

O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI
O‘RTA MAXSUS, KASB-HUNAR TA‘LIMI MARKAZI

A. NABIYEV, J. SHOSALIMOV, A. HUSAINOV

TEXNIK MEXANIKA

Kasb-hunar kollejlari uchun darslik

Ikkinci nashri

“SHARQ” NASHRIYOT-MATBAA AKSIYADORLIK
KOMPANIYASI BOSH TAHRIRIYATI
TOSHKENT — 2010

BBK 30.12ya722
H 13

Oʻrta maxsus, kasb-hunar taʼlimi markazi ilmiy-uslubiy kengashi
tomonidan sinov darsligi sifatida tavsiya etilgan.

Osiyo Taraqqiyot Banking krediti hisobidan nashr etilgan.

Texnika fanlari nomzodi, dotsent **A. NABIYEV**ning
umumiy tahriri ostida.

Taqrizchilar:

A. UMAROV,
texnika fanlari nomzodi, dotsent.

U. QORABOYEV,
Toshkent aviasozlik kasb-hunar kollejining maxsus fan oʻqituvchisi.

H 13

Nabiyev A.

Texnik mexanika; Kasb-hunar kollejlari uchun sinov
darsligi (A.Nabiyev, J.Shosalimov, A.Husainov; Oʻzbekiston
Respublikasi Oliy va oʻrta maxsus taʼlim vazirligi, Oʻrta maxsus,
kasb-hunar taʼlimi markazi. — T.: Sharq, 2010. — 256 b.

1.1,2 Muallifdosh.

Ushbu darslik kasb-hunar kollejlari uchun texnik mexanika fani boʻyicha
140 soat hajmdagi dastur asosida yozilgan.

Kitobda nazariy mexanika, materiallar qarshiligi hamda mashina
detallari bayon etilgan, muhandislik amaliyotining turli sohalarida uchraydigan
baʼzi muhim masalalar yechib koʻrsatilgan.

Mazkur darslik kasb-hunar kollejlari oʻquvchilariga moʻljallangan.

BBK 30.12ya722

ISBN 978-99-43-00-591-4

SO‘ZBOSHI

Kadrlar tayyorlash milliy dasturining ikkinchi — sifat bosqichi talablari doirasida ta'lim mazmunini yanada boyitishda uslubiy ta'minot: barcha ta'lim muassasalarini o'quv adabiyotlarining yangi avlodi bilan ta'minlash muhim ahamiyat kasb etadi. Shu bois, fan-texnika va texnologiya rivojlanishining hozirgi zamon talablariga va Davlat ta'lim standartlari asosida ishlab chiqilgan o'quv dasturiga mos keladigan darslik, o'quv qo'llanmalarni o'zbek tilida yozish ehtiyoji kun sayin ortmoqda.

Ushbu kitobga mualliflarning oliy o'quv yurtlarida o'qigan ma'ruzalari, amaliy-tajriba mashg'ulotlar o'tkazishdagi materiallari asos qilingan.

Ushbu darslik sanoatning mashinasozlik, avtomobilsozlik, samolyotsozlik, metallurgiya, oziq-ovqat ishlab chiqarish, matbaa ishlab chiqarishi sohalari hamda transport va qurilish sohalari bo'yicha mutaxassislar tayyorlayotgan kasb-hunar kollejlari uchun mo'ljallangan.

Darslikni yozish jarayonida mualliflar materiallarni shunday joylashtirishga harakat qilganlarki, turli tayyorlov yo'nalishlariga mo'ljallab tuzilgan o'quv dasturi asosida qisqartirgan holda mashg'ulotlar o'tish zaruriyati tug'ilgan hollarda bir necha paragraflarni, hatto, ba'zi boblarni ham chetlab o'tish mumkin. Bundan tashqari, dasturda ko'zda tutilgan juda keng materiallarni qisqa, sodda va tushunarli holda bayon etishga harakat qilingan.

Darslikning asosiy qismini texnika fanlari nomzodi, dotsent A. Nabiyeu, IV, V va VI boblarni esa fizika-matematika fanlari nomzodi, dotsent J. Shosalimov va A. Husainovlar yozgan.

Qo'lyozmani sinchiklab o'qib, uning mazmuni va sifatini oshirish borasida bergan foydali maslahatlari uchun texnika fanlari nomzodi, dotsent P.Y. Jumaniyozov va texnika fanlari nomzodi, dotsent J.J. Jalolovlarga mualliflar samimiy minnatdorchilik bildiradilar.

Darslikning sifatini boyitishga qaratilgan barcha tanqidiy fikr-mulohazalari uchun kitobxonlarga oldindan minnatdorchilik bildirgan holda, ularni quyidagi manzilga yuborishlarini iltimos qilamiz: Toshkent shahri, Buyuk Turon, 41.

KIRISH

Tabiatda ro'yo beradigan hamma hodisa va jarayonlarning asosida harakat yotishi shubhasiz. Shu bois, mexikaning qonun va qoidalari barcha hodisa yoki jarayonlarga tegishli bo'lib, ular ayniqsa, zamonaviy texnikalarning asosiy ilmiy negizi bo'lib xizmat qiladi.

Mexanika fani fizika, matematika, astronomiya, kimyo, biologiya, material-shunoslik, elektron hisoblash mashinalari va informatika singari aniq fanlar bilan chambarchas bog'langan holda rivojlanmoqda. Mexanika fani og'ir sanoat (mashinasozlik, samolyotsozlik, asbobsozlik va shu kabilar), to'qimachilik va yengil sanoat hamda qurilish sohalarining rivojlanishida muhim, yetakchi o'rin egallaydi.

Fan-texnika jadal sur'atlar bilan rivojlangan, ishlab chiqarish jarayonlari mexanizatsiya va avtomatizatsiyalashayotgan hozirgi paytda mexