jism zveno (bo'g'in) deb ataladi. Bitta detal yoki bir nechta detallarni qo'zg'almas bog'lanishi zveno deb ataladi (tishli, g'ildirak, porshen, val va x.k.). Zvenolarning deformatsiyalanishi ularning harakatlanish tavsifiga ko'ra ajratiladi.

Agar zveno qo'zg'almas o'q atrofida to'liq aylansa, krivoship deb atadali, to'liq aylanmasa – (koromislo) ilgarilma – kaytma harakat qilsa zveno polzun deyiladi (rasm 14.1).



a - krivoship, b - polzun, v – kulisa.

Rasm 14.1

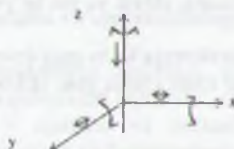
Ikki zvenoning biri ikkinchisiga nisbatan harakat qila oladigan birikmasi kinematik juft deyiladi. Zvenolar bir biri bilan nuqta, chizik va sirt bo'yicha tutashishadi (jadval 14.1).

Juftlar elementlari tutashish xarakteriga ko'ra quyi (zvenolar uzaro sirt bo'yicha tutashadi) va oliy (zvenolar uzaro chiziq yoki nuxta bo'yicha tutashadi).

Jadval 14.1

Ауфтор тип-типи	Босқичлар саны	Ауфтор тип-типи, атауы	Шартты белгілер	Ауфтор тип-типи	Босқичлар саны	Ауфтор тип-типи, атауы	Шартты белгілер
I	1	Шар - текше тис		II	4	Сферик бұрымақ	
II	2	Цилиндр - текше тис		I	5	Илгерілеткіш	
III	3	Сферик			5	Айланғыш	
IV	3	Текше тис текше тис		I	5	Валмен	
V	4	Цилиндрмен			5	Валмен	

Fazodagi qattiq jism 6 ta erkinlik darajasiga (6ta yo'nalishda harakatlanish imkoniyatiga ega bo'lib undan uchasi X, Y, Z o'klari bo'lab qolgan uchasi esa shu o'qlar atrofida aylanish yo'nalishida bo'ladi (rasm 14.2).



Rasm 14.2

Ya'ni, $N = 6 - S$ bu erda N – erkinlik darajasi

S – bog'lanish soni ($S = 1, 2, 3, 4, 5$)

Fazoda bog'lanmagan jismning erkinlik darajasi doim 6ga teng bo'ladi, ya'ni

$$N + S = 6 \quad \text{yoki} \quad H = 6 - S$$

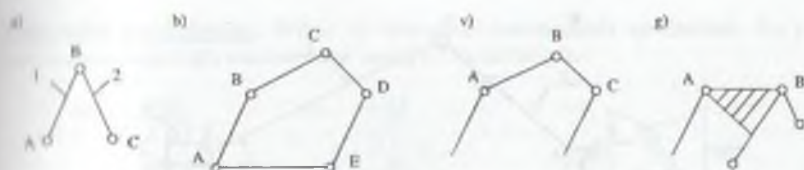
Agar $S = 6$ bo'lsa, ya'ni 6 tomonlama bog'langan bo'lsa, bunday kinematik juft qo'zg'almas zvenoga aylanadi. $S = 0$ teng bo'lsa kinematik juft tashkil qilmaydi.

Juftning bog'lanish soni kinematik juftning klassini ko'rsatadi ($S = R$).

Kinematik juftning klasslarini quyidagi tenglamadan aniqlasa bo'ladi

$$S = 6 - N.$$

Kinematik zanjirlar. Kinematik juftlar bilan birlashtirilgan zvenolar majmui – kinematik zanjir deyiladi. Bunda zvenolar kamida 2ta bo'ladi (rasm 14.3a 1 va 2 - zvenolar)



Rasm 14.3.

Tuzilishga bog'lik bo'lib zanjirlar ochiq (rasm 14.3a,v,g) va yopik (rasm 14.3 b) bo'ladi.

Kinematik zanjir tashqi ko'rinishiga ko'ra oddiy (rasm 14.3.a,v) va murakkab bo'ladi (rasm 14.3g).

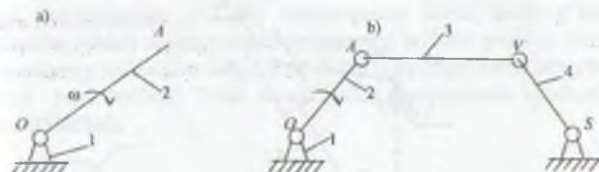
14.4 Mexanizmlarning asosiy turlari.

Mexanizming kinematik, konstruktiv va funksional hossalarga asoslanib mexanizmlar richagli, kulachokli, friksion, tishli va boshqalar bo'ladi.

Richagli, ilgari lanma va tebranma harakat mexanizmlari.

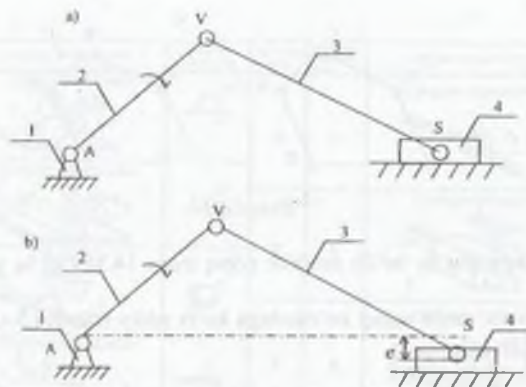
Richagli mexanizmlar tarkibi ikki zvenoli bo'lib (rasm 14.4) ulardan biri qo'zgalmas zveno (stoyka) 1 va ikkinchisi richag 2dir (qo'zgalmas zveno atrofida aylanma harakat qiluvchi zveno). Bunday mexanizmlar, aylanma harakat qiluvchi mashinalarda, masalan, elektroyuritgichlar, turbinalar, ventilyatorlar va boshqalarda ishlatiladi.

Richagli mexanizmlar mashinalarda, asbob va jixozlarda ko'p qo'llaniladi. Richagli mexanizmlardan ko'p taraqalganlardan bu tekislikda harakat qiluvchi to'rtzvenoli mexanizm. Bu mexanizm to'rt zvenodan tarkib topgan bo'lib ulardan biri qo'zg'almas zveno (stoyka) 1 va qo'zg'almas zveno atrofida aylanma harakat qiluvchi zveno 2dir. Richagli mexanizmlar to'rt sharnirli (sharnirli to'rt zvenoli), uchta sharnirli va bitta ilgari lanma jufti, yoki ikkita sharnirli va ikkita ilgari lanma juftli bo'lishi mumkin.



Rasm 14.4

1 – stoyka, 2 – krivoship, 3 – shatun, 4 – koromislo

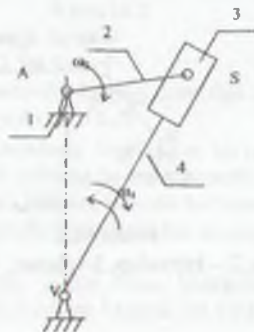


Rasm 14.5

1 – stoyka, 2 – krivoship, 3 – shatun, 4 – polzun

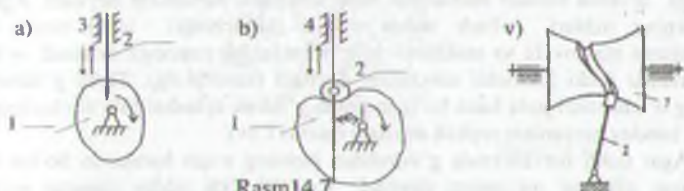
Keltirilgan richagli mexanizmlar zvenolar soniga qarab richagli mexanizmlar 4,5,6 va qokazo zvenoli bo'lishi mumkin, 14.4b dagi to'rt zvenoli sharmirli mexanizm deyiladi. Zveno 2 qo'zg'almas zveno (stoyka) atrofida 360° ga burila olmaydigan (tebranadigan) zveno koromislo deyiladi. Aylanma harakat qiluvchi zvenolar bilan sharmiri birikkan zveno 3 shatun deyiladi. Rasm 14.5a da to'rt zvenoli krivoship – polzunli mexanizm – markaziy aksial va "b" da – markaziy bo'lmagan dezaksial krivoship – polzunli mexanizmlar ko'rsatilgan. Masofa "e" – dezaksial masofa deyiladi.

To'rt zvenoli mexanizmning polzuni qo'zg'aluvchi zvenoga nisbatan harakatda bo'lsa bunday richagli mexanizm to'rt zvenoli kulisali mexanizm deyiladi (rasm 14.6a). Zveno "3" ya'ni, polzun "tosh" deyiladi. Tebranma, aylanma, yoki to'g'ri chiziqli harakat qilib, polzun uchun yo'naltiruvchi vazifasini bajaruvchi zveno kulisa deyiladi.



Rasm 14.6

Kulachokli mexanizmlar. Pribor va avtomatik mashinalarda qo'llaniladi. Ko'p uchraydigan kulachokli mexanizmlar rasm 14.7 da keltirilgan.



Rasm 14.7

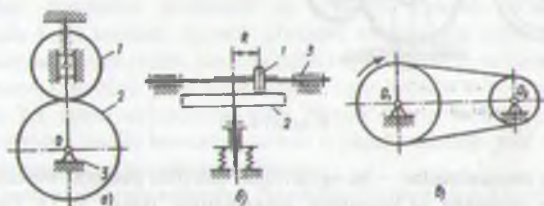
1 – kulachok “a”, “b” – tekis kulachokli mexanizmlar

2 – turtgich “v” – fazoviy kulachokli mexanizm

Kulachogi va turtkichi parallel bo'lmagan tekisliklarda harakat qiluvchi kulachokli mexanizmga fazoviy kulachokli mexanizm deyiladi.

Friksion uzatmalar. Bu mexanizmlarda harakat etaklovchi zvenodan etaklanuvchiga ishqalanish kuch hisobiga uzatiladi.

Shakl 2.8da oddiy ma'lum turlari keltirilgan.

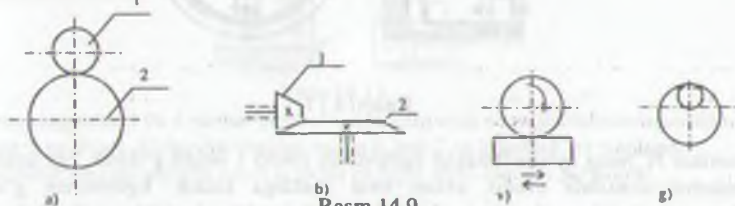


Rasm 14.8

Friksion mexanizmlar egiluvchan zvenoli bo'lishi mumkin. Ular aylanaviy harakatni katta masofalarga uzatish uchun qo'llanadi. Egiluvchan zvenolar – tasma, zanjir, ip bo'lishlari mumkin. (rasm 14.8v).

Tishli mexanizmlar. Tishli mexanizmlar ikkita tishli g'ildraklardan iborat. G'ildraklar tishlari silindrsimon va konussimon bo'lishi mumkin. (rasm 14.9a,b).

G'ildraklarni tishlari bir biriga kuch bilan ta'sir etish natijasida yuklama uzatiladi va harakat hosil bo'ladi. Tishli mexanizmlar mashinalarda aylanaviy harakat uzatish uchun ishlatiladi.

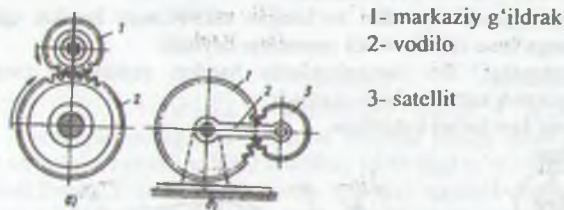


Rasm 14.9

a – silindrsimon mexanizm b- konussimon mexanizm v) – reykali mexanizm

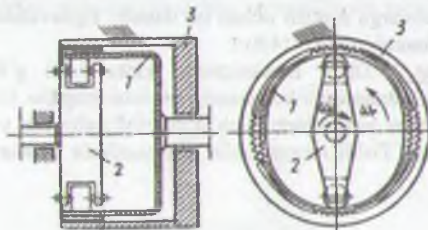
Rasm 14.9 ko'rsatilgan mexanizmlarda 1 – etaklovchi zveno va 2 – etaklanuvchi zveno deb ataladi. Etaklovchi va etaklanuvchi g'ildraklar qarama-qarshi tomonga aylansa bunday mexanizm sirtqi ilashishli mexanizm deyiladi. Agar bitta g'ildrakning tishlari silindr tashqi sirtida, ikkinchikini ichki sirtida ilashish harakatlansa etaklovchi va etaklanuvchi g'ildraklar bir tomonga aylanadi va bunday mexanizmlar ichki ilashishli mexanizm deyiladi (rasm14.9g). Tishli g'ildraklardan birining o'lchamlari juda katta bo'lgan holda g'ildrak aylanasi to'g'ri chiziqqa yaqin bo'lsa, bunday mexanizm reykali deyiladi (rasm14.9v).

Agar tishli mexanizmga g'ildrakdan birining o'qih harakatda bo'lsa bunday mexanizm planetar mexanizm deyiladi. Rasm14.10da oddiy planetar mexanizm ko'rsatilgan.



Rasm14.10

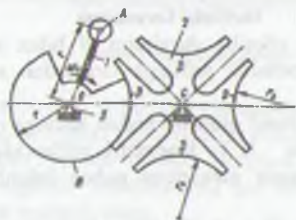
To'lqinsimon mexanizmlar – bu egiluvchan satelittli planetar mexanizm desa ham bo'ladi. Ko'p tarqalgan to'lqinsimon mexanizmlar (rasm 14.11) quyidagilardan iborat. N – vodilo (generator), 1 – tashqi tishli egiluvchan aylanidigan g'ildrak, 2 – aylanmaydigan ichki tishli g'ildrak.



Rasm14.11

Generator N''ning aylana harakati egiluvchan zveno 1 orqali g'ildrak 2ga uzatiladi. Harakatni uzatishda elastik zveno oval shakliga keladi. Egiluvchan g'ildrak deformatsiyalanish natijasida ovalning katta o'qi uchlarida tishlar to'liq balandligi bo'yiga ilashadi, kichik o'qida ilashish bo'lmaydi. To'lqinsimon uzatma bir vaqtda ko'p tishlarni ilashishga olib keladi.

Malta mexanizmlari, Rasm14.12 da malta mexanizmi keltirilgan.



Rasm14.12

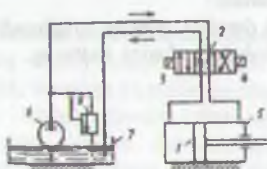
Malta mexanizmlari etakchi zveno 1-ning uzliksiz aylana harakatini etaklovchi zveno 3ning uzlikli harakatiga aylantirish uchun ishlatiladi. Etaklovchi zveno 1ga mahkamlangan barmoq 2 etaklovchi zveno (krest 3)ning o'yiqlariga ketma-ket kiradi.

Rasmda krest 3ning harakatlana boshlangan payti ko'rsatilgan. Barmoq 2 o'yqning boshlanishida turibdi. Zveno 1 soat yunalishiga yurishi bo'yicha aylanganida barmoq o'yiq ichiga kirib, krestning aylanish o'qiga yaqinlasha boradi, so'ngra o'qdan uzoqlasha boshlaydi va o'yqdan chiqadi. Barmoq o'yqda harakatlanganida krest buriladi, barmok o'yiqdan chiqqanidan keyin esa to'xtaydi. Barmoq aylanishini davom ettirib, biror vaqtdan keyin krestning navbatdagi o'yig'iga kiradi va krestning harakati yana takrorlanadi. Agar krestda to'rtta o'yiq bo'lsa, u holda barmok bir marta aylanganda krest chorak marta buriladi. Krest to'xtab turganida o'z-o'zidan burilib ketmasligi uchun o'yqlar orasidagi yuzi botiq qilinadi, etaklovchi diskning yuzasi esa qavariq qilinadi.

Gidravlik va pnevmatik mexanizmlar. Harakatni bir zvenodan ikkinchi zvenoga uzatishda qozirgi zamon mashinasozligida suyuqlik va havodan keng foydalanilmoqda.

Mexanizmlarda suyuqlik yoki havo (gaz)dan foydalanishiga qarab,gidravlik yoki pnevmatik mexanizmlar deyiladi.

Rasm 14.13da gidravlik mexanizma keltirilgan, porshen 1 taqsimlagich 2 orqali harakatlanadi.



Rasm14.13

Elektromagnitlar 3 va 4 navbat bilan ulanishi natijasida suyuqlik taksimlagichdan silindr 5 ga o'tadi. Gidravlik shaklda nasos 6, bak 7 va klapan 8 ko'rsatilgan.

Pnevmatik mexanizmlarda nasos o'miga siqilgan havo manbai qo'llanadi.

14.5 Kinematik zanjirlar va mexanizmlarning tuzilishi formulasi

Kinematik zanjirining erkinlik darajasini N bilan zvenolar sonini K bilan belgilasak, zvenolarining kinematik juftlarga kirmasdan avvalgi umumiy erkinlik darajasi $N = 6K$ bo'ladi.

Zvenolarning kinematik juft hosil qilib birikishni hisobga olsak, zanjirning erkinlik darajasini N , zvenolar sonini K va kinematik juftlar klassini R bilan belgilasak unda fazoviy kinematik zanjir mexanizm uchun erkinlik darajasi quyidagicha bo'ladi:

$N = 6K - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$. Bu formula kinematik zanjirlarning tuzilishi nazariyasiga asos solgan rus olimi P.I. Somov-Malishev nomi bilan yuritiladi.

Kinematik zanjirining bitta zvenosi quzg'almas (stoyka) bo'lsa unda uning qo'zg'aluvchanlik darajasi qo'yidagiga teng:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1$$

Mexanizmning zvenolari bir tekislikda harakat qilsa bu tekis mexanizm deyiladi va uning tuzilish formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$W = 3n - 2P_3 - P_4 \text{ bu formulani akademik P.L. CHebyshev isbotlagan.}$$

Shuning uchun uning nomi bilan yuritiladi. Bu erda:

n – harakatlanuvchi zvenolar soni

P_3 – V kl quyi juftlar soni (quyi kinematik juft)

P_4 – IV kl quyi juftlar soni (oliy kinematik juft)

Nazorat savollari

1. Mashinalar vazifasini va guruxlarini aytib bering.
2. Mexanizmlar vazifasi nimadan iborat.
3. Mashina va mexanizmlarga qo'yiladigan talablarni aytib bering.
4. Mexanizmlarning asosiy turlarini shakllarda ko'rsating.
5. Kinematik juftlar qanday bo'ladi?
6. Kinematik zanjir nima?
7. Quyi va oliy juftlarni ta'riflab bering.
8. Erkinlik daraja qanday ifodalanadi?
9. Kinematik zanjirning erkinlik darajasi qanday aniqlanadi?
10. Tekis mexanizmning tuzilish formulasini keltiring.

15 Bob Mashina detallari.

15.1 Asosiy tushunchalar

Ishlab chiqarish mashina va uskunalar yordamida bajariladi. Xalq ho'jaligida mashinasozlik sanoatining ahamiyati katta. Hozirgi zamon mashinalari unumdorligini ko'rsatishga ko'p qulayliklar yaratib beradi. hisoblash mashinalari bir sekunda millionlab operatsiyalar bajaradi. Mashinalarsiz fan, meditsina, qurilish va boshqa muassasalar taraqqiy etishi mumkin emas.

Shuning uchun yaratilayotgan mashinalar yuqori unumli, mustahkam va foydali ish ko'effitsienti yuqori, detallari texnologik bo'lishi kerak.

Mashina detallari bo'limida asosan hamma turdagi mashinalarda ishlatiladigan detal va uzellarni loyihalash va mustahkamlikka hisoblash o'rganiladi. Mashina detallarida injenerlik amaliyotida ko'plab uchraydigan detal va uzellarni tuzilishi hamda ularni iqtisodiy jihatidan tejamlilik qilib hisoblash va loyihalash usullari o'rganiladi.

Mashinaning bir xil materialdan tayyorlangan va ayrim bo'laklarga ajratilmaydigan qismi detal deb ataladi. Masalan, vint, gayka, val. Mashinaning bir necha detallardan tuzilgan qismi uzal deb ataladi. (Reduktor, mufta, podshipnik).

Mashinalarni loyihalash uchun qo'yiladigan talablar bu: - detallari ishlash layoqatiga ega, to'g'ri ishlashi, ishlash vaqtida udamlarga xavf keltirmaydigan, tayyorlanishi texnologik ya'ni mustahkamligini saqlagan holda, o'lchamlari kichik va arzon bo'lishi.

Mashinalar uchun umumiy detallar quyidagilar bo'lib, "Mashina detallari" tuzilishi o'rganiladi:

1. Birikmalar (boldi, vintli, payvandli, shponkali). Birikmalar yordamida detallarni o'zaro birlashtirib uzal va mashinalar yaratiladi.

2. Mashinani energiya manbai bilan ish bajaruvchi qismlari orasida joylashib, harakat tezligini o'zgartirib beradigan uzatmalar.

3. Aylanadigan detallarni harakatini ta'minlaydigan val va o'qlar, ularning tayanishlari (podshipniklar), hamda vallarni bir-biri bilan ulaydigan muftalar.

15.2 Mashina detallarining ishlash layoqati.

Mashina detallarining asosiy ishlash layoqati quyidagilar: mustahkamlik, birlashtirish, issiqlikka chidamlilik, titrashga va eyilishga chidamlilik.

1. Mustahkamlik - ishlash davrida detal sinmay va benuqson ishlash turishi. Mustahkam bo'lmagan detal mashina qismlarini ishdan chiqishiga, mashinalar to'xtab qolishiga va avariyalarga olib kelishi mumkin.

Detallarni ishdan chiqishi statik mustahkamlikni yuqotish natijasida sodir bo'ladi. Ishchi kuchlanishlar qiymati materialning chegaraviy statik mustahkamligidan (masalan, σ_s -dan) oshib ketsa statik mustahkamligini yuqotishga olib keladi. Bu hol hisobga olinmagan tasodifiy ortiqcha yuklanishlarga, detallarning ko'rinmaydigan defektiga (yorilish, bo'shliqlar va x.k.) bog'liq. Toliqishga qarshilik ko'rsatkichini yo'qotish uzoq davrda o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida bo'ladi. O'zgaruvchan kuchlanishlar materialning chegaraviy chidamligidan (masalan, σ_{-1} dan) katta

bo'ladi. Toliqishga chidamlilikni yo'qotish detalda kuchlanishlar to'plami sodiriligini va detallarning konstruktiv tuzilishiga asosan juda tez kamayadi.

2. Bikrlik - bu detalning kuch ta'sirida o'lchamlari va tuzilishi o'zgarmasligiga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir.

Detaillarning bikrlik me'yorlarini hisoblash, tajriba va amaliyot asosida qabul qilinadi. Bikrlikga hisoblashning zaruriyati hozirgi paytda mashinasozlikda o'ta mustahkam po'latlar qo'llanishiga bog'liq. Mustahkamligi etarli darajada bo'lgan hollarda ham bikrligi past bo'lishi mumkin, shuning uchun ham bikrlikka hisoblashni olib borish kerak.

3. Eyilishga chidamlilik - mashinalarning ishlash vaqtida ishqalanuvchi detallarning ishlash davri eyilish darajasiga qarab belgilanadi. Eyilish natijasida detalning o'lchamlari o'zgaradi, bu esa o'z navbatida detalning notekis ishlashiga olib keladi. Detalning tez yoki sekin eyilishi uning ishlash sharoitiga, moylanish darajasiga, kontakt kuchlanish qiymatiga va boshqa faktorlarga bog'liq. Eyilishni kamaytirish uchun detallar ma'lum darajada moylanib turishi va eyilishga chidamli materiallar - bronza, plastmassa va boshqa materiallar ishlatiladi.

4. Titrashga chidamlilik. Mashinalarni ishlash tezligini tobora oshirish, urashlarga olib keladi. Ma'lumki bu titrashlar mashinaning ishdan chiqishini tezlatadi va xavfli rezonansga olib keladi.

Rezonans hodisasi detalning o'zida hosil bo'ladigan hususiy tebranishlar chastotasi tashqi kuch ta'sirida hosil bo'ladigan tebranish chastotasi bir xil bo'lib qolganda ruy beradi. Shuning uchun bu ikki chastotani hisoblab bir-biriga teng bo'lib qolmasligini ta'minlash kerak. Buning uchun titroq so'ndirgichlardan, mahsus elastik elementlardan ham foydalaniladi.

5. Issiqlikka chidamlilik. Detaillarning o'zaro ishqalanishi natijasida, shu detallarning issiqligi ma'lum darajadan ortib ketishi, detallarning ishlariga salbiy ta'sir ko'rsatadi.

Shuning uchun bunday mashinalarni loyhalashda ularda hosil bo'ladigan issiqlik ruhsat etilgan qiymatidan ortib ketmasligi kerak, ya'ni:

$$Q < Q_1$$

Q - mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori.

Q_1 - mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori.

Nazorat savollari:

1. Mashina detallari fanida nimalar o'rganiladi?
2. Detal degan nima va qanday detallar umumiy deyiladi?
3. Mashinalarga qanday asosiy talablar quyiladi?
4. Mashina detallarining layoqati nimalardan iborat?
5. Mustahkamlik sharti?
6. Bikrlik deganda nimani tushunasiz?
7. Eyilishga chidamlilik nima?
8. Titrashga chidamlilik qay vaqtlarda hisoblanadi?
9. Issiqlikka chidamlilik sharti?

15.3 Mashina detallari uchun ishlatiladigan materiallar.

Mashinasozlikda ishlatiladigan materiallarni uch guruxga bo'lish mumkin:

- 1) qora metallar.
- 2) Rangli metallar.
- 3) Metalmas materiallar.

Materiallar tanlashd quyidagi faktorlarni e'tiborga olish kerak:

1. Materialning hossalari detalning asosiy ishlash layoqatiga mos bo'lishi.
2. Umuman mashina va detalning og'irligi va gabarit o'lchamlarini.
3. Detalni ishlatilish va ishlash sharoitini hisobga olish (korroziyaga bardoshlik, friksion hossalari, elektroizolyatsion hossalari va x.k.).
4. Materialning texnologik hossalari detalning konstruktiv shakli va ishlatish usullariga mosligini;
5. Material narxini.

Keng qo'llaniladigan metallar bu chuyan va po'latlar. Mashina detallari uchun tanlab olingan material detalni ishga layoqatli bo'lishini ta'minlash va arzon turishi kerak. Kam uglerodli po'latlar yuqori egiluvchan va payvandlanuvchan bo'ladi. Oddiy sifatli uglerodli po'latlar korpusli va biriktirish detallarni tayyorlash uchun ishlatiladi, (po'lat:Cr0; Cr1; ... Cr6) $0 \rightarrow 1$ gacha mustahkamligi ko'payadi).

o'rta uglerodli po'latlar (Cr30, ...Cr55) yuklangan detallar uchun qo'llanadi. o'rta uglerodli konstruksion legirlangan po'latlardan vallar, tishli g'ildiraklar, o'qlar, boltlar, shponkalar tayyorlanadi.

Sharikopodshipnikli po'latlar 11X6, 11X9 va boshqalar o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida katta chidamliligi va mustaqkamligini ko'rsatadi, shuning uchun bu materiallarni sharikopodshipniklar, friksion g'ildiraklar tayyorlashda qo'llanadi.

Quyima detallar uchun konstruksion legirlangan po'latlardan foydalaniladi. Masalan: po'latlar markasi 15Л..., 55Л.

Cho'yan - bu stanina, plitalar, korobkalar, korpuslar, 2 qopqoqlar, shkiqlar uchun asosiy material. Kulrang cho'yan arzon bo'lgan sababli ko'proq qo'llanadi.

Mashina detallarni dyuralyuminiydan tayyorlanadi, po'latdan arzon tushadi.

Antifriksion material - bronzadan chervyakli g'ildiraklarning gardishi tayyorlanadi. Babbit sirpanish podshipniklarning vkladishlari uchun qo'llanadi. Latunlardan vint - gayka, uzatmalar tayyorlanadi. Bu materiallar qimmatbaho bo'lsa ham korroziyon chidamligiga ega.

Metalmas materiallar: - bu plastmassalar. Plastmassalarning afzalligi - juda murakkab shakldagi detallar ham yuqori unumli ravishda bosim ostida quyish, shtamplash, purkash usullari bilan tayyorlash mumkin.

15.4 Ruhsat etilgan kuchlanish

Mashina detallarni mustahkamlikka tekshirganda albatta detallarda ekspluatatsion yuklamalar ta'siri hosil bo'ladigan hisobiy kuchlanishlar ruhsat etilgan kuchlanishlar quyidagi solishtirma bilan ifodalanishi shart:

$$\tau \leq [\tau] \text{ va } \sigma \leq [\sigma].$$

Ruhsat etilgan kuchlanishni aniqlash uchun quyidagi formulalardan foydalaniladi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{chegar}}}{[s]} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{chegar}}}{[s]}$$

bu erda: σ_{chegar} va τ_{chegar} chegaraviy normal va urinma kuchlanishlar

$[s]$ – ruhsat etilgan ehtiyot koeffitsienti.

Mo'rt materiallar uchun o'zgarmas kuchlanishlar ta'sirida mustahkamlikka hisoblashda chegaraviy kuchlanishlar σ_s , plastik materiallar uchun $\sigma_{0.2}$ – qabul qilinadi.

Yuklama o'zgaruvchan sikl bilan ta'sir etadigan materiallar uchun σ_s olinadi. Chegaraviy kuchlanishning qiymati materialning mexanikaviy hossalari bog'liq bo'ladi va laboratoriyada kerakli materialning namunalarini sinish usuli bilan aniqlanadi.

Ruhsat etilgan mustahkamlik ehtiyot koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$s = [S_1] \cdot [S_2] \cdot [S_3],$$

bu erda $[S_1]$ – detalga ta'sir qiladigan kuch va momentlarni

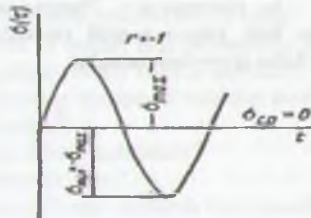
xaqiqiy qiymatlar orasidagi farkni hisobga oladigan koeffitsient.

$[S_2]$ – materialning bir jinsliliq hisobga oluvchi koeffitsient.

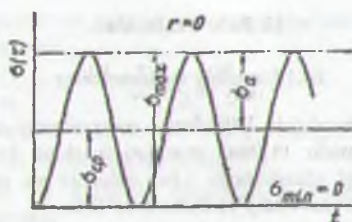
$[S_3]$ – muhim detallarning mustahkamligini oshirish maqsadida

qo'shimcha kiritiladigan koeffitsient.

Mashina uzellari harakatga kelganda detallarga ta'sir etuvchi va undan hosil bo'ladigan kuchlanish vaqt o'tishi bilan o'zgarib turadi. Shuning uchun bunday detallarning chidamliligi hisoblanadi. Detalga ta'sir etuvchi yuklama va undan hosil bo'ladigan kuchlanishlar simmetrik (rasm 15.1), pulsatsiyalanuvchi (rasm 15.2) bo'ladi.



Rasm 15.1.



Rasm 15.2

Kuchlanishlarning maksimal va minimal qiymatlar yig'indisining yarmi siklning o'rta kuchlanishi ayirmasining yarmi esa siklning amplitudasi deyiladi va quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{sp} = \frac{\sigma - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_s = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

σ_{sp} - siklning o'zgarma qismi σ_s - siklning o'zgaruvchan qismi.

Siklning xarakterini aniqlash uchun assimetriklik koeffitsienti kiritiladi, uning qiymati:

$$r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{-\sigma_{max}}{\sigma_{max}} = -1$$

Simmetrik sikl uchun: $\sigma_{min} = -\sigma_{max}$

Pulsatsiyalanuvchi sikl uchun: $r = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{0}{\sigma_{max}} = 0$

Agar yuklama simmetrik sikl bilan o'zgarasa chegaraviy kuchlanish σ_1 bilan belgilanadi, pulsatsiyalanuvchi sikl bilan o'zgaranda esa σ_0 bilan belgilanadi.

Nazorat savollari:

1. Mashinasozlikda ishlatiladigan materiallar turlari.
2. Detallar uchun materiallar tanlashda qanday faktorlarga e'tibor beriladi?
3. Mustahkamlik shartini ifodalab bering.
4. Ruhsat etilgan kuchlanishlarni belgilanishi va nomlanishi.
5. Murt materiallar uchun qanday chegaraviy kuchlanishlar qabo'l qilinadi?
6. O'zgaruvchan kuchlanishlar uchun chegaraviy kuchlanishlarni belgilanishi va nomlanishi.
7. Materialning chegaraviy chidamliligi nima?
8. Ruhsat etilgan mustahkamlik eqtiyot koeffitsienti qanday topiladi?
9. σ_{sp} - qanday kuchlanish va qanday topiladi?
10. σ_{max} va σ_{min} nimani ifodalaydi?

16 Bob. Uzatmalar.

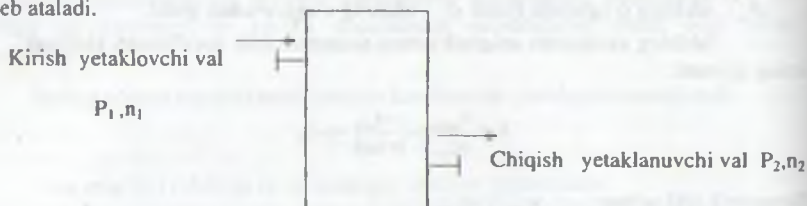
16.1 Umumiy tushunchalar.

Ishchi mashinani harakatga keltiruvchi mexanikaviy energiya bu yuritgichi valining aylana energiyasidir. Aylana energiya mashina va mexanizmlarda ko'p tarqalgan bo'lib quyidagi afzalliklarga ega: uzluksiz va ravon ishlashi, uzatish mexanizmining konstruksiyasi oddiy va ihsam bo'lishi.

Mashinasozlikda mexanikaviy, elektrik, pnevmatik va gidravlik uzatmalardan foydalaniladi. "Mashina detallari" bo'limida faqat mexanikaviy uzatmalar o'rganiladi.

Mexanikaviy uzatmalar ikki turga bo'linadi:

1. Ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (friksion va tasmali uzatmalar).
2. Ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalar). Uzatmalarda energiya manbaidan harakatlanuvchi val - etaklovchi val deb, bu valdan harakatni ish bajaruvchi qismiga uzatuvchi val esa etaklanuvchi val deb ataladi.



Uzatmalarni loyihalash uchun ularning ishchi vallarining quvvati hamda aylanish chastotasi ma'lum bo'lishi kerak.

Uzatmalarining foydali ish koeffitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}$$

Etaklovchi valning aylanish chastotasi n_1 , etaklanuvchi valning chastotasi n_2 bo'lsa, unda uzatish soni quyidagicha bo'ladi:

$$U = \frac{n_1}{n_2}$$

Energiya oqimining yo'nalishidan qat'iy nazar, istalgan ikki val burchak tezliklarining nisbatlari uzatish nisbati deyiladi:

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{2-1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

Uzatish nisbati umumiy tushuncha bo'lib, birdan katta, birdan kichik yoki birga teng bo'lishi mumkin. Uzatish soni esa asosan katta qiymatli aylanishlar chastotasining kichik qiymatli aylanishlar chastotasi nisbatiga teng bo'lgani uchun u birdan katta bo'ladi.

Agar valdagi quvvat va aylanish chastotasi ma'lum bo'lsa ularning burovchi momentini aniqlash mumkin:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \text{ N} \cdot \text{m} \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} \text{ N} \cdot \text{m}$$

P_1, P_2 - quvvatlar, T_1 va T_2 - burovchi momentlar (I va II vallarda) ω_1, ω_2 - rad/s - burchak tezliklari.

Valdagi quvvat va aylanish chastotasi bo'yicha burovchi momentlarni quyidagicha topish mumkin:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} \text{ N} \cdot \text{m} \quad \text{yoki} \quad T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2} \text{ N} \cdot \text{m}$$

T_2 - momentni T_1 - ga bo'lsak

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 \cdot n_1}{P_1 \cdot n_2} = \eta \cdot U$$

Shunday qilib uzatish sonini aniqlash mumkin:

$$U = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta}$$

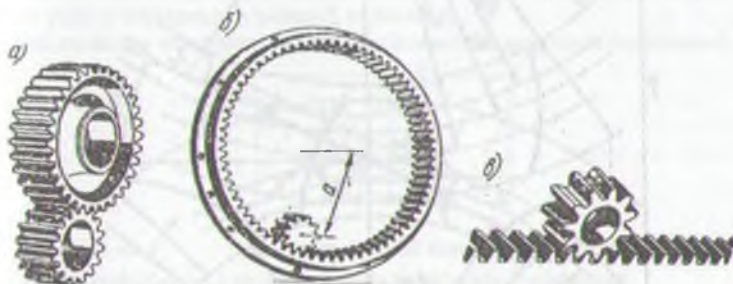
16.2 Tishli uzatmalar turlari, afzalliklari va kamchiliklari.

Tishli uzatmalarda qarakat tishli g'ildiraklar yordamida mashinalarning ishchi valiga uzatib beradi. Tishli uzatmalar ko'p tarqalgan uzatmalardir.

Bu uzatmalarning g'ildiraklar diametrlari aniq asbobsozlik sanoatida 1 mm dan, og'ir sanoatda diametri bir necha, 10 m gacha diametrlig'ildiraklar bo'lishi mumkin.

Vallar o'qlarining bir-biriga nisbatan joylashishiga qarab tishli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi:

- 1) Vallarning o'qlari o'zaro parallel (silindrsimon uzatmalar), o'zaro kesuvchi (konussimon) va o'qlari ayqash bo'lgan (chervyakli) uzatmalar (rasm 16.1 a, b, v)



Rasm 16.1.

- 2) Tishli g'ildiraklar-to'g'ri tishli, qiya tishli, aylana tishli.
- 3) Tishning profili shakliga ko'ra, evolventali va aylanali bo'ladi;
- 4) Ochiq va yopiq uzatmalar bo'ladi.

Tishli uzatmalarning afzalliklari.

1) Tezligi 150 m/s, quvvati bir necha ming kvv gacha, uzatish sonlari katta, sirtqi o'lchamlari kichik, tayanchlarga tushadigan kuch uncha katta bo'lmaydi, foydali ish koeffitsienti yuqori (0,97+0,98): ishlashi ishonchli, chidamligi katta xilma-xil materiallardan foydalanishga imkon beradi.

Tishli uzatmalarning kamchiliklari:

tayyorlanishning nisbatan murakkabligi; katta tezliklarda shovqin chiqarish.

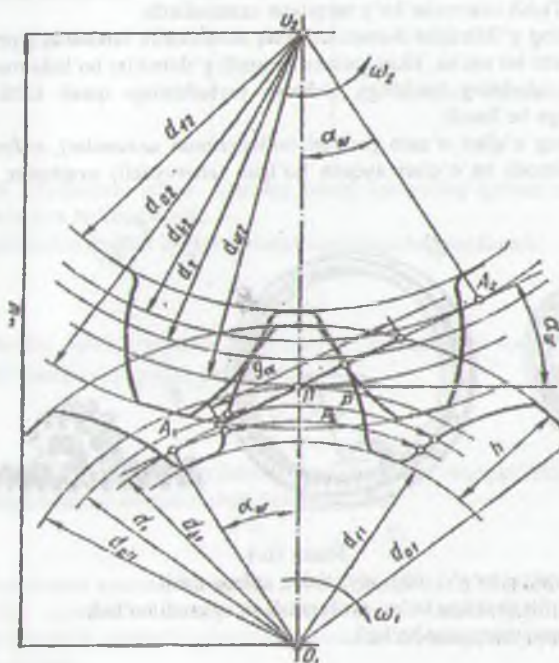
16.3 Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.

Ilashishda bo'lgan bir xil g'ildiraklardan kichigi shesternya, kattasi esa g'ildirak deb ataladi. Shesternya parametrlarini belgilashda 1 indeksi, g'ildiraklarnikiga 2 indeksi qo'shib yoziladi. (Racm 3.2.2.).

d_1 va d_2 - shesternya va g'ildirak bo'lish aylanalarining diametrlari.

p - tishlarning aylana qadami (ikkita yondosh tishning moc tomonlari orasidagi masofa).

$m = \frac{p}{\pi}$ - ilashish moduli deb ataluvchi parametr. Ilashish moduli qiymatlari standartlangan.



Rasm 16.2

Ilashishda bo'lgan tishli g'ildiraklar juftining geometrik o'lchamlari quyidagicha ifodalanadi:

$d_{1,2} = mz_{1,2}$ - shesternya va g'ildirakning bo'luvchi diametri.

$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m = mz_{1,2} + 2h_a$ shesternya va g'ildirak tishlarning uchidan o'tgan aylanalarning diametrlari.

$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2.5m = mz_{1,2} - 2.5h_f$ - shesternya va g'ildirak tishlarning tubidan o'tgan aylanalarning diametrlari.

h_a - tish kallagining balandligi. h_f - tish oyog'ining balandligi. $h = h_a + h_f$ - tish balandligi. α_w - ilashish burchagi.

A_1A_2 - ilashish chizig'i $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0.5m(z_1 + z_2)$ - o'klararo masofa.

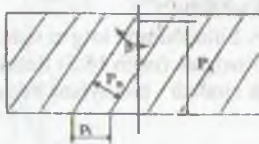
16.4 Qiya tishli g'ildirak geometriyasining o'ziga hos xususiyatlari.

Qiya tishli uzatmalar ravon ishlaydi, kamchiligi shundaki ilashishda o'q bo'yicha yo'nalgan kuchlar hosil bo'ladi va tayanchlarga katta kuchlar ta'sir qiladi.

Qiya tishli g'ildirakni qirqishda kesuvchi asbob tishning talab qilingan qiyalik burchagi β qanday bo'lsa, shunday burchakka qiyshaytirib qo'yiladi. Demak, tishlar tik kesim bo'yicha olingan tishning shakli, ular orasidagi qadam (ya'ni modul) to'g'ri tishli g'ildiraklarga mos keladi. Lekin qiya tishli g'ildiraklarda tishlar orasidagi masofa (qadam)ni har xil kesim bo'yicha o'lchash mumkin. Qiya tishli g'ildirakning geometrik o'lchamlari uch xil modul bilan ifodalanadi (rasm 3.4.1.).

Tishga tik kesim bo'yicha o'lchangan normal qadam p_p va modul m_p , g'ildirak o'qiga parallel kesim bo'yicha o'lchangan qadam p_x va modul m_x , g'ildirak o'qiga tik kesim bo'yicha o'lchangan yon qadam p_t va modul m_t .

Yon moduldan uzatmaning geometrik o'lchamlarini aniqlashda foydalaniladi.



$$m_n = m_t \cos \beta = m_t \sin \beta$$

m_n - normal modul standartlangan bo'ladi.

Normal moduldan (m_n) mustahkamlikka hisoblashda foydalaniladi:
 β - burchak orqali:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}; \text{ chunki } p_t = \frac{p_n}{\cos \beta};$$

Qiya tishli g'ildirakning bo'luvchi aylanasi:

$$d = m_t Z_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta}; \quad Z_1 = \frac{Z}{\cos \beta} - \text{tishlar soni}$$

Uzatmaning o'lchamlari to'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklarga o'hshash bo'ladi.

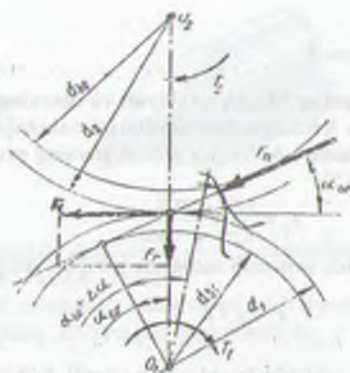
Nazorat savollari:

1. Uzatmalar vazifasi nima?
2. Uzatmalar turlari.
3. Mexanikaviy uzatmalar funksiyasi nimada?
4. Uzatish soni nima?
5. Yuritmaning uzatish soni va F.I.K. qanday aniqlanadi?
6. Etaklovchi va etaklanuvchi vallar burovchi momentlari orqali uzatish sonini toping.
7. Tishli uzatmalar turlari?
8. Tishli uzatmalar afzalliklari va kamchiliklari.
9. Tishli uzatmada qadam va modul nima?
10. G'ildiraklarning geometrik o'lchamlari qanday aniqlanadi?

16.5. Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda aniqlik darajasi, ilashishdagi kuchlar, tishli uzatmaning ishlash qobiliyati va emirilishi

Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda aniqlik darajasi. Uzatma sifatli ishlashi g'ildiraklarning tish profilini tayyorlashdagi hatoliklarga bog'liq. Asosiy bu qadam va tish shakli xatolari. Bu hatoliklar uzatmaning kinematik aniqligiga va ravon ishlashiga salbiy ta'sir qiladi. Yuklamasi tez aylanuvchan uzatmalarda yuqoridagi hatoliklar qo'shimcha dinamikaviy yuklanmalarga, zarba va shovqinga olib keladi. Tishga tushayotgan yuklanishlar notekis taqsimlanadi. Shuning uchun aniqlik darajasiga katta e'tibor berish kerak. Tishli g'ildirakni tayyorlashda standart bo'yicha 12 aniqlik darajasi tavsiya etiladi. Aniqlik darajasi "1"dan-"12"gacha bo'lgan raqamlar bilan ifodalanadi. Raqam qancha kichik bo'lsa aniqlik darajasi shuncha yuqori bo'ladi. Mashinasozlikda asosan 5ta (6,7,8,9 va 10) aniqlik darajasi bilan tayyorlangan g'ildiraklar ishlatiladi.

Ilashishdagi kuchlar. Silindrsimon to'g'ri tishli uzatmalarda F_n - normal kuch ilashish chizig'i bo'yicha yo'nalgan. (rasm 16.3) Ilashishdagi kuchlar ilashish qutbida aniqlanadi. F_n - ikkita kuchga ajraladi - biri aylana kuch F_t va ikkinchi radial kuch - F_r ,



Rasm 16.3

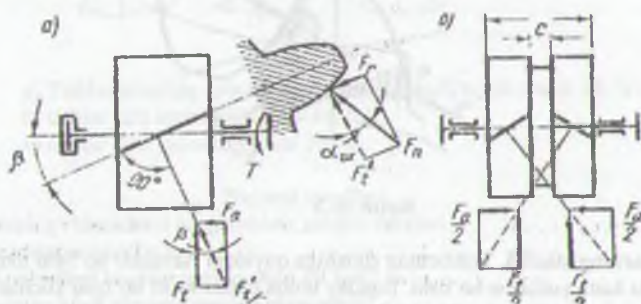
Agar T va d berilsa, unda aylana kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$F_t = 2T / d$$

Radial kuch $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$

Normal kuch $F_n = F_t / \cos \alpha_w$

Qiya tishli va shevron silindrsimon uzatmalarda: F_n kuch uchta kuchlarga ajraladi: (rasm 16.4)



Rasm 16.4

Aylana kuch $F_t = 2T/d$

Bo'ylama kuch $F_o = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$ (o'q bo'ylab yo'nalgan kuch)

Radial kuch $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$; α - ilashish burchagi,

β - qiyalik burchagi

$$\text{Unda } F_n = \frac{F_t^i}{\cos \alpha} = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}$$

Tishli uzatmatning ishlash qobiliyati va ularning emirilishi.

G'ildiraklar harakatga keltirilganda ilashishdagi tishlariga asosan ikkita kuch ta'sir etadi: Biri - ilashish chizig'i A_1A_2 - bo'ylab tishlarning evolventali sirtlariga tik yo'nalgan F_n kuch, (rasm 16.5)

$$F_n = \frac{2T_1}{d_{o1}} = \frac{2T_1}{d \cos \alpha}$$

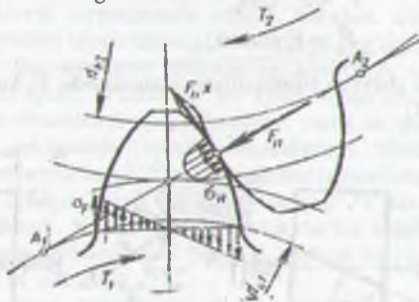
Ikkinchisi tishlar orasida sirpanish natijasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi.

$$F_t = F_n \cdot f$$

Bu kuchlar ta'sirida tishlarda kuchlanishlar hosil bo'ladi:- tish sirtida hosil bo'ladigan σ_n - kontakt kuchlanish va tishning tubida paydo bo'ladigan eguvchi kuchlanish σ_f .

σ_f - tishlarning toliqishdan sinishga sabab bo'ladi.

σ_n - tish sirtlarning uvalanishiga sabab bo'ladi.



Rasm 16.5

Tishlarning sinishi. Tishlarning sinishiga quyidagi sabablar bo'lishi mumkin:

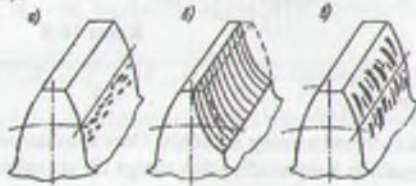
1. O'ta katta yuklama bo'lishi. Bunday holda tishda hosil bo'lgan kuchlanish material uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan oshib ketadi. Elastik materiallardan tayyorlangan g'ildirak tishlari deformatsiyalanib, o'z shaklini o'zgartiradi yoki sinib ketadi. (Rasm 16.6)
2. O'zgaruvchan kuchlanishning uzoq vaqt davomida ta'sir etishi. Bunday hollarda tish tubiga yaqin joyda materialning toliqishidan darz paydo bo'ladi va u kattalashib, sinishga olib keladi. Tishlarni sinishdan saqlash uchun modulni kattalashtirish, tishlarni o'zgartirish (korreksiyalash) va ularni termik ishlash, tish qirralariga tushadigan yuklamani kamaytirish uchun tishlarning chetini ma'lum burchak ostiga kertish yo'li bilan erishiladi.



Rasm 16.6.

Tishlar sirtining emirilishi deganda quydagi tushinilishi kerak:

- a) toliqish oqibatida uvalanib ketishi.
- b) abraziv zarrachali muhitda va oddiy ishqalanish sharoitida emirilishi.
- v) katta yuklama bilan ishlayotgan uzatmalarda bir g'ildirak tishi sirtiga yopishib holish hollari.
- g) plastik deformatsiyalanish oqibatida siljish hosil bo'lishi (yumshoq po'latdan yasalgan, tezligi sokin, lekin katta yuklama bilan ishlaydigan uzatmalarda).
- d) termik ishlangan tishlar sirtining qattiq qatlamining ko'chib ketish hollari (sifatsiz termik ishlanganda).



Rasm 16.7.

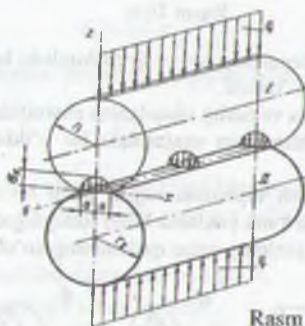
- a) Tishlar sirtining toliqish oqibatida uvalanib ketish. (rasm 16.7a)
- b) tishlar sirti emirilishi (rasm 16.7b).
- v) tishlar sirti yulinishi (rasm 16.7v).

Nazorat savollari:

1. Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda aniqlik darajasi nimalarga bog'liq?
2. Uzatmadagi kuchlar qaerda hosil bo'ladi?
3. Aylana kuch nima va qanday aniqlanadi?
4. Radikal kuch yunalishi va formulasi.
5. Bo'ylama kuch qaysi uzatmalarda hosil bo'ladi?
6. Bo'ylama kuch qanday topiladi?
7. Tishlar ishlash qobiliyati deganda nimani tushunasiz?
8. Tish sirtining emirilish turlarini ko'rsating?
9. Sinish qachon paydo bo'ladi?
10. Plastik siljish nima?

16.6 To'g'ri tishli silindrsimon g'ildirak tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Tishli uzatmalar ishlaganda kontakt kuchlanishlar tishlar sirtini uvalanishiga olib keladi. Shu sababdan tishli uzatmalarni loyihalashda kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblanadi. Tishlar kontaktini ikkita ρ_1 va ρ_2 radiusli silindr orasidagi kontakt deb ko'riladi (rasm 16.8). Bu holda kontakt kuchlanish quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:



Rasm 16.8

$$\sigma_z = \sqrt{\frac{E_z}{2\pi(1-\mu^2)}} \cdot \frac{q}{\rho_1} \quad (1)$$

Kontakt kuchlanish formulasining asoschisi Gers xisoblanadi (1881y). Kontakt kuchlanishlar ilashish qutbida aniqlanadi, q-tish sirtiga tik yo'nalgan solishtirma kuch bo'lib quyidagicha aniqlanadi.

$$q = \frac{\omega_{Ht}}{K_\epsilon \cdot \epsilon_\alpha \cdot \cos\alpha} \text{ N/mm}; \quad (2) \text{ bu erda}$$

K_ϵ - koeffitsient taxminan 0.95

ϵ_α - yon tomon qoplash koeffitsienti.

ω_{Ht} - solishtirma aylana kuchning hisobiy qiymati, uni quyidagicha topish mumkin:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_m} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\epsilon} \quad (3)$$

$$\frac{F_t \cdot K_H}{b_m} = F_t \cdot K_H / b_m \cdot \cos\alpha_w = 2T_1 K_H / d_{a1} \cdot b_m \cos\alpha_w \quad (4)$$

$$\rho_1 = \frac{d_{a1} \sin\alpha_w}{2}; \rho_2 = \frac{d_{a2} \sin\alpha_w}{2}; \quad (5)$$

$$\frac{1}{\rho_K} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{a1} \sin\alpha_w} \pm \frac{2}{d_{a2} \sin\alpha_w} = \frac{2}{d_{a1} \sin\alpha_w} \left(1 \pm \frac{1}{U} \right) = \frac{2}{d_{a1} \sin\alpha_w} \left(\frac{U \pm 1}{U} \right) \quad (6)$$

(+) - tashqi ilashish, (-) - ichki ilashish.

$$U = \frac{d_{a2}}{d_{a1}} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ - uzatish soni}$$

ni va $\frac{i}{\rho_k}$ ni va (2) ni (1) formulaga qo'yib, $\cos\alpha_w \cdot \sin\alpha_w = \frac{\sin 2\alpha_w}{2}$ deb olinib unda:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_k \cdot T_1 \cdot K_H}{d_w^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha_w} \left(\frac{U \pm 1}{U} \right)} \leq [\sigma_H]$$

shu formulaga

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}; Z_F = \sqrt{\frac{1}{K_F \cdot \varepsilon_\alpha}}; \omega_H = \frac{2T_1}{d_w \cdot b_w} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\epsilon}$$

$$Z_M = \sqrt{\frac{E_k}{\pi(1-\mu^2)}} \quad \text{teng deb qo'ysak, quyidagi formula kelib chiqadi;}$$

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_F \sqrt{\frac{2T_1}{d_w^3 \cdot \psi_{H\beta}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\epsilon} \cdot \frac{(U \pm 1)}{U}} \leq \sigma_H \quad \text{bu erda, agar}$$

T_1 ni T_2/U bilan, d_w - ni $2a_w/(U \pm 1)$ - bilan almashtirsak, $\psi_{H\beta} = \frac{b_w}{a_w}$ e'tiborga olsak

$$\sqrt{(Z_H \cdot Z_M \cdot Z_F)^2 \cdot 0,5 K_{H\beta} K_{H\alpha}} = K_s \quad \text{deb belgilasak.}$$

Asosiy formulani a_w ga nisbatan echsak; quyidagiga ega bo'lamiz:

$$a_w = K_s (U \pm 1) \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta}}{U^2 [\sigma_H]^2 \psi_{H\beta}}}$$

$$\psi_{H\beta} = 2\psi_{H\alpha} / (U \pm 1) - \text{tish eni koeffitsienti}$$

bu erda Z_H - ilashishda bo'lgan tish sirtlarining shaklini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

Z_F - kontakt chizig'ining umumiy uzunligini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

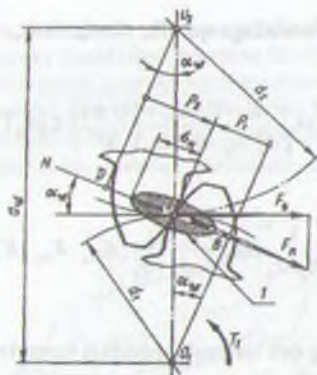
Z_M - ilashishda bo'lgan g'ildirak materialining mexanikaviy hossalari e'tiborga oluvchi koeffitsient.

To'g'ri tishli uzatmalar uchun $K_\alpha = 49,5$

Qiya tishli va shevronli uzatmalar uchun $K_\alpha = 43$

Burovchi momentning (T_2 ning) birligi - N·mm.

$[\sigma]$ - ruxsat etilgan kontakt kuchlanish, MPa - qiymat jihatdan kichik bo'lganini formulaga kiritiladi, ko'proq bu etaklovchi g'ildirak uchun bo'ladi.



Rasm 16.9

16.7 To'g'ri tishli g'ildirak tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Tishli g'ildiraklar o'zaro ilashganda shu ilashish chizig'ida va tish osti qismida kuchlanishlar hosil bo'ladi. Tishli g'ildiraklarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda quydagi soddalashtirishlar qabul qilinadi, (rasm 16.10).



Rasm 16.10

1. Tishga ta'sir etuvchi kuch uning uchiga qo'yilgan bo'lib, faqat bitta tish vositasida yaratiladi deb hisoblanadi.

2. Ishqalanish P_t kuchi katta bo'lmaganligidan hisoblashda e'tiborga olinmaydi.

3. Tish konsolini balka deb qaraladi.

Ishlashda hosil bo'lgan egilishdagi kuchlanish quydagicha aniqlanadi:

$$1) \sigma_r = \left(\frac{F_t \cdot \lambda}{W} - \frac{F_r}{A} \right) \cdot K_r \text{ bu erda } \sigma_r = \sigma_v - \sigma_e; \quad \sigma_e - \text{eguvchi kuchlanish.}$$

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha; F_r = F_n \cdot \sin \alpha \quad \sigma_e - \text{siguvchi radial kuchdan kuchlanish}$$

$$W = \frac{b \cdot s^2}{6} - \text{yuzaning egilishdagi qarshilik momenti.}$$

$$A = bs - \text{yuza; } \lambda = \mu \cdot m; S = v \cdot m, \text{ unda } \sigma_r = \frac{6F_t \cdot \mu \cdot m}{bv^3 m^3 \cdot \cos \alpha} \cdot K_r = Y_F \cdot \frac{F_r}{b \cdot m}$$

K_r - kuchlanishni to'planish ko'effitsienti. $Y_F = 6\mu K_r / a \cdot v^3 m^3 \cdot \cos \alpha$

Tenglamadagi (-) ishorasi, hisoblash tish asosining chuzilgan tolalan uchun bajarilishini ko'rsatadi. μ va v tish shaklini hisobga oluvchi ko'effitsient.

(1) formuladagi W, λ, A, F_t - larni haqiqiy qiymati qo'yilsa, egilishdagi kuchlanish quydagicha aniqlanadi.

$$\sigma_r = Y_F \cdot \frac{\omega_r}{m} \leq [\sigma_r] \quad (2)$$

bu erda Y_F - tish shakli ko'effitsienti, qiymati tishlar soniga kura jadvaldan olinadi.

ω_r - solishtirma aylana kuchning hisobiy qiymati.

$$b - \text{tish-cni, m-modul; } \omega_r = \frac{F_t \cdot K_F}{b}$$

F_t - aylanma kuch

$K_F = K_{F\beta} K_{FV}$ - yuklanish ko'effitsienti.

$K_{F\beta}$ - tishli gildirlarning ishlashida, yuklarning noteks joylanishini hisobga oluvchi ko'effitsient qiymati jadvaldan uzatmalarning tayanchlariga joylanishga qarab olinadi. Joylanishi - simmetrik, nosimmetrik va konsol holatda bo'ladi.

K_{FV} - Tezlikni hisobga oluvchi ko'effitsient.

2-nci formula vositasida g'ildrklarning tishi eguvchi kuchlanish bo'yicha chidamlikka hisoblanadi. Uzatmalarni loyixalash uchun bu formula beshqacha ko'rinishga keltiriladi.

$$\sigma_r = \frac{Y_F F_t K_F}{m \cdot b} = \frac{Y_F 2T_1 K_F}{m \cdot b \cdot d_1} = \frac{Y_F 2T_1 K_F}{m \psi_{bd} \cdot mnZ_1^2} = \frac{Y_F 2T_1 K_F}{m^3 Z_1^2 \psi_{bd}}$$

$$\psi_{bd} = \frac{b}{d}; b = \psi_{bd} \cdot d \quad d = m \cdot z_1 \text{ deb olsak, unda}$$

$$(3) \quad m = K_m \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_r]}} \quad \text{mm}$$

bu erda K_m - yordamchi ko'effitsient qiymati $K_m = 14$.

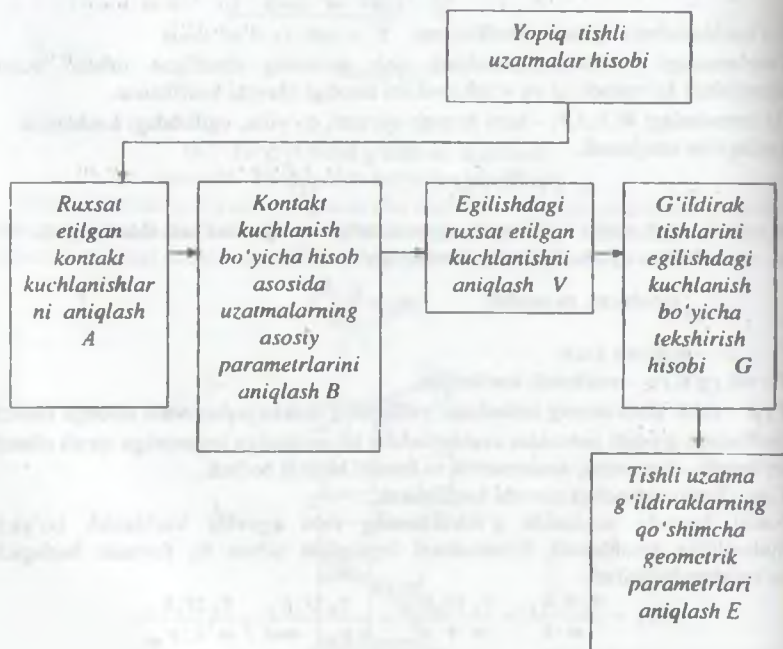
T_1 - burovchi moment, Nmm., $[\sigma_r]$ - ruhsat etilgan egilishdagi kuchlanish, ψ_{bd} - tish eni ko'effitsienti.

Formula (3) da topilgan modul standart bo'yicha yahlitlanadi. Etaklovchi va ataklanuvchi g'ildirak tishlarning eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligi bir xilda bo'lishini ta'minlash uchun quyidagi shart bajarilishi kerak.

$$\frac{\sigma_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{\sigma_{F_2}}{Y_{F_2}}$$

σ_r va σ_r , shesternya va g'ildirak uchun egilishdagi kuchlanishlar. Y_r va Y_r , shesternya va g'ildirak tish shakli koeffitsientlari.

Yuqoridagilarni e'tiborga olib yopiq tishli uzatmalar hisobini kattalashtirilgan algoritmda keltirilsa bo'ladi (rasm 16.11).



Rasm 16.11

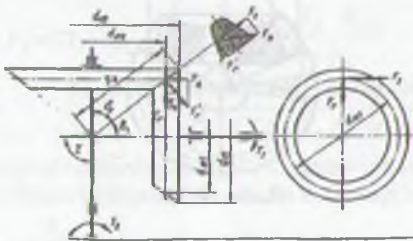
Nazorat savollari:

1. Nima uchun tishli g'ildirakni kontakt kuchlanishga hisoblanadi?
2. Ilashishdagi kontakt kuchlanish qanday formuladan topiladi?
3. Kontakt kuchlanishga tekshirish sharti va shaklda ifodalang.
4. φ_{hd} - qanday koeffitsient?
5. K_m - qanday koeffitsient va uni aniqlash.
6. G'ildirak tishlarini eguvchi kuchlanishga tekshirishda qanday soddalashtirishlar e'tiborga olinadi?
7. Tishni eguvchi kuchlanishga tekshirish shaklini chizib bering.
8. G'ildirakda tishni eguvchi kuchlanishga tekshirish sharti.
9. O'qlararo masofa qanday topiladi?
10. G'ildirak moduli formulasini yozib bering.

16.8 Konussimon uzatmalar. Umumiy tushunchalar. Geometrik o'lchamlari, ilashishdagi kuchlari. Konussimon to'g'ri tishli g'ildiraklarni silindrsimonga keltirish, eguvchi va kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Konussimon uzatmalar. Umumiy tushunchalar. Konussimon uzatmalarda villarining o'qlari burchak « δ » ostida kesishadi, ko'pincha $\delta = 90^\circ$. Konussimon uzatmalardagi g'ildiraklari to'g'ri va aylana tishli bo'ladi. Uzatmaning g'ildiraklardan bittasi tayanichlarga konsol o'rnatiladi, bu esa tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarning notekis taqsimlanishiga olib keladi. Konussimon uzatmalarda bo'ylama kuchlar ta'sir etadi va tayanichlar konstruksiyasini murakkablashtiradi. Tajribalar natijasida aniqlandiki, konussimon uzatmalarning yuklanish qobiliyati silindrsimonlarga nisbatan 0,85 ga teng.

Geometrik o'lchamlari va uzatish soni. Konussimon uzatmalarda (rasm 16.12) d_{e1} va d_{e2} shesterniya va g'ildirakning tashqi bo'lavchan diametrlari, δ_1 va δ_2 - shesterniya va g'ildirakning bo'lavchan konuslar burchaklari.



Rasm 16.12

R_c - konus yasovchisining uzunligi.

$R_m = R_c - 0,5v$ - o'rta konus uzunligi.

$m_{tc} = m_{un} R_c/R_m$

m_{tc} - tishning sirtqi (keng) tomonidan aniqlangan modul.

m_{tm} - o'rtacha diametr bo'ylab aniqlangan modul.

Uzatish soni.

$$U = \frac{d_{a2}}{d_{a1}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_2}{n_1}$$

$z_1; n_1$ - shesternyaning tishlar soni va aylanish chastotasi.

$z_2; n_2$ - g'ildirakning tishlar soni va aylanish chastotasi.

Vallarning o'qlari orasidagi burchak 90° bo'lganda konus burchagi orqali uzatish soni quyidagicha bo'ladi:

$$U = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

To'g'ri tishli konussimon uzatmalarning ilashishdagi kuchlari.

To'g'ri tishli konussimon uzatmalar ilashishida aylana F_t radial F_r va bo'ylama F_a kuchlar ta'sir etadi. F_n - ikkita, F_t va F_r kuchlarga ajraladi, o'z navbatida $F_r \rightarrow F_a$ va F_t kuchlarga ajraladi. Bu erda:

$$F_t = 2T/d$$

$$F_a = F_t / \cos \alpha; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$$

$$F_r = F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

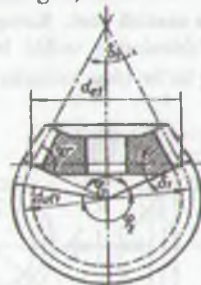
$$F_a = F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad (\text{rasm 16.12})$$

G'ildirak uchun kuchlar yunalishi qarama-qarshi bo'ladi.

$$F_{a1} = F_{r2}, \quad F_{r1} = F_{a2}$$

Konussimon to'g'ri tishli g'ildirakni ekvivalent to'g'ri tishli silindrsimonga keltirish.

Qo'shimcha konus φ_1 orqali olingan normal kesimdagi konussimon g'ildirakning tish shakli silindrsimon g'ildirakning shakli bilan o'xshash bo'ladi, (konus φ_2 ning yoyilmasi bilan shakllangan) rasm 16.13



Rasm 16.13

Ekvivalent g'ildirak diametri:

Diametrlarni z va m orqali ifodalasak:

$$Z_v m = Z_t m / \cos \delta$$

Ekvivalent tishlar soni quyidagicha bo'ladi:

$$Z_{v1} = Z_1 / \cos \delta_1; \quad Z_{v2} = Z_2 / \cos \delta_2$$

16.9 To'g'ri tishli konussimon uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Konussimon uzatmalarda g'ildiraklarning ko'ndalang kesimi konus uchidan 90° tomon proporsional ravishda o'zgaradi va kesim yuzasi kattalashib boradi. "Solishtirma yuklama" q esa tish uzunligi bo'yicha notekis taksimlanadi, tishning tikrligi va deformatsiya qiymatiga asosan o'zgaradi (rasm 16.14). Tishning uzunligi bo'yicha hamma nuqtalaridan olingan ko'ndalang kesimi o'xshash bo'ladi. Tajribalar asosida hisoblash uchun "q" yuklama ta'sir etuvchi tishning o'rta kesimi olinadi.

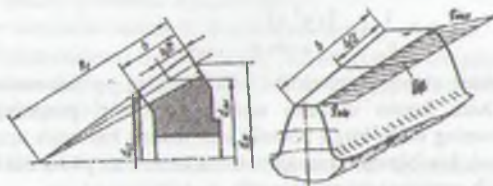
Konussimon uzatmalar uchun eguvchi kuchlanish quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{F1}}{0.85m_m} \leq [\sigma_F],$$

bu erda 0,85 - tajribaviy koeffitsient.

m_m - tishning o'rtacha kesimi bo'yicha aniqlangan modul.

ω_{F1} - hisobiy solishtirma aylana kuch. $\omega_{F1} = \frac{F_1}{b} K_F$



Rasm 16.14

Solishtirma ω_{F1} kuch o'rta diametr bo'yicha hisoblangan aylana F_1 kuch asosida aniqlanadi.

$$F_{n1} = 2T_1 / d_{m1} \quad \text{deb} \quad \omega_{F1} = \frac{F_{n1} \cdot K_{F\beta}}{b_m}$$

Yuqoridagi formulalarni e'tiborga olgan holda:

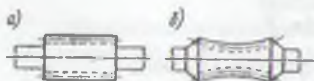
$$m_m = K_m \sqrt{T_1 K_{F\beta} Y_{Fa1} / Z_1^2 \psi_{sd} [\sigma_F]}$$

Konussimon g'ildiraklarning chizma o'lchamlari uchun katta yoni bo'yicha normal kesimidagi o'lcham qiymatlari olinadi. Bu kesimdagi modulni belgilab m_{α} deb;

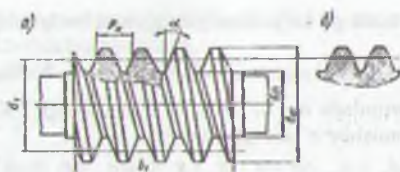
$$m_{\alpha} = m_m \frac{R_e}{R_e - 0.5b} \quad \text{deb qabo'l qilamiz.}$$

m_{α} - qiymatini standart bo'yicha yaxlitlanadi.

Y_F - tish shakli koeffitsienti jadvaldan tanlanadi. Ekvivalent tishlar soniga qarab olinadi (Z_{n1} ; Z_{n2} ekvivalent tishlar soni).



Rasm 16.16



Rasm 16.17

Chervyakli uzatmalarning tasnifi.

Chervyakli uzatmalar silindrik (rasm 16.16a) va globoidli (rasm 16.16b) bo'ladi, bu chervyak tanasi tuzilishiga bog'liq. Chervyak o'ramlarining shakli Arximed, evolventa, konvolyutalar shaklida bo'lishi mumkin.

Amaliyotda ko'p ishlatiladigan bu silindrik chervyaklar, o'z o'qi bo'yicha kesilganda to'g'ri chizikli profilga ega, yon kesimida o'ramlar izi Arximed spirali bo'yicha chizilgan bo'ladi. Shuning uchun Arximed chervyagi deyiladi. Arximed chervyagi trapetsiya rezbalari yuritish vintga o'xshaydi va uni tokar va rezbofrezerli stanoklarda qirkasa bo'ladi (rasm 16.17). Konvolyutali chervyaklar normal kesimida to'g'ri chizikli profilga ega. Evolventali chervyaklar yon kesimida evolventa profili hosil bo'ladi. Mashinasozlikda asosan Arximed chervyaklardan foydalaniladi.

16.12 Chervyakli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.

Chervyakning asosiy geometrik parametrlar quyidagicha: (Rasm 16.17) $\alpha = 20^\circ$ - o'q bo'ylab kesimdagi profil burchagi; $m = \frac{P}{\pi}$ bo'yicha aniqlangan modul; $q = \frac{d_1}{m}$ chervyakning bo'luvchan diametri ko'effitsienti.

Vintning ko'tarilish burchagi $\gamma = \frac{z_1}{q}$; z_1 - chervyakning o'ramlar soni $z_1 = 1, 2, 3, 4$, ga teng bo'lishi mumkin.

Chervyak diametrlari:

Bo'luvchan diametri $d_1 = qm$

Sirtqi diametri $d_{a1} = d_1 + 2m$

Ichki diametri $d_{f1} = d_1 - 2.4m$

Chervyakning o'ramlar qirzilgan qismi uzunligi b_1 -uning qiymatlari

16.12.1 jadvaldan aniqlanadi.

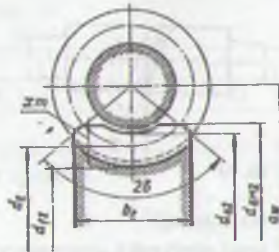
Jadval 16.12.1

Siljish koeffitsienti	Z ₁ -chervyak o'ramlar soni	
	1-2	3-4
0	$b_1 \geq (11+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,09z_2)m$
-0,5	$b_1 \geq (8+0,06z_2)m$	$b_1 \geq (9,5+0,09z_2)m$
-1,5	$b_1 \geq (10,5+z_2)m$	$b_1 \geq (10,5+z_2)m$
0,5	$b_1 \geq (11+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (12,5+0,1z_2)m$
1,5	$b_1 \geq (12+0,1z_2)m$	$b_1 \geq (13+0,1z_2)m$

Chervyakli g'ildiraklarning geometrik o'lchamlari quyidagicha aniqlanadi (Racm 16.18)

Chervyakli g'ildirakning bo'luvchi diametri $d_2=mz_2$ tish uchi diametri $da_2=d_2+2m$ tish osti diametri $df_2=d_2-2,4m$

O'qlararo masofa $a_w=0,5m(q+z_2)$ $z_2 \geq 28$ g'ildirak tishlar soni.



Racm 16.18

Chervyakli uzatmaning kinematikasi

Chervyakli uzatmada aylana tezliklari V_1 va V_2 . Ular 90° burchak ostida yo'nalgan va qiymatlari ham har xil (Racm 16.19). Shuning uchun chervyakli uzatma o'ziga hos xususiyatiga ega: Uzatish sonini d_2/d_1 nisbati bilan aniqlash mumkin emas; nicbiy harakatda boshlang'ich silindrlar sirpanadi (tishli g'ildiraklarda esa dumalaydi).

Uzatish nisbati.

Chervyak bir marta aylanganda chervyakli g'ildirak tishlarining qamrov burchagiga aylanadi. (bu burchak chervyakning o'ramlar soniga teng). G'ildirak to'liq bir marta aylanish uchun Z_2/Z_1 chervyakning aylanishlar soniga teng:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

z_1 - chervyak o'ramlari birga ($z_1=1$) teng bo'lgani uchun chervyakli uzatmada uzatish nisbati katta bo'ladi, bu chervyakli uzatmaning asosiy afzaligini sodir etadi. Kuch va moment uzatish uchun mo'ljallangan chervyakli uzatmalarda $i=10...60(80)$, priborlar kinematik zanjirlarda $i=300$ ga teng bo'lishi mumkin. Ko'p xollarda etaklovchi vazifasini chervyak bajaradi.

16.13 Chervyakli uzatmaning ilashishdagi sirpanishi.

Chervyakli uzatmaning ilashishdagi kuchlar.

Chervyakli uzatma harakatga kelganda chervyak o'ramlari g'ildirak tishlarining yon sirtida sirpanadi. Sirpanish tezligi V_s chervyakning vint chizig'iga urinma ravishda yo'nalgan bo'ladi (rasm 16.19). Uning qiymatini g'ildirak va chervyak aylana tezliklarining qiymatlaridan foydalanib aniqlash mumkin:

$$V_s = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{v_1}{\cos \gamma}$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} \quad v_2/v_1 = \text{tg } \gamma$$



Rasm 16.19

γ - vintli chizig'ining ko'tarilish burchagi.

Amaliyotda, odatda $\gamma = 30^\circ$ unda chervyakli uzatmada v_2 Qar vaqt v_1 dan kichik, v_1 esa v_2 dan katta bo'ladi.

Chervyakli uzatmalarda shu sababli tishlar tez eyiladi va foydali ish koeffitsienti nisbatan kichik bo'ladi. Burchak γ -ning qiymati quyidagicha aniqlanadi.

$$\text{tg } \gamma = \frac{P_s \cdot Z_1}{\pi \cdot d_1} = \frac{m \cdot \pi \cdot Z_1}{\pi d_1} = \frac{m Z_1}{m q} = \frac{Z_1}{q}$$

Uzatmaning foydali ish koeffitsienti

$$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg } (\gamma + \rho)}$$

Shu asosida, chervyakli uzatmaning foydali ish koeffitsienti vintaviy chizig'ining ko'tarilish burchagi γ - ni oshirish (o'ramlar sonini ko'paytirish) yoki ishqalanish burchagi " ρ "-ni, (ya'ni ishqalanish koeffitsienti hisobiga) oshirish mumkin.

Tajribadan ma'lumki, o'z vaqtida yaxshi moylab turilgan sharoitda ishqalanish koeffitsienti sirpanish tezligi v_s ga bog'liq bo'ladi (jadval 16.12.2).
Jadval 16.12.2

$V_s, \text{m/s}$	f	ρ
0,01	0,11-0,12	6'17"-6'51"
0,1	0,08-0,09	4'34"-5'09"
0,25	0,065-0,075	2'43"-4'17"
0,5	0,055-0,065	3'09"-3'43"
1	0,045-0,055	2'35"-3'09"
1,5	0,04-0,05	2'17"-2'52"
2	0,035-0,045	2'00"-2'35"
2,5	0,03-0,04	1'43"-2'17"
3	0,028-0,035	1'36"-2'00"
4	0,0230,03	1'26"-1'43"
7	0,018-0,026	1'02"-1'29"
10	0,016-0,024	0'55"-1'22"
15	0,014-0,020	0'48"-1'09"

Loyixalashda foydalanish uchun F.I.K. ning o'rtacha qiymati jadval (16.12.3) da keltirilgan. 1

Jadval 16.12.3

Z_1	1	2	3	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,87	0,87...0,92

Agarda chervyakli uzatmada etaklovchi chervyakli g'ildirak bo'lsa (kuchlar yo'nalishi o'zgaradi):

$$\eta = \frac{\lg(\gamma - \rho)}{\lg \gamma}$$

$\gamma \leq \rho$ bo'lsa $\eta=0$ bu holda qarakat g'ildirakdan chervyakga uzatib bo'lmaydi, ya'ni chervyakli uzatma tormozlanuvchi juftga aylanadi.

O'z o'zidan tormozlanuvchi chervyakli uzatma ko'tarish mashina va mexanizmlarida foydalaniladi.

Chervyakli uzatmaning ilashishidagi kuchlar. Chervyakli uzatmalarda (16.20) chervyakning aylana kuchi F_{t1} chervyakli g'ildirakning o'q bo'ylab F_{a2} yo'nalgan kuchga teng:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1$$

Chervyakli g'ildirakning aylana kuchi F_{t2} chervyakning o'q bo'ylab F_{a1} yo'nalgan kuchga teng:

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2/d_2$$

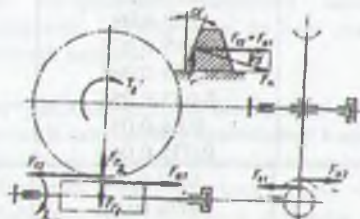
Radial kuch quyidagicha bo'ladi:

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Normal kuch: $F_n = F_{t2}/\cos \alpha - \cos \gamma$

Chervyak va g'ildirakdagi burovchi momentlar quyidagicha bog'langan:

$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta$ bu erda T_1, T_2 - chervyakdagi va g'ildirakdagi burovchi momentlar.



Rasm 16.20

16.14 Chervyakli uzatmani mustahkamlikka hisoblash.

Chervyakli uzatmalar kontakt va egilishdagi kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi. Chervyakli uzatmalarda g'ildirak tish sirtining eyilishi va yulinish chiqish hollari ko'prok bo'ladi. Chervyakli g'ildirak materiali chervyakning materialiga nisbatan yumshoq bo'lganligi sababli undagi tishlar sirtlari asta yulinish, chervyak sirtiga yopisha boradi. Bunday emirilishning oldini olish uchun uzatmada antifriktsion materiallardan foydalaniladi va asosan kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash olib boriladi. Eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshiruv hisoblashi olib boriladi.

Kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblash,
Chervyakli uzatmalarni hisoblashda asosiy tenglamadan foydalaniladi:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_1}{\rho_a 2\pi(1-\mu^2)}}$$

Arximed chervyaklari uchun $\rho_1 = \infty$ shu jumladan $\frac{1}{\rho_a} = \frac{2\cos^3\gamma}{d_1 \sin\alpha}$;

ρ_1 -aniqlaganda chervyak o'ramining sirti e'tiborga olinmaydi, chervyak g'ildiragini esa qiya tishli silindirik g'ildirak deyish mumkin.

Qiya tishli uzatmalar singari, chervyakli uzatmalarda ham uzunlik birligiga to'g'ri keladigan kuch:

$$q_s = \frac{F_s}{l_1} = \frac{F_{t2} \cdot K_H}{l_1 \cos\alpha \cos\gamma} = \frac{2T_2 \cdot K_H}{d_1 d_2 2\delta\epsilon_a \xi \cos\alpha}$$

bu erda $l_1 = d_1 \delta \cdot \epsilon_a \cdot \xi / \cos\gamma$ - kontakt chizig'ining minimal

uzunligi ϵ_a - o'q bo'yicha olingan qoplanish koeffitsienti;

ξ - g'ildirak tishi sirtining chervyak o'rami sirtiga tegib turishi to'la bo'lmashligi natijasida kontakt chizig'i uzunligining kichrayishini hisobga oluvchi koeffitsient;

$\xi = 0.75$; $\epsilon_a = 1.8 \dots 2.2$.

Elastiklik modulining keltirilgan qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$E_{eq} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$$

erda E_1 va E_2 - chervyak va g'ildirakning elastiklik moduli.

Aniqlangan qiymatlarni e'tiborga olib $\alpha = 20^\circ$:

$2\delta = 100^\circ$; $\epsilon_a = 1.82$; $\delta a = 1.82$; $\xi_1 = 0.75$; $E_1 = 2.15 \cdot 10^5$ (MPa) - po'lat uchun, $E_2 = 0.9 \cdot 10^5$ (MPa) bronza va chuyan uchun deb qabul qilib, 20 betdagi formula (1) soddalashtiriladi va quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_H = 1.8 \sqrt{\frac{E_k \cdot T_2 \cdot K_H \cdot \cos^2 \gamma}{d_1^2 \cdot d_2 \cdot \delta \cdot \epsilon_a \cdot \xi_1 \cdot \xi_2 \cdot \xi_3}} \cdot [\sigma_H]$$

Ilu erda T_2 -g'ildirakdagi burovchi moment $K_H = K_H \beta K_{HV} K_{H\alpha}$

K_H - dinamik yuklanishning koeffitsienti

$K_H \beta$ - yuklanishning notekislik koeffitsienti. K_{HV} -tezlikni hisobga oluvchi koeffitsient $K_{H\alpha}$ -ilashish burchagini e'tiborga oluvchi koeffitsient

Loyixalash hisobida yuqoridagi solishtirma formulada d_2 - topiladi. Uning uchun quyidagilar qabul qilinadi:

$d_1 = qm = qd_2/z_2$; $\alpha = 20^\circ$; $Kn = 1.1$; $\gamma = 10^\circ$; $2\delta = 100^\circ = 1.75$ rad;

$\epsilon_a = 1.9$; $\xi_1 = 0.75$ unda:

$$d_2 = 1.25 \sqrt{\frac{E_k \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}$$

$a_w = 0.5d_2 (q/z_2 + 1)$ tengligini e'tiborga olsak, d_2 ning formulasini a_w nisbatan echilsa o'qlararo masofa quyidagicha aniqlanadi:

$$a_w = 0.625 (q/z_2 + 1) \sqrt{\frac{E_k \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 (q/z_2)}}$$

Chervyakli uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Chervyakli uzatmada eguvchi kuchlanish bo'yicha faqat chervyakli g'ildirakning tishlari hisoblanadi, chervyakning o'ramlari materialining mustahkamligi yuqori bo'ladi.

G'ildirak tishining kesimi o'zgaruvchan va tishlar osti chizig'i aylana bo'yicha bo'lganligi sababli aniq hisobni olib borish qiyinlashtiriladi. Shuning uchun quyidagi soddalashtirishlar kiritilgan.

1. G'ildirak uchun tish shakli koeffitsienti quyidagi jadvaldan olinadi.

Z_v	20	24	26	28	30	32	35
Y_F	1.98	1.88	1.85	1.80	1.76	1.71	1.64
Z_v	37	40	45	50	60	80	100
Y_F	1.61	1.55	1.48	1.45	1.40	1.34	1.30

2. Chervyakli uzatma uchun

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_a \xi} = \frac{1}{1.9 \cdot 0.75} = 0.74$$

3. Agar $\gamma = 10^\circ$ teng bo'lsa $U_\rho = 0.93$ yuqoridagilarni e'tiborga olganda egilishdagi kuchlanish formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_r = 0.7 \gamma_r \frac{F_{\sigma} \cdot K_r}{b_z \cdot m_n} \leq [\sigma_r]$$

bu erda; K_r - yuklanish koeffitsienti. m_n - normal modul.

$$m_n = m \cos \gamma \quad Z_r = \frac{z_1}{\cos^3 \gamma} - g' \text{ildirakning keltirilgan tishlar soni.}$$

Chervyakli uzatmani qizishini tekshirish. Chervyakli uzatmadagi ilashishda issiqlik sodir bo'ladi, Qizishini tekshirish uchun uzatmada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori aniqlanadi.

$Q = (1 - \eta) P_1$ (kkal/soat). P_1 - kirish valdagi quvvat,

η - chervyakli uzatmaning **F.I.K.**

Atrof muhitga tarqaladigan issiqlik miqdori topiladi:

$$Q_1 = K_r (t_1 - t_0) \cdot S$$

bu erda S - sovutish yuzasi

t_1 - reduktorning ichki temperaturasi (moy naviga bog'liq).

T_0 - atrof muhit temperaturasi ($t_0 = 20^\circ \text{C}$). K_t - issiqlik oeffitsienti

Uzatmaning qizib ketmasligi uchun $Q < Q_1$ bo'lishi kerak.

Aks holda sovutishning sun'iy usullaridan foydalaniladi.

Nazorat savollari:

1. Nega chervyakli uzatmalarni kichik quvvatlarda ishlatiladi?
2. Chervyakli uzatmalarning afzalliklari va kamchiliklari.
3. Korrektsiyalash chervyakli uzatmada nima maqsadda olib boriladi?
4. Chervyak o'ramlari qanday tanlanadi.
5. Chervyakli g'ildiraklarning eng kam tishlar soni qancha bo'ladi?
6. Chervyakli uzatmada qanday kuchlar hosil bo'ladi?
7. Chervyakli uzatmada sirpanish tezligi qanday topiladi?
8. Chervyak va chervyakli g'ildirak materiallari.
9. Chervyakli uzatmaning **F.I.K.**
10. Chervyakli uzatmada kontakt va egilishdagi kuchlanish bo'yicha hisoblash. (formulalarni yozing).

17. Bob

17.1 Tasmali uzatmalar.

Afzallik va kamchiliklari. Tasmali uzatmalar turlari

Tasmali uzatma etaklovchi va etaklanuvchi shkivlardan va ularni qamrab olgan tasmadan iborat. Tasma bilan shkiv orasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi hisobiga etaklovchi shkivdan etaklanuvchi shkivga harakat va quvvat uzatiladi. (Rasm 17.1)

Tasmali uzatmalarning afzalliklari: 1) harakatni katta masofaga uzatib berishi; 2) shovqinsiz va ravon ishlash; 3) yuklanish tosatdan oshib ketisa mashinaning asosiy qismlarini sinib ketishidan asrash (tasmada sirpanish boshlanadi);

4) tuzilishi oddiy; 5) qimmat emasligi.

Kamchiliklari: 1) Kichik gabaritli tasmali uzatmalar bo'lmazligi; 2) Vallarga va tayanchlarga katta yuklanishlar tushishi (tasmani taranglik bilan shkivga kiydirilishi). 3) Uzatish soni o'zgarishi (sirpani natijasida). 4) tasmalar chidamliligi kichikligi (1000 - 5000 soat).

Tasmali uzatmalar turlari.

Tasmaning ko'ndalang kesimiga ko'ra tasmali uzatmalar:

a) yassi tasmali;

b) ponasimon tasmali va (v) deiraviy tasmali bo'ladi. (rasm 17.2.).



Rasm 17.1



a)



b)



v)

Rasm 17.2

Tasmali uzatmaning ishlash layoqati va hisobi. Tasmali uzatmalar uchun asosiy ishlash layoqati- bu -tasmaning tortish qobiliyati (tasma va shkiv orasidagi ishqalanish kuchiga bog'liq), tasma chidamligi. Amaliyotda qullaniladigan hisob usuli tortish qobiliyati bo'yicha olib boriladi.

Uzatma kinematikasi: Etaklovchi shkivdagi aylana tezlik

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} \text{ etaklanuvchida esa } v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60} \text{ teng}$$

Sirpanish hisobga olganda $v_2 < v_1$ yoki $v_2 = v_1(1 - \epsilon)$, ϵ -sirpanish koeffitsienti.

Uzatish nisbati:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 D_2}{V_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ teng. Bu erda D_1 va D_2 , n_1 va n_2 - etaklovchi va etaklanuvchi shkiqlar diametrlari vallarning aylanish chastotasi

Uzatmalar geometriyasi:

Tasmali uzatmalarda o'qlararo masofa « a » bilan belgilanadi, tasma tarmoqlaridagi burchak « β » va tasmaning kichik shkiqlar qamrov burchagi « α » bilan belgilanadi. (Rasm 17.3).

Qamrov burchakni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\alpha = 180^\circ - \beta$$

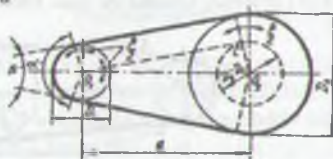
O_1CO_2 uchburchakdan:

$$\sin \beta / 2 = \frac{(D_2 - D_1)}{2a} \text{ teng bo'ladi.}$$

$\beta / 2$ qiymati kichik bo'lgani uchun (15° dan katta bo'lmaydi) sinusning qiymatini uning argumentiga teng deb olish mumkin.

$$\beta = \frac{D_2 - D_1}{a} \text{ rad} = \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ$$

Shunday qilib $\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ$ bo'ladi.



Rasm 17.3.

Shu asosida tasma uzunligi $\lambda = 2a + 0.5\pi(D_2 + D_1) + \left(\frac{D_2 - D_1}{4a}\right)^2$

Unda a - o'qlararo masofa quyidagiga teng bo'ladi:

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 - D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

17.2. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar. Tasmali uzatmaning yuklanish qobiliyati. Yassi tasmali uzatmalarni hisoblash.

Tasmali uzatmada tasma shkiqlarga ma'lum taranglik bilan kiydiriladi. Agar uzatma harakatga keltirilmasa tasma tarmoqlarda taranglik kuchi S_0 - mavjud bo'ladi. (rasm 17.4)

Uzatma harakatga keltirilsa, unga yuklama berilsa, pastdagi etaklovchi qicm tortiladi va uning tarangligi S_1 etaklanuvchi qicm esa qisqarib S_2 bo'ladi.

Etaklovchi tarmoqdagi taranglik qancha oshgan bo'lsa, etaklanuvchi tarmoqlaridagi taranglik shuncha bo'shshadi, ya'ni;

$$S_1 = S_0 + \Delta S$$

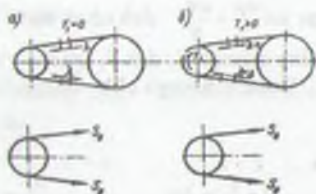
$$S_2 = S_0 - \Delta S$$

$$\text{Yoki } S_1 + S_2 = 2S_0 \quad (1)$$

bu erda S_0 - boshlang'ich taranglik,

T_1 etaklovchi valdagi burovchi moment.

Etaklovchi shkiv uchun muvozanat sharti



$$T_1 = \frac{D}{2} (S_1 - S_2) \quad \text{yoki} \quad S_1 - S_2 = F, F = 2T_1 / D, \quad (2)$$

bu erda F - aylana kuch. Agarda (1) va (2) - tenglamalar S_1 va S_2 nisbatan birgalikda echilsa

$$\begin{cases} S_1 = S_0 + \frac{F}{2} \\ S_2 = S_0 - \frac{F}{2} \end{cases} \text{ ga teng bo'ladi.}$$

S_1 va S_2 larning formulalarida etaklovchi va etaklanuvchi tarmoqlardagi taranglik ta'sir etuvchi F kuchga bog'liq holda o'zgarishini kursatadi.

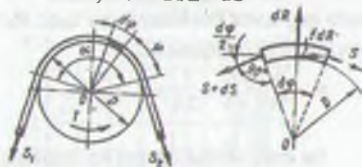
Tasmaning tortish qobiliyati tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish koeffitsientiga va qamrov burchagiga bog'liq. Taranglik kuchlarini bu faktorlarga bog'liq ravishda topish masalasini Eyler hal qilgan edi.

Eyler S_1 va S_2 kuchlar orasida qanday bog'lanish borligini aniqladi. Eyler ta'limotiga ko'ra, tasmaning elementar bo'lari olinib, ularning kuchlar ta'siridagi muvozanati ko'rib chiqildi.

Muvozanat shartiga ko'ra shkiv markaziga nisbatan olingan momentlar yig'indisi quyidagicha bo'ladi: (rasm 17.5)

$$S \frac{D}{2} + dRf \frac{D}{2} - (S + dS) \frac{D}{2} = 0$$

$$\text{yoki} \quad dRf = dS$$



Rasm 17.5

Agar kuchlanishning vertikal o'qiga proektsiyalari yig'indisi olinsa quyidagicha bo'ladi:

$$dR = S \sin \frac{d\varphi}{2} - (S + dS) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

agar $\sin \frac{d\varphi}{2} = \frac{d\phi}{2}$ deb olsak unda $dR = S d\varphi$ demak $\frac{dS}{S} = f d\varphi$ bo'ladi.

S ning qiymati S_1 dan S_2 gacha o'zgaradi.

Shuni e'tiborga olib - integralni olsak

$$\int_{S_1}^{S_2} \frac{dS}{S} = \int_{\alpha}^{\beta} f d\varphi$$

$$\ln \frac{S_2}{S_1} = f\alpha \quad \frac{S_2}{S_1} = e^{f\alpha} \quad \text{yoki} \quad S_1 = S_2 \cdot e^{-f\alpha}$$

S_1 va S_2 - ta'sirida val va tayanchlarga tushadigan kuch hosil bo'ladi. Uning qiymati quyidagicha topiladi:

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1S_2\cos\beta} = 2S_0\cos\beta/2$$

Odatda R-ning qiymati aylana F kuchga qaraganda 2-3 hissa katta bo'ladi.



Rasm 17.6

$$S_1 = F \cdot \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; S_2 = F \cdot \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; S_0 = \left(\frac{F}{2} \cdot \frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

Tasmali uzatma ishlaganda S_1 ; S_2 ; S_0 - kuchlardan tashkari markazdan qochirma kuch paydo bo'ladi (rasm 17.6), u quyidagi formula bo'yicha topiladi.

$S_v = \frac{q}{g} v'$, bu erda $q = \gamma \cdot b \cdot \delta$ - bir metr tasmaning og'irligi. b - tasmaning eni; γ -

tasmaning solishtirma og'irligi, δ - tasmaning qalinligi. S_v - kuch salbiy ta'sir etadi va S_0 - taranglik, kuchni susaytiradi.

Tasmadagi kuchlanishlar

Etaklovchi tarmoqda eng katta kuchlanish bo'ladi. Bu erda σ_1 bo'lib S_1 dan hosil bo'ladi va quyidagicha aniqlanadi.

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A} = \frac{S_0}{A} + \frac{F}{2A} = \sigma_0 + \frac{\sigma_f}{2}$$

bu erda: $A = b\delta$ - tasma ko'ndalang kesimining yuzi, δ - tasma qalinligi. $q = \gamma \cdot b \cdot \delta$ - 1 metr tasmaning og'irligi. γ - solishtirma og'irlik.

S_v dan σ_v hosil bo'ladi; $\sigma_v = \frac{S_v}{S} = \frac{\gamma}{g} v'^2$

Tasma shkivini qamrab turgan joyda eguvchi kuchlanish

hosil bo'ladi; $\sigma_r = \frac{\delta}{D} \cdot E$

Shunday qilib, tasmaning etaklovchi tarmog'idagi kuchlanishlarning yig'indisi quyidagicha bo'ladi. (rasm 17.6).

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{\nu} = \sigma_0 + \frac{\sigma_r}{2} + \sigma_v + \sigma_{\nu r}$$

Tasmali uzatmaning yuklanish qobiliyati

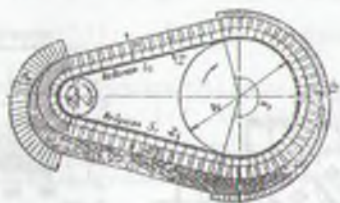
Tasmali uzatmaning yuklanish qobiliyati sirpanish va foydali ish koeffitsienti egri chiziqlari asosida baholanadi.

Bunday grafiklar turli tasmalarni tajribada tekshirish natijasida tuziladi. Ordinata o'qiga sirpanish koeffitsienti va foydali ish koeffitsienti, abssissa o'qiga uzatmaning tortish koeffitsienti φ - orqali ifodalangan kuchlanish qo'yiladi.

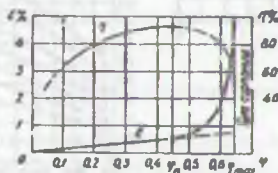
Tortish koeffitsienti quyidagicha bo'ladi:

$$\varphi = \frac{S_1 - S_2}{S_1 + S_2} = \frac{F}{2S_0}$$

Tortish koeffitsienti φ , dastlabki taranglik $2S_0$ ning kancha qismi foydali F kuchni uzatishga sarflanayotganini ko'rsatadi. Sirpanish egri chiziqlarining boshlanishi-da 0 dan φ_0 gacha elastiklik sirpanish hosil bo'ladi va bu erda f.i.k. eng katta qiymatiga teng, φ_0 dan keyin yuklama oshgan sari to'la sirpanishga olib keladi va f.i.k. kamayib ketadi (rasm 17.8.)



Rasm 17.7



Rasm 17.8

Tasmali uzatmalarning sirpanish koeffitsienti (ξ) va

foydalan ish koeffitsienti (h) egri chiziqlari.

17.3 Ponasimon va yassi tasmali uzatmalarni hisoblash.

Ponasimon tasmali uzatmalarning hisobida tasmaning turi va soni standartda keltirilgan uslubga asosan aniqlanadi.

1. Yuritma tarkibidagi tasmali uzatmaning etaklovchi valining quvvati (P) va aylana chastotasi (n) standartda keltirilgan grafigi (Rasm17.9) bo'yicha tasmaning kesimi tavsiya etiladi.

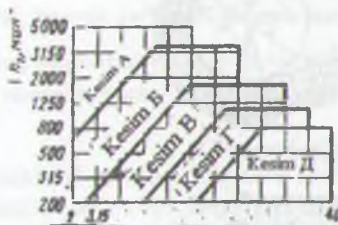
2. Rasm (17.10, 17.11, 17.12) dagi grafiklar bo'yicha bitta tasma orqali uzatiladigan nominal P_p quvvatining qiymati topiladi. Hisob kichik shkvni diametri bo'yicha olib boriladi, bu diametr standart qatoridan tanlanadi va shuni e'tiborga olish kerakki diametri kichik bo'lsa uzatmaning gabarit o'lchamlari kamayadi lekin tasmalarning soni oshadi.

3. Bitta tasma orqali uzatiladigan quvvat P_r quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi.

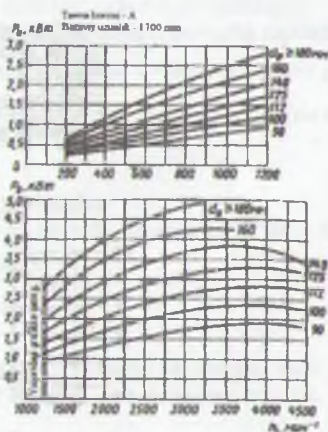
$P_r = P_0 C_\sigma C_1 C_\epsilon / C_p$ bu erda C_σ kamrov burchagining koeffitsienti (standart jadvaldan tanlanadi), S_1 -tasmaning uzunligi koeffitsienti (Rasm17.13), C_ϵ -uzatish nisbatining koeffitsienti (Rasm17.14), C_p -yuklanma rejimining koeffitsienti.

4. Tasmaning soni Z quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

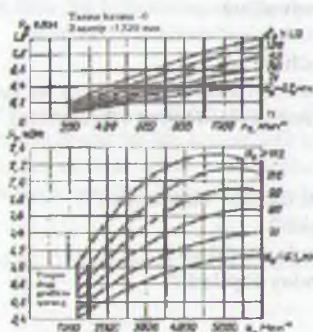
$Z = P / (P_r - S_z)$, bu erda P -uzatmaning etaklovchi validagi quvvati, S_z -tasmalar soni koeffitsienti. Z ni tanlashda $Z \leq 6(8)$ bo'lishi tavsiya etiladi.



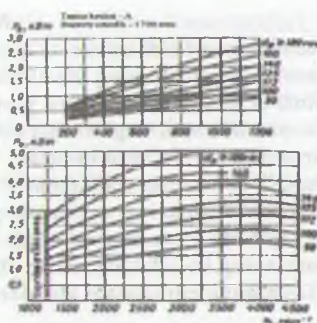
Rasm. 17.9



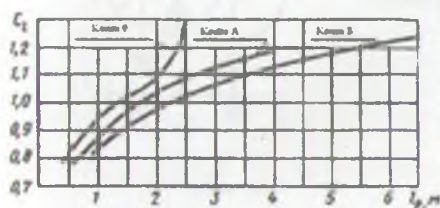
Rasm17.10



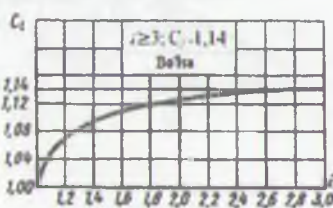
Rasm 17.11



Rasm 17.12



Rasm 17.13



Rasm 17.14

5. Bitta tasmaning boshlang'ich taranglovchi (F_0) kuchi aniqlanadi:

$$F_0 = 0.85P \cdot C_p \cdot C_A / (Z \cdot V \cdot C_a \cdot C_i) + F_v, \text{ bu erda } F_v = \rho \cdot A \cdot V^3.$$

Tasma zichligi $\rho = 1250 \text{ kg/m}^3$; $A = \delta \cdot b$ - tasmaning ko'ndalang kesimi; V - tezlik.

6. Valga ta'sir etuvchi R kuchning qiymatini Z (tasmlar sonini) ni e'tiborga olgan holda topiladi.

$$R = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2S_1 \cdot S_2 \cdot \cos \beta} = 2S_0 \cos \beta / 2$$

R -kuch 2...3 marta aylana kuchdan katta bo'ladi, shu esa tasmlari uzatmalarning kamchiliklaridan biri.

Yassi tasmani uzatmalarni hisoblash.

Loyihalash hisobida quvvat P_1 - kvt, aylanish chastotasi n_1 va uzatish nisbati i beriladi. Diametrlar D_1 va D_2 , "a" - va tasma turi va uning o'lchamlari (v, δ, l) aniqlanadi. Boshlang'ich hisobda D_1 va δ ma'lum bo'lmaganda kichik shkvning diametri taxminan M.A. Saverin formulasi bo'yicha aniqlanadi:

$$D_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1}, T_1 - \text{burovchi moment.}$$

Diametr D_1 aniqlangandan keyin tavsiyalar asosida tasmaning qalinligi tanlanadi va tortish qobiliyati hisobidan tasmaning b eni aniqlanadi.

Nazorat savollari:

1. Tasmali uzatmalar turlari.
2. Tasmali uzatmalarning afzalliklari, kamchiliklari.
3. Nima uchun tasmali uzatma yuritmada tez aylanadigan pog'ona bo'ladi?
4. Tasma tarmoqlaridagi tortish kuchlarni aniqlash (uzatma ishlaganda).
5. Sirpanish qarda hosil bo'ladi?
6. Uzatish soni qanday aniqlanadi?
7. Tasmali uzatmaning yuklanish qobiliyati qanday baxolanadi?
8. D_2 - qanday formula yordamida aniqlanadi?
9. Tasmaning ko'ndalang kesim yuzasi qanday topiladi?
10. Tasmaning egilishdagi kuchlanishi qanday topiladi?



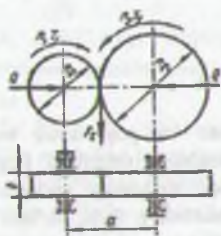
18 Rob 18.1. Friksion uzatmalar. Ishlatilishi, afzallik va kamchiliklari, geometrik o'lchamlari. Ishlatiladigan materiallar. Variatorlar.

Friksion uzatmalar silindrsimon (Rasm 18.1) va konussimon (Rasm 18.2) katoklardan iborat bo'lib, siquvchi O kuchlar ta'sirida ishlaydi.

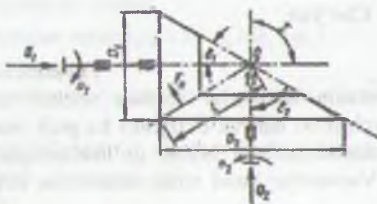
Ishqalanish kuchlar ikkita jism jipslashgan joyida hosil bo'ladi va bu kuchlar orasida quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$F_i \leq F \quad (1)$$

bu erda F_i - aylana kuch, F - ishqalanish kuchi.



Rasm 18.1



Rasm 18.2

Agar uzatma silindrsimon katokli bo'lsa, unda:

$$F = Q * f \quad (2)$$

f - ishqalanish koeffitsienti.

Birinchi (1) shart bajarilmasa katoklarning sirtlarini eyilishiga olib keladi va uzatma harakatga kelmaydi.

Friksion uzatmalarning vallari parallel joylashgan bo'lganda silindrsimon, burchak ostida bo'lsa konussimon deb ataladi.

Friksion uzatmalarning afzalliklari - tuzilishi oddiy, tekis va shovkinsiz ishlaydi, uzatish sonini pog'onasiz uzgartirish mumkin, yuklanish ko'payganda avariya holatlar bo'lmasligi.

Friksion uzatmalarning kamchiliklari - friksion g'ildiraklarni ishchi sirtlari tez va notekis eyilishi, val va tayanchlarga tushadigan kuchlar qiymati kattaligi, foydali ish koeffitsientini nisbatan kichikligi.

Friksion uzatmalarning uzatish soni. Friksion uzatmalarda etaklovchi katokning diametri D_1 va aylanish chastotasi n_1 , etaklanuvchi katokning diametri D_2 va aylanish chastotasi n_2 bo'lsa unda uzatish soni quyidagicha topiladi:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\epsilon)}$$

bu erda ϵ - sirpanish koeffitsienti.

Friksion uzatmaning geometrik o'lchamlarini hisoblash va friksion katoklar tayyorlash uchun ishlatiladigan materiallar.

O'qlararo masofa:

$$a = (D_1 + D_2) / 2 = D_1(u + 1) / 2$$

Etaklovchi katok diametri:

$$D_1 = 2a(u - 1)$$

Etaklanuvchi katok diametri:

$$D_2 = D_1 - u$$

Friksion katoklar uchun qo'llaniladigan materiallarning ishqalanish koeffitsienti va elastiklik moduli katta bo'lishi kerak. Shuni e'tiborga olgan holda friksion katoklar quyidagi materiallardan tayyorlanadi:

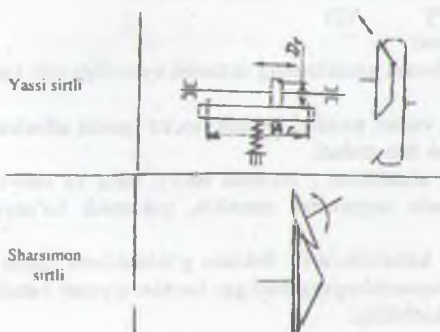
1. Toblangan pö'latlar, 40XH, 18 XIT, IIX15.
2. Tekstolit.
3. Cho'yan.

Variatorlar

Friksion uzatmalar uzatish sonlari o'zgarmas va pog'onasiz bir tekis o'zgaruvchan bo'ladi va oxirgilari ko'prok mashinasozlikda ishlatiladi. Pog'onasiz uzatish sonini sozlash uchun qo'llaniladigan friksion uzatmalar variatorlar deb ataladi. Variatorlar yassi sirtli, sharsimon sirtli, konussimon sirtli bo'ladi (Racm 18.3).

Variatorlar asosiy xarakteristikasi bu burchak tezliklari yoki diametrlari nisbati:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$



Rasm 18.3

18.2 Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.

Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashda Gers formulasidan foydalaniladi:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_k}{2\pi(1-\mu^2)\rho_k}} \leq [\sigma]_H$$

Katoklarning materiallari po'latdan bo'lsa kontakt kuchlanish quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q E_k / \rho_k} \leq [\sigma]_H,$$

bu erda $q = \frac{F_x}{b_1}$ - kontakt uzunlikka tushadigan nominal yuk.

$E_k = 2E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2)$ - keltirilgan elastiklik moduli.

Silindirsimon katoklarning ρ_k - keltirilgan radiusi $\rho_k = R_1 \cdot R_2 / (R_1 + R_2)$

bu erda :

E_1 va E_2 ; R_1 va R_2 - etaklovchi va etaklanuvchi katoklarning materiallarining elastiklik modullari va radiuslari.

$[\sigma]_H$ - ruxsat etilgan kontakt kuchlanish (qattikligi kam bo'lgan katok uchun)

Toblangan po'latlar uchun $[\sigma]_H = (800 \dots 1200) \text{ N/mm}^2$

Elastiklik moduli $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

Tekstolit uchun $[\sigma]_H = (80 \dots 100) \text{ MPa}$ $E = 6 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$

Nazorat savollari:

1. Asosiy friksion uzatmalarni turlari qanday bo'ladi?
2. Friksion uzatmalarni avfzalliklari va kamchiliklari?
3. Friksion katoklar uchun qanday materiallar qo'llaniladi?
4. Friksion uzatmalarning uzatish sonini yozib bering.
5. Friksion katoklar orasida qanday kuchlar hosil bo'ladi?
6. Aylana kuch qanday topiladi?
7. F_t - Qanday kuch, formulasini yozing.
8. Variator deb qanday moslamaga aytiladi?
9. Friksion katoklar uchun qanday materiallar qo'llaniladi?
10. Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanishga tekshirish sharti.

19 Bob.

19.1 Zanjirli uzatmalar. Afzalliklari va kamchiliklari. Uzatish soni, tezligi.

Mashinasozlikda zanjirli uzatmalarining harakatga keltiruvchi mexanizm - yuritma, yuk tashish va tortish uchun mo'ljalangan turlari ishlatiladi. Zanjirli uzatma zanjir 1 va yulduzchalar 2 dan iborat (rasm 19.1)

Zanjirli uzatma afzalliklari- a) harakatni nisbatan (tishli uzatmalarga qaraganda) uzoq masofaga uzata oladi.(5m gacha bo'lishi mumkin)

b) F.I.K.etarli darajada yuqori.

v) vallarga tushadigan kuch kichik

g) uzatish soni o'zgarmaydi.(tasmali uzatmaga nisbatan)

Kamchiliklari: a) qiymati yuqori; b) zanjir elementlarida qo'shimcha dinamikaviy kuchlari paydo bo'lishi uzunligi ortishi sababli) bu esa uzatmani notekis ishlashiga olib keladi.

$$\text{Uzatish soni } U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$\text{quvvati } P = \frac{F \cdot v}{1000} \text{ KBm}$$

$$\text{Tezligi } v = \frac{Z \cdot t \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ m/c}$$

Z- yulduzchalar tishlar soni t- zanjir qadami.

n- yulduzchalar aylanish soni.

O'qlararo masofa: $a = (30 + 50)t$, bu erda t - zanjir qadami.

Zanjir uzunligi, qadamini e'tiborga olganda:

$$L_i = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

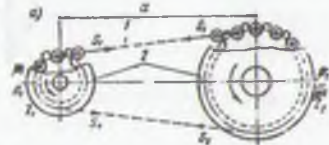
19.2 Zanjirli uzatmadagi kuchlar. Zanjirli uzatmalarni hisoblash.

S_1 va S_2 - etaklovchi va etaklanuvchi tarmqlardagi tortish kuchlar

F_t - aylana kuch.

S_0 - boshlang'ich tortish kuch.

S_v - markazdan qochirma kuch.



Rasm 19.1

Aylana F_t - kuch quyidagicha topiladi: $S_1 - S_2 = F_t$

Markazdanqochirma kuch esa: $S_0 = qv^2$ bu erda q - zanjirning 1 metr uzunligining og'irligi birligi - n/m . v - aylana tezlik; m/s .
zanjirli uzatma uchun S_0 teng:

$$S_0 = K_f \cdot a \cdot q \cdot g \quad \text{bu erda } a - \text{zanjirning bo'sh}$$

tarmog'ining uzunligi; m . (o'qlararo masofa).

g - og'irlik kuchining tezlanishi; m/s^2 .

K_f - salqalik koeffitsienti.

Zanjirli uzatmani hisoblash.

Zanjirli uzatmaning hisoblashda berilgan P_1 quvvat, n_1 aylanishlar soni va u -uzatish soni asosida t -qadam, Z -yulduzchalarning tishlar soni va o'qlararo a - masofa aniqlanadi. Hisoblash tartibi quyidagicha bo'ladi:

1. Spravochnik jadvalidan Z_1 - tishlar sonini tanlaymiz va uzatish soni orqali.

$Z_2 = Z_1 \cdot U$ topiladi.

2. O'qlararo masofani topamiz tavsiyalar asosida $a = (30 \div 50)t$, bu erda t - zanjir qadami.

3. Hisobiy quvvatni aniqlaymiz:

$$P_f = P_1 K_e K_n K_z \leq [Rr]$$

K_e, K_n, K_z - koeffitsientlar tavsiyalar asosida olinadi.

4. Quvvatga qarab zanjir qadamini topamiz va quyidagi

shartni tekshiramiz:

$$t < t_{max}$$

5. Tezlikni aniqlaymiz:

$$V = \frac{Z_1 \cdot n_1 \cdot t}{60 \cdot 1000} \quad m/c$$

6. Zanjirning uzunligini hisoblaymiz va yaxlitlaymiz:

$$L_1 = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

shu erdan o'qlararo « a » masofani aniqlaymiz.

7. Yulduzchalarning diametrlarini topamiz;

$$D_n = \frac{t}{\sin \pi / Z}$$

Shuning bilan hisoblash tugatiladi.

Nazorat savollari:

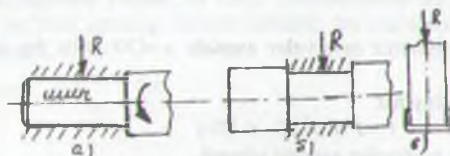
1. Zanjirli uzatmalarning avfzalliklari va kamchiliklari.
2. Zanjirli uzatma qanday elementlardan iborat?
3. Zanjirli uzatmaning uzatish soni.
4. O'qlararo masofa qanday aniqlanadi?
5. Yulduzchalar diametrlarini qanday formula bo'yicha topiladi?
6. Tarmoqlardagi tortish kuchlarini shaklda ko'rsating.
7. Hisobiy quvvat nimaga asoslanib aniqlanadi?
8. Kichik yulduzcha valida quvvat qanday topiladi?
9. K_f - koeffitsient nimaga teng?
10. Zanjirli uzatmaning tezlik formulasini yozing.

20 Bob.

20.1 Vallar va o'qlar, vallarni hisoblash taxminiy, taqribiy, aniqlashtirilgan usullari.

Vallar va o'qlar - tishli g'ildirak, shkv va boshqa aylanuvchi qismlarni o'rnatish uchun ishlatiladigan detallar. Vallar unga o'rnatilgan detallarni aylanishini ta'minlaydi va burovchi momentni uzatib beradi.

O'qlar esa detallarni aylanishini ta'minlaydi lekin burovchi momentni uzatib bermoqchi. Shuning uchun val eguvchi kuchlanish bilan burovchi momentdan hosil bo'lgan kuchlanish ta'sirida ishlaydi. Vallar va o'qlar tekis va pogonali bo'ladi. Vallar ko'proq pog'onali bo'ladi. Val va o'qlarning tayanchlar o'rnatiladigan qismiga -sapfa deyiladi. Val yoki o'qning uchida o'rnatilgan sapfa "ship" deyiladi, val o'rtaida o'rnatilsa bu qismi bo'yin «sheyka» deb ataladi. (rasm 20.1a,b)



Rasm 20.1

Agar val yoki o'qning sapfasi ularning uzunligiga tik tekislikda joylashgan bo'lsa bunday sapfa "tovon" deyiladi. (rasm 20.1v).

Vallar va o'qlar - uglerodli po'latdan, termik ishlov beriladigan 45, 40X, 20X markali po'latlardan tayyorlanadi.

Vallarni hisoblash. Taxminiy hisoblash usuli.

1. Valning taxminiy diametri aylanish chastotasi va quvvat asosida aniqlanadi. Burovchi momentning formulasidan $T = Wr[r]$ foydalaniladi.

$$d = C \sqrt[n]{\frac{P}{n}}$$

S- koeffitsient jadvaldan tanlanadi.

[r]MPa	10	12	15	21	30	40	50
S	168	158	147	130	116	106	98,5

reduktor vallar uchun $S = 150 \dots 170$ teng deb olinadi va quyidagicha

$$\text{aniqlanadi: } d = (150 \dots 170) \sqrt[n]{\frac{P}{n}} \text{ mm}$$

$$\text{Transmission vallar uchun } d = (110 \dots 130) \sqrt[n]{\frac{P}{n}}$$

2- Topilgan taxminiy diametr standartlangan diametr qiymatlarga asoslanib valning tuzilishi chama bilan chiziladi. Valning diametrlarini chizganda val pog'onali bo'ladi. Valning chetki qismi diametri ingichka bo'lib tayyorlanadi. (Rasm 20.1).

Vallarni taqribiy hisoblash usuli.

Ruhcat etilgan kuchlanishlar va keltirilgan moment bo'yicha tekshirish bu taqribiy usuli. Xavfli kesimdagi kuchlanishlar konsentratsiyasini e'tiborga oluvchi koeffitsientini va extiyot koeffitsientini topish asosida tekshirish usuli (aniqlashtirilgan usuli) bo'ladi.

Agar valning mustahkamligini tekshirish konikarli natijani bermasa, uning tuzilishiga o'zgarish kiritiladi va qaytadan mustahkamlikka tekshiriladi.

Vallarning mustahkamlikka hisoblashning taqribiy usuli.

Bu usul bo'yicha keltirilgan moment ta'siridan valning xavfli kesimida hosil bo'ladigan va ruhsat etilgan kuchlanish qiymati bilan solishtiriladi.

Val kesimi uchun mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} \leq [\sigma],$$

M_n - kuchlanish aniqlanadigan kesimga ta'sir etadigan eguvchi moment, (nm). σ_n - egilishdagi kuchlanish.

W - hisoblanayotgan kesimning egilishiga bo'lgan qarshilik momenti, (mm^3).

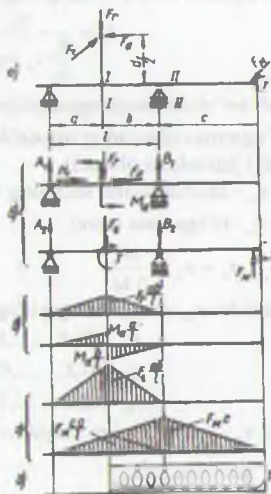
Keltirilgan moment topiladi.

$$M_n = \sqrt{M_t^2 + T^2}, \quad M_n = \sqrt{M_n^2 + M_v^2} \text{ epyuradan olinadi (racm 20.2)}$$

Taqribiy hisoblash natijalaridan foydalanib val qismlarini tuzilishi va o'lchamlari etarli darajada aniq belgilanadi. Val diametri quyidagicha

$$\text{topiladi: } d = \sqrt{\frac{M_n}{0.1} [\sigma]},$$

$[\sigma]$ - egilishdagi ruhsat etilgan kuchlanish. Shundan keyin hisoblashning aniqlashtirilgan usulidan foydalanib valning mustahkamligi aniqlanadi.



Vallarning mustahkamligini hisoblashda aniqlashtirilgan usuli.

Bu usulning taqribiy usuldan asosiy farqi shundaki, bu usul bilan hisoblashda ta'sir etuvchi momentlardan tashqari, xavfli kesimlardagi kuchlanishlar konsentratsiyasi, valning geometrik o'lchamlari hamda sirt tozaligining kuchlanishlar qiymatiga ta'siri e'tiborga olinadi. Xavfli kesimdagi kuchlanishlar konsentratsiyasini e'tiborga oluvchi va ehtiyot koeffitsientini topish asosida tekshirish bu aniqlashtirilgan usuli.

Bu usulda valning havfli kesimi uchun ehtiyot koeffitsienti aniqlanib, ruhsat etilgan qiymati bilan solishtiriladi.

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] \geq 1.5$$

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

bu erda (σ_{-1}) - egilishdagi toliqish chegarasi.

K_{σ} - egilishdagi kuchlanishlarning to'planish koeffitsienta.

ϵ_{σ} - egilishdagi masshtab faktori.

K_{τ} va ϵ_{τ} - burilishdagi kuchlanishlar to'planish koeffitsienti va masshtab faktori. Egilish bo'yicha aniqlangan ehtiyot koeffitsienti.

$$h_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Burilish bo'yicha aniqlangan ehtiyot koeffitsienti. Bu erdagi ψ_{σ} va ψ_{τ} - kuchlanishlar sikli o'zgarmas qismining mustahkamlikka ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffitsientlar qiymati (jadvaldan olinadi).

σ_a va τ_a - kuchlanishlar siklining o'zgaruvchan qismi.

σ_m va τ_m - o'zgarmas qismi.

$$\sigma_m = 0 \quad \sigma_a = \sigma_m = \frac{M}{0.1d^3}$$

hisoblashda σ_a va τ_a - ni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \sigma_b$$

$$\tau_{-1} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_b$$

$$\tau_b = (0,55 \dots 0,65) \sigma_b$$

bu erda τ_b - materialning chegaraviy chidamligi.

Nazorat savollari:

1. Val va o'q orasida farqi nimada?
2. Vallar uchun ishlatiladigan materiallar.
3. Valni hisoblashning nechta va qanday usullari bor?
4. Valning taxminiy hisobida qanday diametri aniqlanadi?
5. Xavfli kesimda extiyot koeffitsienti qanday aniqlanadi?
6. n_{σ} - qanday koeffitsient?
7. n_{τ} - qanday koeffitsient?
8. Xavfli kesimdagi val diametri qanday aniqlanadi?
9. Ruhsat etilgan extiyot koeffitsientining qiymati qanday bo'ladi?
10. O'qlar diametri qanday aniqlanadi?



21 Bob.

21.1. Podshipniklar. Turlari, shartli belgilari. Dumalash va sirpanish podshipniklarni tanlash. Sirpanish podshipniklarining ishlash sharoiti va ularni shartli qisobi.

Podshipniklar. Turlari, shartli belgilari. Val va o'qlar shiplariga o'rnatiladigan detallarni podshipniklar deyiladi. Podshipniklar tayanchlar vazifasini bajaradi, val va o'qlarga tushadigan kuchlarni qabul qiladi.

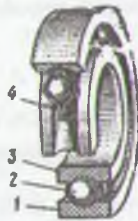
Aylanayotgan val yoki o'k shiplari podshipniklarda ishqalanadi. Shu ishqalanishning turiga qarab, podshipniklar sirpanish podshipniklar va dumalash podshipniklarga bo'linadi.

Sirpanish podshipniklarda sirpanish ishqalanish, dumalash podshipniklarda dumalash ishqalanish hosil bo'ladi.

Val o'qiga ta'sir qiluvchi tik kuchlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar radial podshipniklar deyiladi.

Val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar tirak podshipniklar deb ataladi. Val o'qiga tik kuch bilan bir vaqtda uning o'qi bo'ylab yunalgan kuchlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar esa radial-tirak podshipniklar deb aytiladi.

Dumalash podshipniklarning asosiy elementlari (Rasm 21.1)



Rasm 21.1

1-tashqi halqa

2-Sharik (dumalaydigan detal)

3-separator

4-ichki halqa

Dumalash podshipniklarning har biri yuklanish jihatdan engil, o'rta va og'ir seriyali qilib tayyorlanadi. Podshipniklarda shartli belgilari quyidagicha o'qiladi. Masalan, podshipniklarni ichki diametri 20-495 mm bo'lib bu raqamlar ichki diametrning "5" ga bo'linganiga teng qilib olingan ya'ni bunday podshipniklar ichki diametrining haqiqiy qymatini topish uchun keltirilgan ikki raqamni "5" ga ko'paytirish kerak.

O'ng tomondan uchinchi raqam podshipnikning seriya belgisi:

engil seriyali - 2

o'rta seriyali - 3

og'ir seriyali - 4

Masalan, ichki diametri 50 mm podshipnik bo'lsa

210 - yengil seriya

310 - o'rta seriya

410 - seriyali bo'ladi.

O'ng tomondan 4-inchi raqam podshipnikni bildiradi va 5-inchi, 6-inchi raqamlar podshipnikning tuzilishidagi alohida xususiyatlarini ifodalaydi. 7-inchi raqam - podshipniklar "eni" bo'yicha seriyasi belgisi, podshipnik turi bo'yicha belgilari quyidagicha bo'ladi.

Sharikli radial bir qatorli - "o"

Rolikli radial - "1"

Rolikli radial kalta - 2

Silindrik rolikli - 2

Rolikli radial sferik rolikli - 3

Uzun silindr yoki ignali rolikli - 4

O'rqli rolikli - 5

Sharikli radial - tirak - 6

Rolikli konussimon - 7

Sharikli tirak, sharikli-tirak radial - 8

Rolikli tirak, rolikli-tirak radial - 9

Podshipnikning shartli belgisining oldidagi harflar aniq klassini kursatadi. Aniqlik darajasi 5 klass bo'ladi - 2; 4; 5; 6; va "O" ta - bu esa aniqlik darajasi eng baland aniqlik klass - bu "2". "O" aniqlik darajasi podshipnik belgilanmaydi.

Dumalash podshipniklarni tanlash va hisolash.

Dumalash podshipniklarni. statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha va dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlanadi. Podshipniklarni statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash uchun ta'sir etayotgan yuklamasining ekvivalent (keltirilgan) qiymati topilib, standartdan olingan statik yuk ko'taruvchanlik ruhsat etilgan qiymati S_0 bilan taqqoslanadi.

$$P = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

$$P < S_0$$

R - statik yuklamaning ekvivalent qiymati; F_r - radial yunalishda ta'sir etadigan kuch, F_a - podshipnikning o'q bo'ylab ta'sir etadigan kuch, X_0 ; Y_0 - radial va o'q bo'ylab yo'nalgan yuklanishlar koeffitsientlari (jadvaldan tanlaniladi). Kiska silindrik rolikli radial podshipnik uchun.

$$P = V F_r K_b K_i$$

$$F_a = 0$$

X - radial yuklamasi koeffitsienti.

Y - o'q bo'ylab yo'nalgan yuklamasi koeffitsienti.

V - halqalarning qaysi biri aylanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient.

K_b - yuklama xarakterining podshipnik himmat mudatiga ta'inni e'tiborga oluvchi havfsizlik koeffitsienti.

K_i - temperaturani hisobga oluvchi koeffitsient.

Dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash uchun dinamika yuk ko'taruvchanlikning hisobiy qiymati topilib jadvaldagi qiymatiga taqqoslanadi.

$$S_x \leq S$$

S_x - hisobiy dinamik yuk ko'taruvchanlik qiymati.

S - jadvaldan olingan dinamik yuk ko'taruvchanlik qiymati.

hisobiy yuk ko'taruvchanlik quyidagicha aniqlanadi:

$S_x = P \cdot L$ ρ - ildiz ko'rsatgich, sharikli podshipniklar uchun $P=3$, rolikli podshipniklar uchun $P=3,33$

$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$ - xizmat muddati mln. aylanishlar hisobida ifodalangan bu erda

$$L_h = (SP)^P$$

L_h - soat -hisobida ifodalangan xizmat muddati.

R- ekvivalent dinamik yuklama " N_r " qiymati quyidagicha topiladi: Sharikli radial va radial-tirak podshipnik uchun.

$$P = (X \cdot V F_r + Y F_a) K_b K_t$$

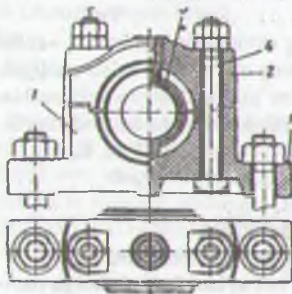
Tirak radial sharikli va rolikli podshipniklar uchun.

$$P = (X \cdot F_r + Y F_a) K_b K_t$$

Yuqorida keltirilgan tenglamalarda X -radial yuklama koeffitsienti, Y -o'q bo'ylab yo'nalgan yuklama koeffitsienti. X va Y ning qiymatlari standart jadvalidan olinadi. V -halqalarning qaysi biri aylanuvchi ekanligiga bog'liq koeffitsient, ichki halqa aylanadigan bo'lsa $V=1$; sirtqi halqa aylansa $V=1,2$ ga teng. F_r -radial yuklama, n ; F_a -o'q bo'ylab yo'nalgan yuklama, n . K_b - xavfsizlik koeffitsienta $K_b=1 \dots 1,8$ ga teng; K_t - podshipnikning xizmat muddatiga temperatura ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffitsient, $K_t=1,1 + 1,25$ ga teng bo'lishi mumkin.

Sirpanish podshipniklar.

Sirpanish podshipniklarning tuzilishi ajraladigan va ajralmaydigan bo'ladi. Ajralmaydigan sirpanish podshipniklaridan ko'proq foydalaniladi. Sirpanish podshipniklar asosan korpus va vkladishdan iborat bo'ladi (Rasm 21.2).



Rasm 21.2

Sirpanish podshipniklarining afzalliklari.

- 1) Ajraladigan sirpanish podshipniklar valning istalgan qismiga o'rnatiladi Masalan, tirsakli vallarda qo'llash qulay.
 - 2) Zarb bilan ta'sir qiladigan kuchlar mavjud bo'lgan hollarda podshipnikdagi moy qatlami bu kuchlarning salbiy ta'sirini kamaytiradi.
 - 3) SHovqinsiz ishlaydi.
 - 4) Agressiv muhit sharoitida (suvda) ishlay oladi.
- Kamchiliklari: Ishlash davomatida moylashga eng katta e'tibor berishni kerak, moylanmasa issiqlik miqdori ko'payadi va podshipnikni ishdan chiqishga olib keladi, moy ko'p sarflanadi.

Sirpanish podshipniklarning ishlash sharoiti va emirilishi.

Sirpanish podshipniklarga o'rnatilgan vallar aylanganda ishqalanish natijasida issiqlik hosil bo'ladi. Podshipnik normali ishlash uchun bu issiqlik miqdori kam bo'lishi kerak. Agar bu issiqlik oshib ketsa emirilish hosil bo'lib, vkladishni erib ketishiga olib keladi. Emirilishga olib keladigan ishqalanishi uch turidan iborat:

- 1) quruq ishqalanish-moylanmagan sirtlar orasida ishqalanish.
- 2) Suyuqlikda ishqalanish. Bu sharoitda ishlayatgan sirtlar o'zaro qovushoq moy qatlami ajralgan holda bo'ladi. (Rasm 21.3)

1-moy

2-vkladish

3-moy qatlami (h)



Rasm 21.3

Moy qatlami qalinligi sapfa xamda vkladish sirtlarida ishlov berishdan hosil bo'lgan noteksiliklar yig'indisidan katta bo'lish lozim:

$$h > R_{Z1} + R_{Z2}$$

Shunday shart bajarilganda yuklamani moy qatlami ("h,") qabul qiladi, natijada ish sirtlarida eyilish protsessi hosil bo'lmaydi. Demak suyuqlik ishqalashning harakatga ko'rsatilgan qarshiligi juda kam bo'ladi - bu podshipniklarning f.i.k. katta bo'ladi.

- 3) Nim suyuqlikda ishqalanish. Nim suyuqlik ishqalanishda yuqorida keltirilgan shart bajarilmaydi, bir paytda suyuqlikda ishqalanish va chegaraviy ishqalanish hosil bo'ladi. Chegaraviy ishqalanishda ishqalanadigan sirtlari yupqa moy qatlami bilan qoplangan bo'ladi.

Sirpanish podshipnigida suyuqlikda ishqalanish protsessning hosil bo'lishi.

Podshipniklarda sapfa bilan vkladish orasidagi tirqish doim ponasimon bo'ladi, tirqish bo'lishi uchun val va sapfaning diametrlari har xil bo'lishi kerak. Val harakatda bo'lmaganda o'z og'irligi bilan vkladishga bosib turadi, shuning uchun past tomonda diametrlar orasida tirqish bo'lmaydi. Vallar tezligi eng katta qiymatidan oshib ketsa tirqishdagi moy qatlami hosil bo'lib ish sirlari bir birlardan ajraladi. Lekin ularning markazi bir nuqtada bo'lmaydi, aks xolda gidrodinamik bosim yo'qolib val o'z og'irligida past tomonga siljiydi. Bu degan so'z har qanday sharoitda ham ponasimon tirqish saqlanadi.

"h,- moy qatlami qalinligi saqlanib qoladi. (racm 21.3)

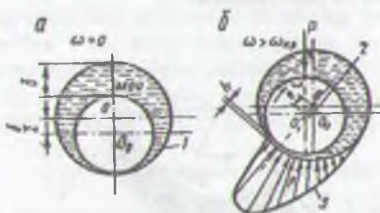
Sirpanish podshipniklarning shartli hisobi.

Podshipniklarni shartli hisobi ikki xil:

1) solishtirma bosim bo'yicha.

$$P = \frac{R}{d \cdot l} \leq [P]$$

2) solishtirma bosim bilan sirpanish tezligining ko'paytmasi bo'yicha olib boriladi va quyidagi formuladan foydalaniladi:



Racm 21.4

Sirpanish podshipnigida suyuqlikda ishqalanish protsessining hosil bo'lishi:

1 — ponasimon tirqish; 2 — tezlikning ortishi bilan sapfa markazining siljishi; 3 — moy qatlamidagi bosim epyurasi (rasm 21.4)

$$PV = \frac{R \cdot m \cdot n}{dl \cdot 60} = \frac{R \cdot n}{19l} \leq [PV]$$

Bu erda:

K - podshipnikka radial yunalishda ta'sir etayotgan kuch (N)

l - podshipnik uzunligi (m)

d - silindring diametri (m)

n - aylanish chastotasi.

[PV] - solishtirma bosimning ruhsat etilgan qiymati.

[P] = (8-9) MPa (po'latlar uchun)

[PU] - solishtirma bosim bilan sirpanish tezligi ko'paytmasining ruhsat etilgan qiymati. odatda $[PVI] = (6 \dots 30) \text{ MPa} \cdot \text{m/s}$.

Nazorat savollari:

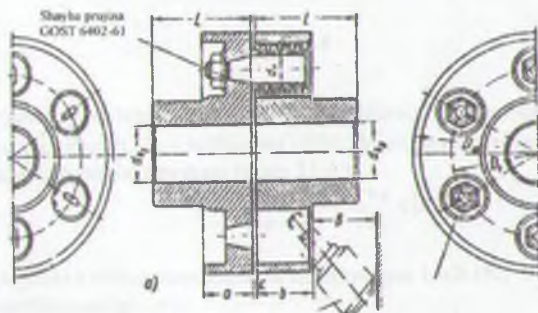
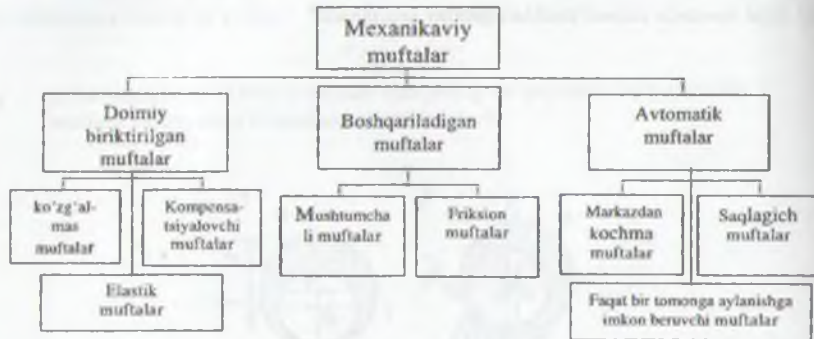
1. Dumalash podshipniklar qanday detallardan iborat?
2. Dumalash podshipniklarning sirpanish podshipniklarga nisbatan afzalliklari.
3. Dumalash podshipniklarning turlarini ayting.
4. Dumalash podshipniklar qanday tanlanadi?
5. Qiyidagi podshipniklarning turlari, o'lchamlarini aniqang, 308, 2307, 3207.
6. Podshipniklar qanday materiallardan tayyorlanadi?
7. Sirpanish podshipniklarning detallarining nomlarini aytib bering.
8. Dumalash podshipniklarni hisoblashda ekvivalent kuch qanday aniqlanadi?
9. Mln. aylanishlarda dumalash podshipniklarning xizmat muddati qanday aniqlanadi?
10. Soat hisobida xizmat muddati qanday aniqlanadi?

22 Bob

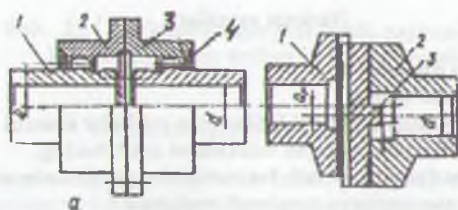
22.1 Muftalar, vazifasi, turlari va ularni hisoblash.

"Mashina detallari" bo'limida o'rganiladigan mexanikaviy muftalar vallarni o'zaro biriktirish uchun qo'llaniladi. O'z vazifasiga ko'ra, muftalar doimiy biriktirilgan (ajralmas) muftalar vallarni doimiy biriktirib turadi va yuritma, elementlarini ta'mirlashda yoki val qismlarini almashtirishda ajratib olinadi. Boshqariladigan ulovchi muftalar, bunday muftalar mashinani to'xtatmasdan vallarni ulash yoki ajratish mumkin. O'z-o'zini boshqaruvchi (avtomatik) muftalar -bu saqlagich muftalar, vallarni bir biridan ajratadi va talab qilingan normal sharoit yaratilishi bilan ajratilgan vallar mufta yordamida avtomatik ravishda yana ulanadi.

22.2 Mexanikaviy muftalar tasnifi va ularni hisoblash.



Rasm- 22.2. Vtulka –barmoqli mufta



Rasm 22.3.

a) tishli mufta

- 1-vtulka
- 2-oboyma
- 3-zichlagich
- 4-qopqoq

b) mushtumchali mufta

- 1,2-yarim mufta
- 3- oraliq disk

Mashina yuritmalarida ko'p qo'llaniladigan muftalar bu vtulka-barmoqli mufta MYBN sekini aylanadigan vallarda o'rnatiladi. Tez aylanadigan vallarda esa kulachokli muftalar o'rnatiladi. MUVP val diametrlari $s_1=(16...150)$ mm ga teng va kulachokli mufta val diametrlari $d=(12...48)$ mm ga teng. Vtulka-barmoqli muftalarda barmoqlar va elastik elementa quyidagi formulalar asosida hisoblanadi:

$$\sigma_n = \frac{M}{0,1d_1^3} = \frac{F \cdot L}{0,2d_1^3} \leq [\sigma_n] \text{ bu erda } \sigma_n - \text{egilishdagi kuchlanish}$$

$[\sigma_n] = (80...100) \text{ MPa}$ (po'lat 45 uchun)-ruhsat etilgan egilishdagi kuchlanish.

Elastik elementlari quyidagi formula bo'yicha ezilish hisoblanadi:

$$\sigma_n = \frac{2TK}{D_1 \cdot d_1 \cdot l_1 \cdot Z} \leq [\sigma_n], \text{ bu erda } \sigma_n - \text{ezilishdagi kuchlanish, } \sigma_n - \text{ruhsat}$$

etilgan ezilishdagi kuchlanish.

Z - muftadagi barmoqlar soni, l_1 - barmoqning elastik elementining uzunligi, d_1 - barmoqning diametri.

$$\sigma_n - (1,8...2,0) \text{ MPa}$$

Kulachokli muftalar ezuvchi kuchlanish bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_n = \frac{4TK}{Z \cdot b \cdot h(D - D_1)} \leq [\sigma_n]$$

Z- yarim muftadagi tishlar soni;

h- kulachok balandligi b-eni D va D_1 - sirtqi va ichki diametrlari.

K- ish rejimini hisobga oluvchi koeffitsient.

Nazorat savollari:

1. Muftaning vazifasi nimada?
2. Mexanikaviy muftalar tasnifi.
3. Sekin aylanadigan vallar uchun ishlatiladigan muftalar nomini ayting.
4. Tez aylanadigan vallarni ulaydigan muftalarni aytib bering.
5. Vtulka-barmoqli muftani hisoblash formulalarini yozib ko'rsating.
6. Muftalar kaday parametrlarga asoslanib tanlanadi?
7. Muftalar o'rnatilgan val diametrlari qiymatlari bir xil bo'lishi mumkinmi?
8. Mufta o'rnatiladigan vallardagi burovchi momentning sharti qanday?
9. Muftalarning shartli belgilariga misol keltiring.
10. Elektryuritgichdan keyin mufta bo'lmasa, qanday uzatma o'rnatilishi kerak?

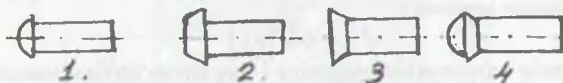
**23 Bob. 23.1 Birikmalar: parchin mihli, payvandli, rezbali.
Rezbaning asosiy turlari va ularni hisoblash.**

Birikmalar (parchin mihli, payvandli).

Mashina, mexanizmlar, va (parchin mihli, payvandli) uzellar birikmalar bilan yig'iladi. Birikmalar turlari ajralmaydigan va ajraladigan bo'ladi.

Ajralmaydigan birikmalar qo'llansa uzellarni ajratish uchun detallarini sindirish shart - aks xolda esa ajraladigan birikmalar deyiladi. Payvand birikmalar va parchin mihli birikmalar - bu ajralmaydigan birikmalar. Shponkali shlitsli va boltli birikmalar - ajraladigan birikmalar. Parchin mih yasash uchun (20mm) dan ortiq bo'lmagan po'lat, mis, alyuminiy simlardan foydalaniladi.

Parchin mihning turlari :



1. yarim doirali kallakli po'lat parchin mih.

2. kesik konus shaklidan kallakli po'lat parchin mih.

3. yashirin kallakli parchin mih.

4. yarim yashirin kallakli parchin mih.

Parchin mihli chokni hisoblash. Parchin mihli choklarning quyidagi turlari bo'ladi;

a) mustahkam choklar - metall konstruktsiyalarni yig'ishda ishlatiladi. (ko'priklar, fermalar va x. k.).

b) mustahkam jips choklar (chok germetik bo'lishi kerak) bug' qozonlari, bosim ta'siridagi suyuqliklar saqlanadigan idishlarda ishlatiladi.

Parchin mihning sterjenini hisoblash.

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{4F}{n\pi \cdot d^2} \leq [\tau_{\text{mih}}]$$

τ_s - hisobiy kesilishdagi kuchlanish;

F - tashqi kuch;

A - parchin mihlarning ko'ndalang kesimdagi yuzalarning yig'indisi.

$[\tau_{\text{mih}}]$ - ruhsat etilgan kesilishdagi kuchlanishning qiymati.

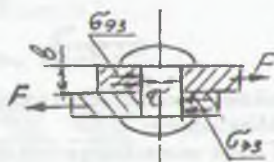
n - parchin mihlar soni, d - parchin mihlar diametri.

Birikmalarni loyihalashda parchin mihlarning diametri aniqlanadi:

$$d = \sqrt{4F / n\pi [\tau_{\text{mih}}]}$$

bu erda: $[\tau_{\text{mih}}] = (0,5-0,6) [\sigma_p]$ MPa $[\sigma_s] = (0,4...0,5) [\sigma_T]$ MPa

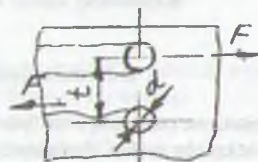
$[\sigma_{\text{m}}] = 240...320$ MPa $[\sigma_p] = 90$ MPa



Biriktiriladigan detallarni hisoblash

$$A_{\text{NETTO}} = F / [\tau_{\text{sp}}]$$

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{NETTO}}} = \frac{F}{2S(\tau - 0,5d)} \leq [\tau_{\text{sp}}]$$



Bu erda: S va b - detallarning qalinligi va eni, (d-parchin mihi uchun teshik diametri.

(t-0,5d)-xavfli kesimning uzunligi. Listlarning materiallari.

Agar parchin mihi ning materiali yumshoq materialdan bo'lsa biriktirilgan detallarning materialiga nisbatan hisoblaymiz va hisobi ezilishga olib boriladi.

$\sigma_{\text{sp}} = F / (sdz) \leq [\sigma_{\text{sp}}]$ σ_{sp} - ezilishga rfsat etilgan kuchlanish. Parchin mihi larning diametri quyidagicha aniqlanadi:

$$d \geq F / ZS[\sigma_{\text{sp}}]$$

Payvand birikmalar - ajralmas birikmalarning asosiy turi bo'lib mashinasozlikda ko'p qo'llaniladi; afzalliklari: kam mexnat talab qiladi, metalni tejashga imkoniyat yaratadi.

Payvand birikmalarning kamchiliklari: materialning termik deformatsiyalanishi va hamma materiallarni ham payvandlab bo'laermasligidir.

Payvandlash usullarining turi ko'p, ulardan eng ko'p qo'llaniladigani elektr energiya va gaz alangasidan foydalanib payvandlash usullaridir.

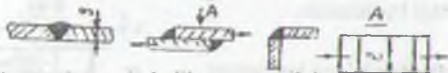
Payvandlash ikki turga bo'linadi:

1. Elektr yoyi yordamida payvandlash-elektroddan foydalaniladi.

2. Kontaklab payvandlash bir necha ming bo'lgan elektr toki o'tkazilganda kontakt bo'lgan joyda ma'lum kuch bilan siqilsa, payvand chok hosil bo'ladi.

Payvandlash - uchma-uch; ustma-ust va burchak ostida ulash mumkin. payvandlangan choklar chuzilishiga hisoblanadi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{\text{sp}} = \frac{P}{\lambda S} \leq [\sigma_{\text{sp}}]$$



λ - chokning hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi.

S - listning qalinligi

$[\sigma_{\text{sp}}]$ - chok materialining ruhsat etilgan kuchlanishining qiymati.

Rezbalı birikmalar.

Rezbalı birikmalar bu ajraladigan birikmalar. Rezbalı birikmalar mashinasozlikda ko'p tarqalgan, Bolt, vint, spilka orqali mexanizmlar va ularning uzellari biriktirilib mashinalar yig'iladi. Rezbaning asosiy elementlari.

Rezbaning asosiy geometrik o'lchamlari, (Racm 23.1).

d -rezbaning sirtqi diametri.

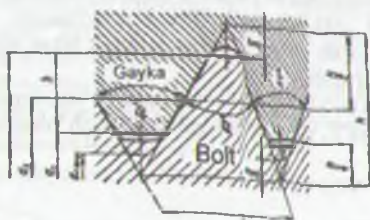
d_1 -rezbaning ichki diametri.

d_2 - rezbaning o'rta diametri.

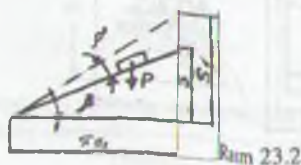
h -rezba profilining balandligi.

S -rezbaning qadami (vintning ikki qo'shni o'rami orasida o'q bo'ylab o'lchangan masofa).

S_1 -rezba yo'li (bir marta to'la aylangan vintning o'q bo'ylab o'lchangan masofa).



Rasm 23.1



Rasm 23.2



Rasm 23.3

α - rezba profilining burchagi.

β - ko'tarilish burchagi (bu burchak rezba o'qiga tik tekislik bilan vint chizig'iga o'tkazilgan urinma orasida hosil bo'ladigan burchak). - Vint chizig'ining bir o'rami tekislikda yoyilsa (S_1 va πd_2) katellari teng to'g'ri burchakli uchburchak hosil bo'ladi. $\tan \beta = S_1 / \pi d_2$. (Racm 23.2).

Rezbaning asosiy turlari.

Rezbaning profiliga qarab rezbalar (rasm 23.3) -uchburchakli (1), to'g'ri to'rtburchakli (3) va doiraviy (5) bo'ladi.

Mahkamlash rezbalarda asosiy uchburchakli rezba bo'ladi va uni metrik rezba deb ataladi.

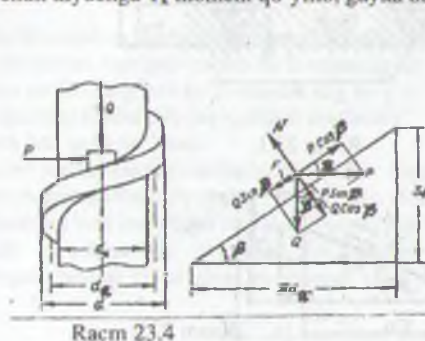
Vintli mexanizmlarda to'g'ri to'rtburchakli trapetsiyasimon simmetrik (yoki tirak) rezbalar ishlatiladi. Bundaylarni yurgizuvchi rezbalar deb ataladi.

Rezbaning profilini tanlash uchun ko'p faktorlarni e'tiborga olish kerak - mustahkamlik, texnologiklik va rezbadagi ishqallanish qiymati, masalan, birlashtirilgan rezba mustahkamligi va ishqallanish katta bo'lishi kerak.

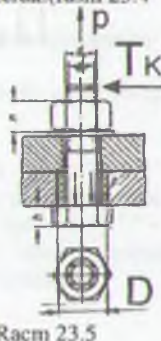
Foydali ish koeffitsientini ko'paytirib va eyilishini kamaytirish uchun vintli mexanizmlarning rezbasida ishqallanish kichik bo'lishi kerak.

Mahkamlash detallarning asosiy turlari. Detaillarni birlashtirish uchun bolt, vint, shpilka va gaykalar ishlatiladi - bu detallar standartlangan. Vintli juftning nazariyasi gaykaga ta'sir qiladigan buruvchi moment bilan vintga o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuch orasida bog'lanish.

Agar vintga o'q bo'ylab R kuch ta'sir etayotgan bo'lsa, unga gaykani burab kiritish uchun klyuchga T_k moment qo'yilib, gayka buralish kerak (rasm 23.4



Rasm 23.4



Rasm 23.5

Klyuchga qo'yilgan A_k momentning hajargan ishi quyidagicha bo'lib:

$$A_k = A_u + A_p + A_s.$$

Bu erda A_r - gaykaning detalga tegib turgan sirtihosil bo'lgan ishqallanish kuchining bajargan ishi.

A_r - rezbadagi ishqallanish kuchining bajargan ishi.

A_s - "P" - kuchning o'q bo'ylab yunalishida bajargan ishi. Gayka bir marta to'la aylantirilganda bajaradigan ishi bilan ta'sir etuvchi moment orasidagi munosabatni quyidagicha ifodalash mumkin;

$$A_k = T_k 2\pi \quad T_k - \text{klyuchdagi moment (Rasm 23.5)}$$

$$A_r = T_r 2\pi$$

T_1 - gaykaning detalga tegib turgan yuzasida hosil bo'lgan ishqalanish kuchining momenti:

$$T_1 = P \cdot f \cdot D_{av} / 2$$

$$D_{av} = \frac{d_1 + d}{2}$$

Bu erda:

f - ishqalanish koeffitsienti.

d_1 - gayka yuzasining sirtqi diametri - (Racm 23.5)

d - vint uchun mo'ljallangan teshik diametri

Gayka vint juftning momentlarini aniqlash shakli:

gayka bir marta to'la aylanganda sarflangan ish ($A_r + A$) ning qiymatini og'irligi R bo'lgan yukning qiya tekislikdagi qarakatiga taqqoslab aniqlash mumkin. qiya tekislikning ko'tarilish burchagi rezbaning yo'li " S_1 " ga teng qilib olinadi.

Qiya tekislikdan foydalanib yukni tepaga ko'targanimizda bajarilgan ish yukni ko'tarishga va ishqalanish kuchini engishga sarflanadi. Agar ishqalanish kuchi bo'lmaganda edi, β -burchakli qiya tekislikda yukni ko'tarish uchun sarflangan ish hisobiga shu yukni $\beta + \rho'$ burchakli qiya tekislikda ko'tarish mumkin bo'lar edi.

Keltirilgan ishqalanish burchagi $\rho' = \arctg f'$

bu erda f' - rezbadagi ishqalanish koeffitsientining keltirilgan qiymati, β - vintning ko'tarilish burchagi.

Yuqorida aytilganlar asosida quyidagi tenglikni yozish mumkin.

$$A_p + A = R S_1 = R \pi d_1 t g (\beta + \rho')$$

Klyuchdagi moment

$$T_k = P \left[\frac{D_{av}}{2} f + \frac{d_1}{2} t g (\beta + \rho') \right]$$

Ishqalanish kuchining momenti (gaykaning detalga tegib turgan yuzasida hosil bo'lgan ishqalanish kuchining momenti).

$$T_1 = R f D_{av} / 2$$

Rezbadagi moment:

$$T_r = \frac{P d_2}{2} t g (\beta + \rho')$$

Agar $\beta < \rho'$ - vintli jufta o'z-o'zidan tormozlash hosil bo'ladi.

Vintli mexanizmlar uchun foydali ish koeffitsienti.

Foydali ish koeffitsienti quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$\eta = \frac{t g \beta}{t g (\beta + \rho')} - \text{qiymatini oshirish uchun } \rho' - \text{ko'paytirish kerak. } \beta - \text{rezbaning}$$

ko'tarilish burchagi, ρ' - ishqalanish burchagi.

23.2 Rezbali birikmalarni hisoblash.

Yuklama turlicha ta'sir etuvchi bolt sterjenning mustahkamligi hisoblanadi:

1-hol - Bolt sterjeniga faqat chuzuvchi tashqi kuch ta'sir etadi:

Bunga sirib tortilmagan osib qo'yilgan ilgak misol bo'la oladi. (Rasm 23.6'a").

Uning rezbali qismi tashqi P kuch ta'siridan chuzilishga hisobiy diametri bo'yicha tekshiriladi.

$$\sigma = \frac{P}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma] \quad d_s = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}}$$

$d_s = d - 0.94S$ - hisoblash diametri - (boltning diametri). S-qadam.

2-xol. Bolt surib tortilgan bunga germetik bo'lishi talab etiladigan qopqoqlarni surib mahkamlash uchun ishlatiladigan boltlar kiradi. (Rasm 23.6b).

Bunday boltning sterjeniga sirib tortish natijasida hosil bo'ladigan cho'zuvchi kuch P_t qamda rezbalardagi burovchi moment T_r ta'sir etadi. P_t kuch ta'siridan hosil bo'lgan kuchlanish.

$$\sigma = \frac{P_t}{\pi d^2 x / 4}$$

Buralish kuchlanishi T_r - ta'sirida quyidagiga teng:

$$\tau = \frac{T_r}{W_r} = \frac{\frac{1}{2} P_t d_s \lg(\beta + \rho')}{0.2 d^2 x}$$

$R_T = F \sigma_{\Sigma}$ - bu erda F - bitta boltga tushadigan detallarning yuzasi. σ_{Σ} - Detallar tutashgan joyidagi ezilishdagi kuchlanish.

Bolt sterjenning mustahkamligi quyidagi ekvivalent kuchlanish bo'yicha aniqlanadi:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

Metrik rezbalarda uchun $\sigma_{\Sigma} = 1.3\sigma$

Shu asosda boltlarni mustahkamligini soddalashtirilgan quyidagi formuladan foydalanish mumkin.

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1.3 P_t}{\pi d^2 / 4} \leq [\sigma]$$

3-xol. Boltli birikmalarga ta'sir etayotgan kuchlar tutashgan joyda detallarni siljitadi. Bu 3-xolda a) boltlar tirqish bilan o'rnatilgan. (rasm 23.7)

Birikmaga ta'sir etuvchi tashqi kuch P - detallarning tutashgan joyida boltning sirib tortilganligi tufayli hosil bo'lgan ishqalanish kuchi hisobiga muvozanatga keltiriladi: bunday ifodalash mumkin.

$$P \leq i F = i P_t f, \quad \text{bu erda } P_t = \frac{KP}{if}$$

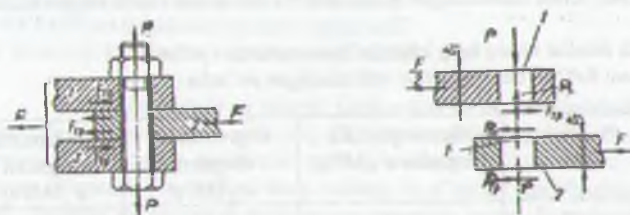
i - biriktirilgan detallarning soni.

f - ishqalanish koeffitsienti.

K - eqiyot koeffitsienti.



Rasm 23.6



Rasm 23.7



Rasm 23.8

Boltlarning mustahkamligi ekvivalent kuchlanish bo'yicha aniqlanadi.

$$\sigma_{\text{ekv}} = \frac{1.3P}{\pi d^2 / 4} = [\sigma]$$

b) Bolt tirqishsiz o'rnatilgan. (Rasm 23.8).

Bu holda boltlar teshiklarga tig'izlik bilan joylashgan.

F – tashqi kuch. Bolt mustahkamlikka hisoblanganda ishqalanish kuchini detallar tutashgan joyda e'tiborga olinmaydi.

Boltning sterjeni kesilishga va ezilishga hisoblanadi. Kesuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\tau_{\text{ekv}} = \frac{F}{\pi / 4 d^2 l} \leq [\tau]_{\text{ekv}}$$

Ezilishga kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti o'rtadagi detal uchun

$$\sigma_n = \frac{P}{d\delta_2} \leq [\sigma_n]$$

chetdagi detallar uchun

$$\sigma_n = \frac{P}{2d\delta_1} \leq [\sigma_n]$$

i - kesimlar soni.

Umuman boltlar tirqishsiz o'rnatilgani ma'qul - boltlar ishonchliroq ishlaydi.

Rezbali detalalar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruhsat etilgan kuchlanishlar.

Rezbali detallar uchun ko'p ishlatiladigan material - po'latlar.

Masalan: Rezbali detallar uchun ishlatiladigan po'latlar.

Po'latning markasi	Mustahkamlik chegarasi σ_s (MPa)	Oquvchanlik chegarasi σ_{ak} (MPa)	Chidamlilik chegarasi σ_{-1} (MPa)
10	340	210	160
stZ	380	220	180
35	540	310	250
45	610	360	250
35	930	750	420

Rezbali birikmalarni hisoblashga ruhsat etilgan kuchlanish va ehtiyot koeffitsienti

$[n]$ - ning tavsiya etilgan qiymati

Yuklanishning turi	Tavsiya etilgan qiymati
Boltlar tirqish bilan o'rnatilganda	Bolt tarangligi nazorat qilib turilmaganda $[\sigma] = (0,2 \dots 0,5) \sigma_{ak}$
Boltlar tirqishsiz o'rnatilsa	$[r] = 0,4 r_{ak} \text{ tq}$
Detallarning tutash joyi	$[\sigma_{tz}] = 0,8 \sigma_{ak}$ - po'lat $[\sigma_{tz}] = 0,4 \sigma_{ak}$ - cho'yan

Rezbali detallar tayyorlash uchun latun, bronza, rangli qotishmalar va plastmassalardan foydalaniladi.

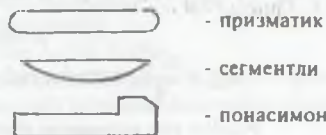
Nazorat savollari:

1. Parchin mihi birikmalari qanday bo'ladi?
2. Payvandlash birikmalar turlarini chizib ko'rsating.
3. Payvandlash usullari.
4. Parchin mihiar diametri qanday aniqlanadi?
5. Rezbali birikmalar asosiy geometrik o'lchamlari.
6. Rezbaning turlari.
7. Gaykaning detalga tegib turgan yuzasidagi ishqalanish kuchining momenti qanday aniqlanadi?
8. Rezbali birikmalarni chuzilishga hisoblash.
9. Ekvivalenet kuchlanish qanday aniqlanadi?
10. Kesuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti.

23.3 Shponkali va shlitli birikmalar va ularni hisoblash.

Shponkali birikmalar valni yoki o'qni aylanuvchan detallar bilan mahkamlash uchun ishlatiladi. Shponkali birikmalar tuzilishi oddiy, ularni yig'ish va qismlarga ajratish oson. Shponka - bu po'latli brus, valdagi va g'ildirak gubchagidagi uyikka o'rnatiladi. Shponka val gubchagi orqali momentni uzatib beradi. Shponkaning asosiy turlari standartlangan.

Shponkali birikmalar zo'riqtirilgan va zo'riqtirilmaganlarga bo'linadi. Zo'riqtirilmagan shponka prizmatik va segmentli, zo'riqtirilganlar ponasimon bo'ladi (Racm24.1).



Rasm 24.1

Prizmatik shponka o'rnatiladigan o'yoq yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlanish kerak. Valdan g'ildirak gubchagiga burovchi moment uzatishda shponkaning yon tomonlari (yonlari) ezilishi va val bilan gupchakning urinish chizig'idan kesilish mumkin, shuning uchun σ_{er} va τ_{kes} bo'yicha tekshiriladi.

$$\sigma_{\text{er}} = \frac{2T}{h \cdot \lambda_s \cdot d} \leq [\sigma_{\text{er}}]$$

$$\tau_{\text{kes}} = \frac{2T}{h \cdot \lambda_s \cdot d} \leq [\tau_{\text{kes}}]$$



d-Val diametri; λ , - shponka ko'ndalang kesimining balandligi, v-shponka cni, T- burovchi moment.

$$[\sigma_{\text{ez}}] = 110 \dots 190 \text{ N/mm}^2 - \text{po'latlar uchun}$$

$$[\sigma_{\text{ex}}] = 70 \dots 100 \text{ N/mm}^2 - \text{cho'yan uchun}$$

$$[\tau_{\text{kes}}] = 70 \dots 100 \text{ N/mm}^2$$

Shlitsli birikmalar.

G'ildirak gupchagidagi o'yiqli (shlits) va valdagi tishlar orqali hosil bo'ladigan birikma - shlitsli birikmalar deyiladi.



Shlitsli birikmalar qo'llanganda valda detallar yaxshi markazlanadi va o'q bo'ylab suriladigan qilib o'rnatish mumkin (masalan: avtomobillarning tezlik qutisida).

Shlitsli birikmalar shlitslarning profilari to'g'ri to'rtburchakli, evolventali, uchburchakli bo'ladi. Shlitsli birikmalar ezilishga quyidagicha hisoblanadi:

$$\sigma_{\text{ez}} = \frac{T}{r_{\text{em}} F Z \psi} \leq [\tau_{\text{ez}}] \quad \text{Z-shlitslar soni.}$$

ψ - shlits eni koeffitsienti.

$$r_{\text{em}} = \frac{D-d}{4} - \text{o'rta radius.}$$

F-shlits yon yuzasining qiymati.

$$F = \left[\frac{D-d}{2} - (c+r) \right] \cdot \lambda - \text{to'g'ri to'rtburchakli shlitslar uchun.}$$

F=0,8ml- evolventa profilli shlitslar uchun.

$$F = \left[\frac{D-d}{2} \right] \cdot \lambda - \text{uchburchak profilli shlitslar uchun.}$$

$$[\tau_{\text{ez}}] = (60 - 100) \text{ MPa} - \text{termik ishlanmagan bo'lsa.}$$

$$[\tau_{\text{ez}}] = (100 - 140) \text{ MPa} - \text{termik ishlangan bo'lsa.}$$

Nazorat savollari:

1. Shponkalar nima uchun ishlatiladi?
2. Shponkaning qanday turlari bor?
3. Shponkalar qanday tanlanadi?
4. Shponkalarni qanday kuchlanishlar bo'yicha tekshiriladi?
5. Shlitsli birikmalar afzalliklari?
6. Shlitsli birikmalarining turlari?
7. Shlitsli birikma qanday kuchlanish bo'yicha tekshiriladi?

1-Masala
«Balkani cho'zilish-siqilishga hisoblash».

HISOBLASH TARTIBI:

1. Boshlang'ich ma'lumotlar.
2. Balkadagi uchastkalarni sonini aniqlash.
3. Ichki kuchlarni kesish metodi bilan aniqlash, bo'sh balkaning bo'sh tomonidan.
4. Ichki kuchlar epyurasi chizish.
5. Balkaning uchastkalarida hosil bo'lgan ichki δ / kuchlanishlarni aniqlash.
6. Ichki N / kuchlanishlarning epyurasini chizish.
7. Absolyut deformatsiyani xar bir uchastka uchun aniqlash.
8. Siljish kattaligining chegaralarini balkaning uchastkalar uchun aniqlash.
9. Siljish uchastkalar chegaralarining epyuralarini chizish.
10. Balkaning bo'sh tomonidan hosil bo'lgan siljish kattaligini aniqlash.

1. Boshlang'ich ma'lumotlar:

1.1. Tashqi to'plangan kuchlar.

$$F_1=35\text{kN}; F_2=10\text{kN}; F_3=35\text{kN}; F_4=10\text{kN}.$$

1.2. Ko'ndalang kesimning yuzasi.

$$S_1=40\text{sm}^2; S_2=30\text{sm}^2; S_3=40\text{sm}^2.$$

1.3. Balkaning uchastkalar uzunligi.

$$l_1=3\text{m}; l_2=3\text{m}; l_3=2\text{m}; l_4=2\text{m}; l_5=2\text{m};$$

2. Balkadagi uchastkalarni sonini aniqlash. Balkada 5 uchastka bor.

3. Ichki kuchlarni kesish usuli bilan bosh tomonidan aniqlash.

I. uchastok

$$N_1-F_1=0; N_1=F_1=35\text{kN}.$$

II. uchastok

$$-F_1+F_2+N_2=0; N_2=F_1-F_2=35-10=25\text{kN}.$$

III. uchastok

$$-F_1+F_2-F_3+N_3=0; N_3=F_1-F_2+F_3=35-10+35=60\text{kN}.$$

IV. uchastok

$$-F_1+F_2-F_3+F_4+N_4=0; N_4=F_1-F_2+F_3-F_4=35-10+35-10=50\text{kN}.$$

4. Ichki kuchlar epyurasini chizish.

5. Balkaning uchastkalarida ichki kuchlanishlarni aniqlash. Faktli kuchlanishlar o'lchanilari megapaskalda belgilangan MPa / N/mm^2 N/kN va S/cm^2 birlikdan MPa -o'tkazish uchun:

$$\delta = \frac{N \cdot 10^3}{S \cdot 10^2} = \frac{N \cdot 10}{S} \text{ MPa}; \quad \delta_1 = \frac{N_1 \cdot 10}{S_1} = \frac{35 \cdot 10}{40} = 8,75 \text{ MPa};$$

$$\delta_2 = \frac{N_2 \cdot 10}{S_2} = \frac{25 \cdot 10}{30} = 8,3 \text{ MPa}; \quad \delta_3 = \frac{N_3 \cdot 10}{S_3} = \frac{60 \cdot 10}{40} = 15 \text{ MPa};$$

$$\delta_4 = \frac{N_4 \cdot 10}{S_4} = \frac{60 \cdot 10}{40} = 15 \text{ MPa}; \quad \delta_5 = \frac{N_5 \cdot 10}{S_5} = \frac{50 \cdot 10}{40} = 12,5 \text{ MPa}$$

6. Ichki kuchlanishlarning epyuralarini ko'rish. (δ)

7. Balkaning har bir uchastkasida absolyut deformatsiyasini aniqlash.

$$\Delta\lambda = \frac{\delta \cdot \lambda}{E} \text{ mm}; E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/mm}^2$$

$$\Delta\lambda_4 = \frac{\delta_4 \cdot \lambda_4}{E} = \frac{8,75 \cdot 3 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} = 13,2 \cdot 10^{-2} \text{ mm}; \quad \Delta\lambda_3 = \frac{\delta_3 \cdot \lambda_3}{E} = \frac{8,3 \cdot 2 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} = 8,3 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta\lambda_1 = \frac{\delta_1 \cdot \lambda_1}{E} = \frac{20 \cdot 3 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} = 30 \cdot 10^{-2} \text{ mm}; \quad \Delta\lambda_5 = \frac{\delta_5 \cdot \lambda_5}{E} = \frac{15 \cdot 2 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} = 15 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta\lambda_2 = \frac{\delta_2 \cdot \lambda_2}{E} = \frac{12,5 \cdot 2 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{11}} = 12,5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

8. Balkaning uchastkalari chegaralarining ko'chishlarini kattaligini aniqlash.

$$\Delta\lambda_{3-4} = \Delta\lambda_3 = 12,5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta\lambda_{4-1} = \Delta\lambda_{3-4} + \Delta\lambda_4 = (12,5 + 15) \cdot 10^{-2} = 27,5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta\lambda_{3-2} = \Delta\lambda_{3-4} + \Delta\lambda_1 = (27,5 + 30) \cdot 10^{-2} = 57,5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

$$\Delta\lambda_{2-1} = \Delta\lambda_{3-2} + \Delta\lambda_2 = (57,5 + 8,3) \cdot 10^{-2} = 65,8 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

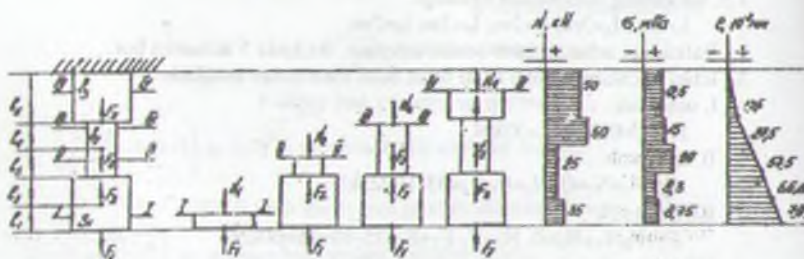
$$\Delta\lambda_{1-0} = \Delta\lambda_{2-1} + \Delta\lambda_1 = (65,8 + 13,2) \cdot 10^{-2} = 79 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$

9. Uchastkalarning chegaralarining ko'chishlar epyuralarini qurish.

10. Balkaning bo'sh tomonidagi ko'chishlari kattaligini aniqlash.

Balkaning bo'sh tomonida xosil bo'lgan kuchlanishlarning kattaligiga teng:

$$\Delta\lambda_{\text{ex}} = \Delta\lambda_{1-0} = 79 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$$



2- Masala

Egilish.

HISOBLASH TARTIBI.

1. Boshlang'ich ma'lumotlar.

2. Tayanchlarda reaksiyalarni aniqlash.

3. Ichki egilish momenti va ko'ndalang kuchlarni aniqlash va ularning epyuralirini qurish.

4. Eng katta egilish momenti bo'yicha po'latli qo'shtavr kesimli balkani tanlang. St-3 po'latdan ishlangan bo'lib ruhsat etilgan egilish kuchlanishi $[\sigma_t] = 160 \text{ MPa}$

1. Boshlang'ich ma'lumotlar:

$$a = 3,4 \text{ m.} \quad M = 9 \text{ kN.}$$

$$a = 4,6 \text{ m.} \quad F = 9 \text{ kN}$$

$$c = 2,5 \text{ m} \quad q = 11 \text{ kN.}$$

$$l = 13,5 \text{ m.}$$

2. Tayanch reaksiyalarni aniqlash.

$$\sum M_A = -R_B \cdot 11 + q \cdot 3,4 \cdot 1,7 + F \cdot 13,5 = 0$$

$$R_B = \frac{-q \cdot 3,4 + M + F \cdot 13}{11} = \frac{11 \cdot 3,4 \cdot 1,7 - 9 + 9 \cdot 13,5}{11} = 16 \text{ kN}$$

$$\sum M_B = -R_A \cdot 11 + M + q \cdot 3,4 \cdot 9,3 - F \cdot 2,5 = 0$$

$$R_A = \frac{M - q \cdot 3,4 \cdot 9,3 - F \cdot 2,5}{11} = \frac{9 + 11 \cdot 9,3 - 9 \cdot 2,5}{11} = 30,4 \text{ kN}$$

3. Ichki egilish momenti va ko'ndalang kuchlarni aniqlash, ularning epyuralirini qurish :

Balka 4 uchastkadan iborat :

1- uchastka $0 \leq X_1 \leq 3,4$

$$M_{x_1} = R_A \cdot X_1 - q \cdot X_1 \cdot \frac{X_1}{2} \quad F_{x_1} = R_A - q \cdot X_1$$

1. $X_1 = 0$

$$M_{x_1} = 30,4 \cdot 0 - 11 \cdot 0 = 0 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad F_{x_1} = 30,4 - 11 \cdot 0 = 30,4 \text{ kN}$$

2. $X_1 = 2$

$$M_{x_1} = 30,4 \cdot 2 - 11 \cdot 2 \cdot \frac{2}{2} = 38,8 \text{ kNm} \quad F_{x_1} = 30,4 - 11 \cdot 2 = 8,4 \text{ kN}$$

3. $X_1 = 3,4$

$$M_{x_1} = 30,4 \cdot 3,4 - 11 \cdot 3,4 \cdot 1,7 = 39,78 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad F_{x_1} = 30,4 - 11 \cdot 3,4 = -7 \text{ kN}$$

2 uchastka

$$3,4 \leq X_2 \leq 6,4$$

$$M_{x_2} = R_A \cdot X_2 - q \cdot 3,4(X_2 - 1,7) \quad F_{x_2} = R_A - q \cdot 3,4$$

1. $X_2 = 3,4$

$$M_{x_2} = 30,4 \cdot 3,4 - 11 \cdot 3(3,4 - 1,7) = 39,72 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad F_{x_2} = 30,4 - 11 \cdot 3,4 = 7 \text{ kN}$$

2. $X_2 = 6,4$

$$M_{x_2} = 30,4 \cdot 6,4 - 11 \cdot 3,4(6,4 - 1,7) = 18,78 \text{ kN} \cdot \text{m} \quad F_{x_2} = -7 \text{ kN}$$

3 uchastka.

$$0 \leq X_3 \leq 2,5$$

$$F_{x_3} = F$$

$$M_{x_3} = -F \cdot X_3$$

1. $X_3 = 0$

$$M_{x_3} = 0$$

$$F_{x_3} = 0 \text{ kN}$$

2. $X_3 = 2,5$

$$M_{x_3} = -9 \cdot 2,5 = -22,5 \text{ kN}$$

$$F_{x_3} = 9 \text{ kN}$$

4 uchastka

$$2,5 \leq X_4 \leq 7,1$$

$$M_{x_4} = -F \cdot X_4 + R_B(X_4 - 2,5)$$

$$F_{x_4} = F - R_B$$

1. $X_4 = 2,5$

$$M_{x_4} = -9 \cdot 2,5 + 16(7,1 - 2,5) = -22,5 \text{ N} \cdot \text{m} \quad F_{x_4} = 9 - 16 = -7 \text{ kN}$$

2. $X_4 = 7,1$

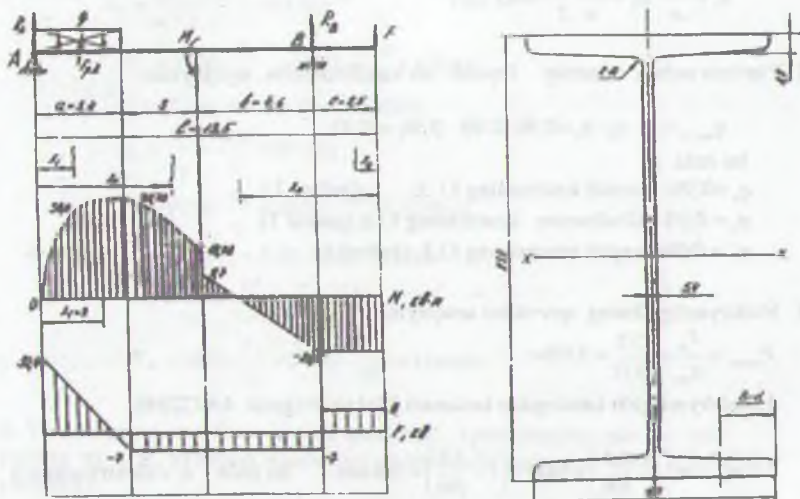
$$M_{x_4} = -9 \cdot 7,1 + 16(7,1 - 2,5) = 9,7 \text{ Nm}$$

3. Maksimal eguvchi moment bo'yicha ko'ndalang kesimida qo'shtavrlı St.3 po'latdan ishlangan balkaning aniqlansin ruhsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$

Qo'shtavr № 22 «a» qarshilik momenti $W_x=249 \text{ cm}^3$

Qo'shtavr masshtabda chiziladi:

Nº	h	b	d	t	W_x
22a	220	120	5,4	8,8	254



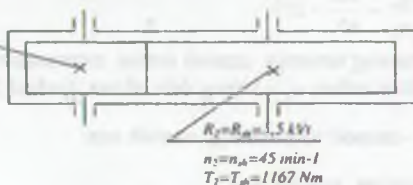
3 Masala.

Berilgan: yuritmaning tarkibi-elektroyuritgich, yassi tasmali uzatma bir pog'onali silindrsimon reduktor. Shaki bo'yicha yuritma hisoblansin.

$$R_2 = R_{\text{sh}} = 5,7 \text{ kVt}$$

$$n_2 = n_{\text{sh}} = 225 \text{ min}^{-1}$$

$$T_2 = T_{\text{sh}} = 244 \text{ Nm}$$



Reduktoring etaklovchi valning quvvati P_1 va valning burchak tezligi $\omega = \frac{3}{2} \pi$.

Hisob davomida elektroyuritgich tanlansin, yuritgichning kinematik hisobi o'tqazilsin va yuritgichning uzatmalari hisoblansin.

Ishchi valning quvvati P_6 va burchak tezligi ω_6 quyidagiga teng:

$$P_3 = P_6 = 5,5 \text{ kVt} \quad \omega_1 = \omega_6 = \frac{3}{2} \pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Yuritma uzatmalarining kinematik hisobi:

1. Ishchi valning n_s aylanish chastotasini aniqlaymiz :

$$n_s = \frac{30}{\pi} \cdot \omega_s = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{3\pi}{2} = 45 \text{ min}^{-1}$$

2. Yuritma uchun umumiy foydali ish koeffitsientini aniqlaymiz :

$$\eta_{\text{um}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,96 = 0,92$$

bu erda :

$\eta_1 = 0,96$ - tasmali uzatmaning f.i.k. (jadval 1)

$\eta_2 = 0,98$ - silindrsimon uzatmaning f.i.k. (jadval 1)

$\eta_3 = 0,96$ zanjirli uzatmaning f.i.k. (jadval 1)

3. Elektruyuritgichning quvvatini aniqlaymiz :

$$P_{\text{ayr}} = \frac{P_p}{\eta_{\text{um}}} = \frac{5,5}{0,92} = 5,98 \text{ kv}$$

4. Elektruyuritgich katalogdan tanlanadi. Elektrovigatel 4A132M6.

$$n_{\text{av}} = n \left(1 - \frac{3,2}{100} \right) = 1000 - \left(1 - \frac{3,2}{100} \right) = 968 \text{ min}^{-1} \quad \text{bu erda } n_s - \text{elektruyuritgich}$$

valining sinxron aylanishlar soni.

Elektroyuritgichning quvvati $P_{\text{av}} \leq P_{\text{av nom}}$ -elektruyuritgichning nominal quvvatidan kichik bo'lishi kerak.

5. Yuritmaning umumiy uzatish sonini aniqlaymiz:

$$u_{\text{um}} = \frac{n_{\text{av}}}{n_p} = \frac{968}{45} = 21,5$$

6. Yuritmaning umumiy uzatish sonini uzatmalar orasida taqsimlab olamiz :

Reduktor uchun $u_p = 5$ teng deb olinsa (jadval 2) unda :

$$u_1 = 2 \text{ -tasmali uzatmaning uzatish soni} \quad u_2 = \frac{u_{\text{um}}}{u_1 \cdot u_2} = \frac{21,5}{5 \cdot 2} = 2,15 \text{ -zanjirli}$$

uzatmaning uzatish soni .

7. Yuritmadagi har bir vallar uchun quvvati, burovchi momenti va aylanish sonini aniqlaymiz:

$$1\text{- val } P_1 = P_{\text{av}} = 5,98 \text{ kv}$$

$$n_1 = n_{\text{av}} = 968 \text{ min}^{-1}$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{5,98}{968} = 59 \text{ kN}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 5,98 \cdot 0,96 = 5,74 \text{ kvt}$$

2- val $n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{968}{2} = 484 \text{ min}^{-1}$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{5,74}{484} = 126 \text{ kN}$$

3- val $P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = 5,74 \cdot 0,98 = 5,62 \text{ kvt}$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{484}{5} = 97 \text{ min}^{-1}$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{5,62}{8,7} = 6169 \text{ kN}$$

4- val $P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = 5,62 \cdot 0,96 = 5,39 \text{ kvt}$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_3} = \frac{97}{2,15} = 45 \text{ min}^{-1}$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_4} = 9550 \cdot \frac{5,39}{45} = 1144 \text{ kN}$$

8. Yuritmaning yoyilma shakli chiziladi (yuritmaning xar bir vali yonida quvvat, aylanish chastotasi va burovchi momenti son qiymatlari yoziladi).

YASSI TASMALI UZATMANI HISOBLASH.

Kinematik hisobidan tasmali uzatma uchun kerakli parametrlarni olamiz.

$$P_1 = 5,98 \text{ kVt}$$

$$n_1 = 968 \text{ min}^{-1}$$

$$T_1 = 59 \text{ kN}$$

1. Tasmali uzatmada etaklovchi kichik shkivning diametrini M.A. Saverin formulasi bo'yicha tanlanadi:

$$D_1 = 120 \sqrt{\frac{P_1}{n_1}} \text{ mm} \quad \text{bu erda } P_1 \text{ vatta berilgan.}$$

$$D_1 = 120 \sqrt{\frac{5,98 \cdot 10^3}{968}} = 216 \text{ mm.}$$

2. Standart qatorlar bo'yicha D_1 ning sonini yaxlitlab tanlaymiz (yaxlitlash katta sonlar bo'yicha olib boriladi).

$$D_1 = 224 \text{ mm deb qabul qilamiz.}$$

4. Etaklanuvchi valning diametri quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi

$$D_2 = i \cdot D_1 (1 - \varepsilon) = \frac{n_1}{n_2} \cdot D_1 (1 - \varepsilon)$$

Standart qatoridan kichik sonlar D_2 -ning soni yaxlitlanadi.

$$D_2 = 900 \text{ mm.}$$

5. Uzatmaning haqiqiy uzatish sonini aniqlaymiz :

$$i = \frac{D_2}{D_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{900}{224 \cdot 0,99} = 4,06$$

bu erda ε - sirpanish koeffitsienti $\varepsilon = 0,01$
demak:

$$D_2 = i D_1 / (1 - \varepsilon) = \frac{968 \cdot 224 \cdot 0,99}{225} = 954 \text{ mm}$$

6. Yassi tasmali uzatmaning aylana tezligi aniqlanadi:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,224 \cdot 968}{60} = 11,3 \text{ m/s}$$

7. Haqiqiy foydali kuchlanishning qiymati quyidagicha aniqlanadi

$$[k] = k_0 \cdot c_0 \cdot c_a \cdot c_v \cdot c_p \quad \text{bu erda}$$

k_0 - ruhsat etilgan foydali kuchlanishning jadvalda keltirilgan qiymati.

s_0 - uzatmalarni joylanishini hisobga oluvchi koeffitsient.

$\bar{n}_a$ - qamrov burchagi qiymatining uzatmaning tortish qobiliyatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient

c_v - tezligi hisobga oluvchi koeffitsient

$\bar{n}_s$ - ishlash rejimini hisobga oluvchi koeffitsient.

8. O'qlararo masofa quyidagicha aniqlanadi:

$$a = \frac{2}{D_1 + D_2} = 2 / 224 + 900 = 2248 \text{ mm.} - \text{ standart bo'yicha yaxlitlanib}$$

$a = 2500 \text{ mm}$ deb qabul qilinadi.

Kichik shkvtdagi qamrov burchagini aniqlaymiz:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ \frac{900 - 224}{2500} = 164^\circ$$

$$\text{koeffitsient } \bar{n}_a = 1 - 0.003 (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0.003 (180^\circ - 164^\circ) = 0.997$$

tezlikni hisobga oluvchi koeffitsient

$$c_v = 1.04 - 0.0004 \cdot v^2 = 1.04 - 0.0004 \cdot 11.3^2 = 0.99$$

$\bar{n}_s = 1$ - ishlash rejimini hisobga oluvchi koeffitsienti.

Shunday qilib :

$$[k] = k_0 \cdot c_0 \cdot c_a \cdot c_v \cdot c_p = 2.25 \cdot 1 \cdot 0.997 \cdot 0.99 \cdot 1 = 2.2 \text{ MPa}$$

9. Aylana kuch quyidagiga teng:

$$F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{5.98 \cdot 10^3}{11.3} = 529 \text{ N}$$

10. Tasmaning haqiqiy kesim yuzasini topamiz :

$$\sigma \delta = \frac{F_t}{[K_0]} = \frac{529}{2.2} = 240 \text{ mm}^2$$

11. Jadvaldan ko'ndalang kesim bo'yicha rezina qo'shib tayyorlangan tasmaning o'lchamlari aniqlanadi, tasmaning turi «V» bu turi uchun :

$$\delta = 1,25 \cdot 5 = 3,75 \text{ mm} - \text{tasmaning qalanligi,} \\ \text{bu erda } 1,25 \text{ prokladkalarining qalinligi.}$$

Prokladkalar soni 5 dan ko'p bo'lmashligi kerak.

Tasmaning eni :

$$a = \frac{240}{3,75} = 84 \text{ mm}$$

Standart bo'yicha eng yaqin qiymati $v=63 \text{ mm}$ bo'ladi.

12. Tasmaning hisobiy uzunligi quyidagi formula bo'yicha topiladi:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{D_2 - D_1}{4a} = 2 \cdot 2500 + \frac{3,14(224 + 900)}{2} + \frac{900 - 224}{4} \cdot 2500 = 6810 \text{ mm}$$

13. Tasmaning uzatmani aylanib chiqish tezligi:

$$u = \frac{v}{L} = \frac{1173}{6,81} = 1,7 \text{ sek}^{-1}$$

14. Tasmaning hizmat muddatini hisoblash:

$$\sigma_{\Sigma}^* \cdot N_{\Sigma} = \sigma_1^* \cdot C_1 \cdot N_{\Sigma} \cdot N_{\Sigma} = 10^7 \cdot N_{\Sigma} - \text{bazoviy siklar soni.}$$

N_{Σ} - tasmaning ishlash muddati davridagi sikllarning yig'indisi.

C_1 - uzatish soni ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient, agar $i = 1$ dan 4 gacha bo'lsa $C_1 = 1$ dan 2 gacha teng

$$N_{\Sigma} = 3600 \cdot 2u \cdot T \quad T - \text{tasmaning hizmat muddati, soatda}$$

$$T = \frac{\sigma_1^*}{\sigma_{\Sigma}^*} \cdot \frac{10^7 \cdot C_1}{3600 \cdot 24} \quad \text{Rezinalangan tasmalar uchun } \sigma_1 = 7 \text{ MPa}$$

Tasmaning etaklovchi tarmg'idagi maksimal kuchlanish quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \quad \text{bu erda } \sigma_1 = \sigma_0 + \frac{F_1}{2b \cdot \delta}$$

σ_0 - boshlang'ich taranglikdan hosil bo'lgan kuchlanishning o'rtacha qiymati

$$\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$$

Etaklovchi shkivni qamrab olgan joyida eguvchi kuchlanish hosil bo'ladi:

$$\sigma_s = E \frac{\delta}{D} \quad \text{bu erda } E = 200 \text{ MPa bu elastik moduli.}$$

Markazdan qochma kuchlardan σ_r - kuchlanish hosil bo'ladi.

$$\sigma_r = \rho \cdot v^4 \cdot 10^{-6} \text{ MPa bu erda } \rho \text{ - tasmaning chichligi, rezinalangan tasmalar uchun } \rho = 1100 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\sigma_{\text{max}} = 1,8 + \frac{529}{2 \cdot 236} + 200 \cdot \frac{3,75}{224} + 1100(11,3)^2 \cdot 10^{-6} = -6,34 \text{ MPa}$$

Tasmali uzatmada hosil bo'ladigan kuchlarni aniqlaymiz:

Har bir tarmoqda hosil bo'ladigan boshlang'ich taranglik kuchini aniqlaymiz:

$$S_n = \sigma_n \cdot s \cdot \delta = 1,8 \cdot 6,3 \cdot 3,75 = 425,25 \text{ N}$$

Etaklovchi tarmoqdagi kuch S_1 quyidagicha aniqlanadi:

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2} = 425 + \frac{529}{2} = 689,5 \text{ N}$$

Etaklanuvchi tarmog'idagi taranglik kuch S_2 teng:

$$S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2} = 425 - \frac{529}{2} = 160,5 \text{ N}$$

Aylana kuchni tekshiramiz:

$$F_t = S_1 - S_2 = 689,5 - 160,5 = 529,4 \text{ N}$$

$$\text{Valga ta'sir etuvchi kuch } Q = 2 \cdot S_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 425 \cdot \sin \frac{164}{2} = 842 \text{ N}$$

Maksimal boshlang'ich taranglik kuchining qiymatini 1,5 marta katta deb olinadi

$$Q_{\text{max}} = 1,5Q = 1,5 \cdot 842 = 1263 \text{ N}$$

REDUKTORNING UZATMALARINI HISOBLASH.

2. Uzatmaning asosiy parametrlarini tanlash.

- a) tishlar qiyalik burchagi $\beta = 0$
- b) siljitish koefitsienti $X_1 = X_2 = 0$
- v) shesternya va g'ildrak uchun material tanlash.
- g) Ruhsat etilgan kuchlanish:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot K_{Ht}}{[H]_{Ht}}$$

σ_{Hlim} - kontakt mustahkamligining chegarasi asosiy sikl uchun.

K_{Ht} - chidamlilik koefitsienti

$K_H = 1$ $[H]_{Ht} = 1,15$ teng deb olish mumkin.

G'ildrak uchun ruhsat etilgan kuchlanish aniqlanadi:

$$[\sigma_s] = \frac{(2 \cdot 200 + 70)}{1,15} = 408 \text{ MPa}$$

$K_{H\beta} = 1,25$ - g'ildrakni tayanchlarga nisbatan joylanishini e'tiborga oluvchi koefitsient

G'ildrak eni koefitsienti : $\psi_m = \frac{e}{d_w} = 0,4$

Kontakt mustahkamligi sharti bo'yicha o'qlararo masofasini aniqlaymiz:

$$a_w = (u+1) \sqrt{\left(\frac{270}{[\sigma_s]} \right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{\psi_m \cdot u}} = (5+1) \sqrt{\left(\frac{270}{408} \right)^2 \cdot \frac{116 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{5^2 \cdot 0,4}} = 150 \text{ mm}$$

Ilashish normal moduli :

$$m_s = (0,01 - 0,02) a_w = (0,01 - 0,02) 150 = (1,5 - 3) \text{ mm} \quad m_s = 2,5 \text{ mm} \text{ ga teng deb olamiz.}$$

Qiyalik burchagi $\beta = 0$

Shesternya va g'ildrakning tishlar sonini aniqlaymiz:

Umumiy tishlar soni Z_c , shesternyaning tishlar soni Z_1 , g'ildrakning tishlar soni Z_2

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w}{2,5} = 120 \quad Z_1 = \frac{Z_c}{1+u} = \frac{120}{1+5} = 20 \quad Z_2 = Z_c - Z_1 = 120 - 20 = 100$$

G'ildraklarning geometrik o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$d_1 = \frac{m_s}{\cos 0^\circ} \cdot Z_1 = 2,5 \cdot 20 = 50 \text{ mm} \quad - \text{ shesternyaning bo'luvchan diametri}$$

$$d_2 = \frac{m_s}{\cos 0^\circ} \cdot Z_2 = 2,5 \cdot 100 = 250 \text{ mm} \quad - \text{ g'ildrakning bo'luvchan diametri}$$

tekshiramiz $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{50 + 150}{2} = 150 \text{ mm}$

G'ildrakning eni :

$$a_2 = \psi_{ad} \cdot a_m = 0,4 \cdot 150 = 60 \text{ mm}$$

Shesternyaning eni :

$$a_1 = a_2 + 5 \text{ mm}$$

Shesternya enining diametriga nisbatini e'tiborga oluvchi koeffitsientning qiymatini aniqlaymiz:

$$\psi_{ad} = \frac{a_2}{d_1} = \frac{65}{60} = 1,08$$

G'ildraklar aylana tezligi va aniqlik darajasini aniqlaymiz:

$$v = \frac{\omega \cdot d_1}{2} = \frac{101,3 \cdot 50}{2 \cdot 10^3} \approx 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Topilgan aylana tezligi qiymati uchun 8 aniqlik darajasini olamiz.

Yuklama koeffitsienti quyidagiga teng :

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\gamma}$$

Agar $\psi_{ad} = 1,3$ bo'lsa qattqlik $HB \leq 350$ unda $K_{H\beta} = 1,05$ bo'ladi.

Tezlik $v = 2,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ teng bo'lsa aniqlik darajasi 8 bo'lsa to'g'ri tishli g'ildraklar uchun $K_{H\alpha} = 1,05$.SHunday qilib :

$$K_H = 1,05 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,1$$

Kontakt kuchlanishlarni tekshiramiz :

$$\sigma_H = \frac{270}{a_m} \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H (u+1)^3}{a_2 \cdot u^2}} = \frac{270}{150} \sqrt{\frac{1167 \cdot 1,1(5+1)}{60 \cdot 25}} = 354,6 \text{ MPa} \quad [\sigma_H] = 408 \text{ MPa}$$

Hisobiy kontakt kuchlanish qiymati ruhsat etilgandan kichik ,demak olib borilgan hisobimiz to'g'ri.

Tishlarning mustaxkamligini eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshiramiz:

$$\sigma_F = \frac{P \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_B \cdot K_{F\alpha}}{b \cdot m_x} \leq [\sigma]_F$$

Yuklama koeffitsienti K_r quyidagiga teng:

$$K_r = K_{r\beta} \cdot K_{r\gamma}$$

3.7 jadvaldan $K_{r\beta} = 1,16$ $K_{r\gamma} = 1$ unda

$$K_r = 1,16 \cdot 1 = 1,16$$

Shesternyadagi aylanma kuch teng:

$$P = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 244 \cdot 10^3}{50} = 2359,6N$$

o'qlar bo'yicha yo'nalgan kuch :

$$P_a = P \cdot \cos \beta = 2359,6 \cdot 0 = 0$$

G'ildrak uchun tishlar sonini hisoblaymiz :

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{1} = 100$$

Shesternya uchun :

$$Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{1} = 20$$

Siljitish koeffitsientini $X_1 = X_2 = 0$ teng deb olganda

Tish shakli koeffitsienti quyidagilarga teng:

$$\begin{array}{ll} \text{Shesternya uchun } Y_{Fa} = 3,84 & \text{G'ildrak uchun } Y_{Fa} = 3,6 \\ Z_{v1} = 20 & Z_{v2} = 100 \end{array}$$

Ruhsat etilgan egilishdagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{[n]_F}$$

$\sigma_{F \lim b} = 1,8 HBS$ shu formula bo'yicha shesternya uchun:

$$\sigma_{F \lim b} = 1,8 \cdot 230 = 415 MPa$$

G'ildrak uchun : $\sigma_{F \lim b} = 1,8 \cdot 200 = 360 MPa$

Mustahkamlikning ihtiyot koeffitsienti :

$$[n]_F = [n]_F^0 \cdot [n]_F^1 \cdot [n]_F^2, \text{ bu erda}$$

$[n]_F^0$ – bir jinsliliğini hisobga oluvchi koeffitsient

$[n]_F^2$ – Tishli g'ildrakning zagotovkasini tayyorlash usullarini hisobga oluvchi koeffitsienti

Ruhsat etilgan kuchlanish :

$$\text{Shesternya uchun } [\sigma]_{\sigma_1} = \frac{415}{1,75} = 2,37 \text{ MPa} \quad \text{g'ildirak uchun} \quad [\sigma]_{\sigma_1} = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ MPa}$$

$$\frac{[\sigma]_{\sigma_1}}{Y_{\sigma_1}} \quad \text{nisbatlarni aniqlaymiz}$$

$$\text{Shesternya uchun } \frac{[\sigma]_{\sigma_1}}{Y_{\sigma_1}} = \frac{415}{3,84} = 62 \text{ MPa} \quad \text{g'ildirak uchun} \quad \frac{[\sigma]_{\sigma_1}}{Y_{\sigma_1}} = \frac{206}{3,6} = 57,5 \text{ MPa}$$

$$Y_{\sigma_1} \text{ va } K_{\sigma_1} \text{ koefitsientlarni aniqlaymiz} \quad K_{\sigma_1} = 0,75$$

$$\sigma_{\sigma_1} = \frac{2359,6 \cdot 1,16 \cdot 3,6 \cdot 1 \cdot 0,75}{60 \cdot 2,5} = 49 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\sigma_2} = 49 \text{ MPa} \leq [\sigma]_{\sigma_2} = \frac{360}{1,75} = 206 \text{ MPa}$$

Demak mustahkamlik sharti bajarildi.

Tayanch iboralar

I. Bo'lim. Nazariy mexanika

Statika, kinematika, dinamika, jismlar, muvozanat, kuch, vektor, bog'lanish reaksiya, kuchlar sistemasi, juft kuchlar, tayanchlar, og'irlik markazi, qattiq jismlar inersiya kuchlari, ish, quvvat, inersiya momentlari.

II. Bo'lim. Materiallar qarshiligi.

Tashqi kuchlar, kuchlanishlar, cho'zilish, siqilish, ko'chishlar, siljish, kesilish, egilish, mustaxkamlik sharti, buralish, deformatsiyalar, egilish, epyura, sof egilish, murakkab qarshilik, bo'ylama egilish, ustivorlik, ruhsat etilgan kuchlanish.

III. Bo'lim. Mexanizmlar va mashina detallari.

Mexanizmlar, mashina, kinematik zanjirlar, detallar, ishlash layoqati, materiallar, to'g'ri tishli uzatmalar, ilashishdagi kuchlar, g'ildrak, konussimon uzatmalar, chervyakli uzatmaning geometriyasi, ilashishdagi sirpanish, tasmasli uzatmalar, tarmoqlar, ponassimon, yassi, yuklanish qobiliyati, friksion uzatmalar, variator, zanjirli uzatmalar, uzatish soni, tezlik, vallar, o'qlar, podshipniklar, dumalash podshipniklar, sirpanish podshipniklar, muftalar, birikmalar, parchin mihi, payvandli, rezkali, shponkali, shlitli.

Adabiyotlar:

1. Karimov I.A. Barkamol avlod – O'zbekiston taraqqiyotining poydevori. T., «Hunar», 1992y. 62-b.
2. Atkusha A.I. Texnicheskaya mexanika. Teoreticheskaya mexanika i upravlennie materialov. M, Vysshaya shkola, 2005g.
3. my-shop.ru
4. Sapozhin V.I. Texnicheskaya mexanika. Izd. EKSMO, 2005g.
5. my-shop.ru
6. Vozina I.I. Texnicheskaya mexanika. Izd. Akademiya, 2004g.
7. my-shop.ru
8. Suleymanov I. Mashina va detallari. T, O'qituvchi, 1981y.
9. Musayev K.M. Materiallar qarshiligi. T, O'qituvchi, 1969g.
10. Mironov M.S. Izrailit A.A.B., Rubashkin A.G. Osnovy texnicheskoy mexaniki. I. Mashinostroyeniye. - 1982g.
11. Babali A.A., Medvedev YU.A., Erdedi N.A. Texnicheskaya mexanika. Upravleniye materialov. M, Vysshaya shkola, 1991g.
12. Qoraboev, YU.F. Leksashev Materiallar qarshiligidan qisqacha kursi. Toshkent, «O'zbekiston» 1998y
13. A.Yul'doshbekov Materiallar qarshiligi. T, O'qituvchi, 1995y.
14. Yarmukh'jaev X.X. Mexanizm va mashinalar nazariyasi. T, O'qituvchi, 1969y.
15. Frolov Texnicheskaya mexanika. Detali mashin. M, Vysshaya shkola, 1990g.
16. Kuklin N.G., Kuklina G.S. Detali mashin. M, 1984g.

MUNDARIJA

I bo'lim.

Nazariy mexanika.

1 Bob Statika.

1.1 Statikaning asosiy tushunchalari.	4
1.2 Statika aksiomalari.	5
1.3 Bog'lanishlar va ularning reaksiyalari.	7
1.4 Vektor kattaliklar va ularni qo'shish.	8
1.5 Vektorning o'qdagi proeksiyasi.	11

2 Bob Tekislikdagi kesishuvchi kuchlar sistemasi.

2.1 Kuchlar parallelogrami.	15
2.2 Kuchlarni ajratish.	16
2.3 Tekislikda kesishuvchi kuchlarning muvozanati.	17

3 Bob Juft kuchlar.

3.1 Juft momenti	18
3.2 Juft kuchlarning ekvivalentligi.	18
3.3 Juft kuchlarni qo'shish.	19
3.4 Kuchning nuqtaga va o'qqa nisbatan momenti.	21

4 Bob. Tekislikda va fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi.

4.1 Kuchni berilgan nuqtaga keltirish.	23
4.2 Tekislikdagi kuchlar sistemasini bir nuqtaga keltirish.	23
4.3 Teng ta'sir etuvchining momenti haqidagi teorema (Varignon teoremasi).	26
4.4 Tekis kuchlar sistemasining muvozanati.	27
4.5 Tayanchlar va tayanchlar reaksiyalari.	28
4.6 Kuchlarning fazoviy sistemasi va ularning muvozanati.	29

5 Bob. Og'irlik markazi.

5.1 Parallel kuchlar markazi.	31
5.2 Hajmning og'irlik markazi.	33
5.3 Yuzalarning og'irlik markazi.	34
5.4 Qutbiy va o'qiy inersiya momentlari	37

6 Bob. Kinematika.

6.1 Asosiy tushunchalar.	40
6.2 Nuqtaning harakat tenglamalari.	41
6.3 Nuqtaning tezligi.	42
6.4 Nuqtaning tezlanishi.	43

7 Bob. Qattiq jism harakat turlari.	
7.1 Qattiq jismning ilgarilanma harakati.	47
7.2 Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakati.	47
7.3 Aylanma harakatdagi jism nuqtasining tezlik va tezlanishlari.	49
7.4 Qattiq jismning tekis parallel harakati	50
8 Bob. Dinamika.	
8.1 Dinamika konunlari.	53
8.2 Inersiya kuchlari. Dalamber prinsipi.	55
8.3 Ish va quvvat. O'zgarmas kuchning to'g'ri chiziqli ko'chishda bajargan ishi. Kuchning egri chiziqli o'chishda bajargan ishi. Quvvat. Foydali ish koeffitsienti.	57
8.4 Potensial va kinetik energiya qattiq jismning turli harakatlardagi kinetik energiyasi. Bir jinsli jismlarning inersiya momentlari	62
II bo'lim.	
Materiallar qarshiligi	
9 Bob.	
9.1 Umumiy tushunchalar.	66
9.2 Tashqi va ichki kuchlar. Kesish usuli.	67
9.3 Kuchlanishlar.	68
10 Bob CHO'zilish va siqilish	
10.1 Deformatsiyalar. Guk qonuni.	70
10.2 Ko'chishlar	71
10.3 Cho'zilish va siqilishda materiallarning mexanik xossalari.	72
10.4 Chegaraviy va ruhsat etilgan kuchlanishlar	74
11 Bob.	
11.1 Siljish.	75
11.2 Kesilish va ezilish. Umumiy tushunchalar. Mustahkamlik shartlari.	76
11.3 Payvand birikmalarni hisoblash.	77
11.4 Buralish	78
11.5 Deformatsiyalar.	79
12 Bob.	
12.1 Egilish	81
12.2 Balka tayanch turlari.	81
12.3 Egilishdagi ichki kuchlar.	82
12.4 Epyuralar qurish.	83
12.5 Sof egilish va normal kuchlanishlar.	85

13 Bob	
13.1 Murakkab qarshilik.	87
13.2 Bo'ylama egilish va ustivorlik.	88
13.3 Siqilgan sterjenni ustivorlikka hisoblash.	90
III bo'lim. Mexanizmlar va mashina detallari.	
14 Bob Mexanizmlar	
14.1 Mashina va mexanizmlar. Umumiy ma'lumotlar.	92
14.2 Mashina va mexanizmlarga qo'yiladigan talablar.	92
14.3 Mexanizmlar tuzilishi. Mexanizmlar elementlari	93
14.4 Mexanizmlarning asosiy turlari.	95
145 Kinematik zanjirlar va mexanizmlarning tuzilish formulasi.	100
15. Bob. Mashina detallari	101
15.1 Asosiy tushunchalar	101
15.2 Mashina detallarining ishlash layoqati.	103
15.3 Mashina detallarini tayyorlash uchun materiallar	104
15.4 Ruksat etilgan kuchlanishlar.	
16 Bob	
16.1. Umumiy tushunchalar,	106
16.2 Tishli uzatmalar turlari, afzallik va kamchiliklari.	107
16.3 Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.	108
16.4 Qiya tishli g'ildrakning geometriyasining o'ziga hos xususiyatlari.	109
16.5 Tishli g'ildraklar tayyorlashda aniqlik darajasi, ilashishdagi kuchlar Tishli uzatmaning ishlash qobiliyati va emirilishi.	110
16.6 To'g'ri tishli silindrsimon g'ildraklarni kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblash.	114
16.7 To'g'ri tishli silindrsimon g'ildraklarni egilish kuchlanishlar bo'yicha hisoblash	116
16.8 Konussimon uzatmalar. Umumiy tushunchalar. Ilashishdagi kuchlar.	119
16.9 To'g'ri tishli konussimon uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash	121
16.10 Konussimon g'ildraklarni kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblash.	122
16.11 Chervyakli uzatmalar. Umumiy ma'lumotlar. Afzallik va kamchiliklari. Chervyakli uzatmalarning tasnifi.	123
16.12 Chervyakli uzatmalar geometriyasi va kinematikasi	124
16.13 Chervyakli uzatmaning ilashishdagi sirpanishi. Chervyakli uzatmaning ilashishdagi kuchlar.	126
16.14 Chervyakli uzatmani mustahkamlikka hisoblash.	128

17 Bob. Tasmali uzatmalar.	
17.1 Tasmali uzatmalar afzallik va kamchiliklari.Tasmali uzatmalar turlari.geometriyasi va kinematikasi.	131
17.2 Tasma tarmoqdagi kuchlar.Tasmali uzatmaning yuklanish qobiliyati.	132
17.3 Ponasimon va yassi tasmali uzatmalarni hisoblash.	136
18.Bob Friksion uzatmalar	
18.1 Friksion uzatmalar.Ishlatilishi,afzallik vka kamchiliklari.Ishlatiladigan materiallar. Variatorlar.	139
18.2 Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.	141
19 Bob Zanjirli uzatmalar	
19.1 Zanjirli uzatmalar.Afzallik va kamchiliklari Uzatish soni,tezligi.	142
19.2 Zanjirli uzatmalardagi kuchlar.Zanjirli uzatmalarni hisoblash.	142
20 Bob Vallar va o'qlar	
20.1 Vallar va o'qlar, vallarni hisoblash tahminiy, taqribiy , aniqlashtirilgan usullari.	145
21 Bob Podshipniklar	
21.1 Podshipniklar turlari, shartli belgilar.Dumalash va sirpanish podshipniklarni tanlash.Sirpanish podshipniklarni ishlash sharoiti va ularni hisoblash.	151
22 Bob Muftalar	154
22.1 Muftalar vazifasi,turlari va ularni hisoblash.	
23Bob.Birikmalar	
23.1Birikmalar: parchin mihli, payvandli, rezbali.	157
Rezbaning asosiy turlari.	162
23.2 Rezbali birikmalar va ularni hisoblash.	165
23.3 Shponkali va shlitli birikmalar va ularni hisoblash.	167
Masalalar echish	182
Tayanch iboralar	183
Adabiyotlar	184
Mundarija	

ОГЛАВЛЕНИЕ

Первая часть.

Теоретическая механика.

1	Статика.	
1.1	Основные определения статики.	4
1.2	Аксиомы статики.	5
1.3	Связи и их реакции.	7
1.4	Величина вектора и их сложение.	8
1.5	Проекция вектора на ось.	11
2	Система сил, пересекающихся на плоскости.	
2.1	Параллелограмма сил	15
2.2	Разложение сил.	16
2.3	Равновесие пересекающихся сил.	17
3	Пара сил	
3.1	Момент пары сил	18
3.2	Эквивалентность пары сил.	18
3.3	Сложение пары сил.	19
3.4	Момент силы относительно точки и оси.	21
4	Система сил произвольно расположенных на плоскости и пространстве.	
4.1	Приведение сил в точке.	23
4.2	Приведение системы сил в точке.	23
4.3	Теорема Вариньона.	26
4.4	Равновесие системы сил на плоскости.	27
4.5	Опоры и реакции в опорах	28
4.6	Система сил в пространстве и их равновесие.	29
5	Центр тяжести.	
5.1	Координаты центра параллельных сил.	31
5.2	Центр тяжести объёма.	33
5.3	Центр тяжести площадей.	34
5.4	Полярные и осевые моменты инерции	37

Вторая часть

6	Кинематика.	
6.1	Основные определения	40
6.2	Уравнения движения точки.	41
6.3	Скорость точки.	42
6.4	Ускорение точки.	43

7	Виды движения твердого тела.	47
7.1	Поступательное движение твердого тела	47
7.2	Вращательное движение твердого тела вокруг неподвижной оси.	
7.3	Скорость и ускорение точки твердого тела, совершающего вращательное движение	49
7.4	Плоскопараллельное движение твердого тела	50
8	Динамика.	53
8.1	Законы динамики.	55
8.2	Силы инерции. Принцип Даламбера.	
8.3	Работа и мощность. Работа, выполняемая неизменной силой при плоскопараллельном перемещении. Работа, выполняемая при криволинейном перемещении. Мощность. Коэффициент полезного действия.	57
8.4	Потенциальная и кинетическая энергия. Кинетическая энергия тела при различных движениях. Момент инерции однородных тел.	62
	Третья часть.	
9	Сопротивление материалов	66
9.1	Основные понятия.	67
9.2	Внешние и внутренние силы. Методы среза	68
9.3	Напряжения.	
10	Растяжение и сжатие	70
10.1	Деформации. Закон Гука.	71
10.2	Перемещения	72
10.3	Механические свойства материалов при растяжении и сжатии	74
10.4	Предельные и допускаемые напряжения	
11		75
11.1	Сдвиг.	76
11.2	Срез и смятие. Общие понятия. Условие прочности	77
11.3	Расчет сварных соединений.	78
11.4	Кручение	79
11.5	Деформации	
12		81
12.1	Изгиб	81
12.2	Виды опор балок.	82
12.3	Внутренние силы при изгибе.	83
12.4	Построение эпюр.	85
12.5	Чистый изгиб и нормальные напряжения.	

13	87
13.1 Сложное сопротивление.	88
13.2 Продольный изгиб и устойчивость.	90
13.3 Расчет сжатых стержней на устойчивость	
Четвертая часть.	
14. Механизмы и детали машин	92
14.1 Машины и механизмы. Общие сведения.	92
14.2 Основные требования к машинам и механизмам.	93
14.3 Структура механизмов. Элементы механизмов	95
14.4 Основные виды механизмов.	100
14.5 Кинематические цепи и структурная формула механизмов	
15 Детали машин	101
15.1 Общие сведения.	101
15.2 Работоспособность деталей машин.	103
15.3 Материалы для изготовления деталей машин	104
15.4 Допускаемые напряжения	
16 Передачи	106
16.1 Основные понятия	107
16.2 Зубчатые передачи виды, преимущества и недостатки	108
16.3 Геометрия и кинематика зубчатых передач	109
16.4 Особенности косозубых колес.	
16.5 Точность изготовления колес, силы в зацеплении, критерии работоспособности и повреждения.	110
16.6 Расчет прямозубых цилиндрических колес по контактным напряжениям	114
16.7 Расчет прямозубых цилиндрических колес по изгибным напряжениям.	116 119
16.8 Конические передачи. Общие понятия. Силы в зацеплении	
16.9 Расчет прямозубых конических колес по изгибным напряжениям	121 122
16.10 Расчет конических колес по контактным напряжениям	
16.11 Червячные передачи. Общие сведения. Преимущества и недостатки. Классификация червячных передач.	123 124
16.12 Геометрия и кинематика червячных передач.	126
16.13 Скольжение в зацеплении червячных передач	128
16.14 Расчет червячных передач на прочность	

17	Ременные передачи.	
17.1	Типы ременных передач, преимущества и недостатки, геометрия и кинематика.	131
17.2	Силы в ветвях ременных передач. Тяговая способность ременных передач.	132
17.3	Расчет клиноременной и плоскоременной передачи. клиноременной передачи.	136
18	Фрикционные передачи	
18.1	Фрикционные передачи. Применение, преимущества и недостатки, материалы для изготовления. Вариаторы.	139
18.2	Расчет фрикционных передач по контактным напряжениям.	141
19	Цепные передачи	
19.1	Цепные передачи. Преимущества и недостатки. Передаточное число, скорость.	142
19.2	Силы в цепных передачах. Расчет цепных передач.	142
20	Валы и оси.	
20.1	Валы и оси, проверочный, приближенный и уточненный расчеты валов.	145
21	Подшипники	
21.1	Подшипники, типы, их обозначения. Подшипники качения и скольжения. Подбор и их расчет.	151
22	Муфты	
22.1	Назначение муфт, типы и их расчет.	154
23	Соединения	
23.1	Соединения: заклёпочные, сварные, резьбовые. Основные типы резьб.	157
23.2	Резьбовые соединения и их расчёт.	162
23.3	Шпоночные и шлицевые соединения и их расчёт	165
	Решение задач.	167
	Ключевые слова.	182
	Литература.	183
	Оглавление	184

Content

Part I.

Theoretical mechanics.

1. Statics.....	
1.1 Main definitions of statics.....	4
1.2 Statics axiom.....	5
1.3 Connections and their reactions.....	7
1.4 Vector magnitude and their addition.....	8
1.5 Vector on the axis.....	11
 2. Forces system, crossing on the plane	
2.1 Parallelogram of forces.....	15
2.2 Forces.....	16
2.3 Balance of crossing forces and axis.....	17
 3. Couple forces and moments of forces	
3.1 Equality of couple forces.....	18
3.2 Addition of couple forces.....	18
3.3 Forces moment regarding point.....	19
3.4 Couple moments of forces.....	21
 4. Forces system placed on the plane in space	
4.1 Space of forces in a point.....	23
4.2 Leading forces system.....	23
4.3 Varignon theorem.....	26
4.4 Forces systems equality on the plane.....	27
4.5 Forces system in space and their equality.....	28
 5. Gravity centre	
5.1 Coordinates of parallel forces centre.....	31
5.2 Gravity centre of volume.....	33
5.3 Gravity centre of simple schemes. Force of friction.....	34

Part II

6. Kinematics

6.1 Main definitions.....	40
6.2 Equations of point motion.....	41
6.3 Speed and point speeding up.....	42
6.4 Connection of point motion with speeding up.....	43

7. Types of motion of a solid body

7.1 Revolving motion of a solid body round a motionless axis.....	47
7.2 Speed and speeding up of a solid body point, making revolving motion...	47
	4

8 Dynamics	
8.1 Dynamics laws	53
8.2 Force of inertia, D'alambert principal	55
8.3 Work and capacity	57
Work made by unchangeable force at plane linear transference (movement)	
Work made by curved linear	
Capacity, Efficiency	
8.4 Potential and kinetic energy of body at various movements	62
Inertia moment of uniform bodies	
Law of change of kinetic energy	
Main theorem of dynamics for revolving movement of a solid body	

Part III Materials resistance

9. Main points	
9.1 Classification of outer forces	66
9.2 Inner forces, Cut method, Tensions, Deformation	67
9.3 Mechanical characteristics of materials at stretching and compression solidity	68

10. Displacement

10.1 Hooks law at displacement	70
10.2 Twisting	71

11. Bending and complex resistance.

11.1 Types of bearings and definition of reactions in the bearings	75
11.2 Inner strengths at bending	76
11.3 Constructing epures	77
11.4 Clear bending and normal resistances	78
11.5 Joint bending and twisted action	79
11.6 Axis bending and stability	
11.7 Dynamic load calculation for strength at repeated load	

Part IV

12. Mechanisms and machine components.

12.1 Common data	81
12.2 Classification of machines	81
12.3 Kinematics couples and links	82
12.4 Mechanisms with recurrent progressive and oscillating motions.	
Crank and connecting rod mechanism	83
Cam gears. Malta mechanisms	
Criteria of machine components operating. Materials for machine components mechanical characteristics, admissible stresses.	
Mechanical transmission, tooth gears. Common data. Geometry	

and kinematics. Forces in gearing.....	87
Accuracy degree in making tooth gears. Reliability of tooth gears and their deterioration.....	85
12.5 Calculation of right tooth cylinder stresses.....	85
Conic gears. Common data. Forces in gearing.	
Worm gears. Classification, geometry and kinematics.	
13. Belt transmissions.	
13.1 Types of belt transmissions, geometry, kinematics.	
Advantages and disadvantages of plane belt transmissions.....	87
13.2 Calculation of flat belt transmission according to its draft ability.	
Advantages and disadvantages of chock belt transmission. Calculation of chock belt transmission.....	88
13.3. Tooth belt transmissions.	
Chain transmissions, advantages and disadvantages. Transmission numbers, speed. Forces in Transmission. Calculation of transmission..	90
14. Rollers and axes.	
14.1 Common data. Calculation of rollers.....	92
14.2 Bearings, their types and marking.....	92
14.3 Bearings of swinging and slipping.....	93
14.4 Couplings, their types and calculation.....	95
15. Machine components.	
15.1 Common data.....	101
15.2 Machine components capacity.....	101
15.3 Materials for making machine components.....	103
15.4 Admitted tensions.....	104
16. Tooth gears.	
16.1 Common data.....	106
16.2 Classification of tooth gears, their advantages and disadvantages.....	107
16.3 Geometry and kinematics of crooked heels.....	108
16.4 Peculiarities of crooked wheels geometry.....	109
16.5 Exactness of making tooth gears, strength catching on wear and capacity of tooth gears.....	110
16.6 Calculation for straight- tooth cylindrical wheels on contact tensions...	114
16.7 Calculation for straight- tooth cylindrical wheels on crooked tensions...	116
16.8 Conic gears. Common data of strength in catching on.....	119
16.9 Calculation for straight- tooth conic gears on crooked tensions.....	121
16.10 Calculations for conic gears on contact tensions.....	122
16.11 Worm gears. Common data. Advantages and disadvantages. Classification of worm gears.....	123

16.12 Geometry and kinematics of worm gears.....	124
16.13 Slipping in catching on worm gear.....	126
16.14 Calculation for worm gear durability.....	128
17. Belt gears.	
17.1 Advantages and disadvantages of belt gears. Classification of belt gears, geometry and kinematics.....	131
17.2 Strengths in belt branches. Loading in belt gears.....	132
17.3 Calculation of plane belt and wedge-belt gears.....	136
18. Frictional gears.	
18.1 Frictional gears. Usage, advantages and disadvantages.....	139
18.2 Calculation of frictional gears on contact tensions.....	141
19. Chain gears.	
19.1 Chain gears. Advantages and disadvantages. Transmissive number, speed.....	142
Strengths in chain gear.....	142
20. Rollers and axices.	
20.1 Roolles and axices, approximate, accurate, calculation methods.....	145
21. Bearings.	
21.1 Types of bearings.....	151
22. Muffs.	
22.1 Purpose of muffs, classification and their calculation.....	154
23. Connections	
23.1 Connections riveted, welded, carved. Main types of carvings.....	157
23.2 Carved connections and their calculation.....	162
23.3 Splined connections and their calculations.....	165
Solution of tasks.....	167
Sources.....	184

Kurbanova
Gavxar Ansardinovna

Texnik mexanika
O'quv qo'llanma

Nashr uchun ma'sul O.Axmedov
Dizayner – sahifalovchi B.Sadriddinov

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA MAXSUS TA'LIM
VAZIRLIGI BUYRUG'1 № 373

27. 10. 2009 yilda bosishga ruhsat etildi.

13 bosma taboq. Adadi 100

TTYeSI bosmaxonasida ofset usulda chop etildi.

Toshkent shahar, Shoxjahon ko'chasi 5 uy.

3750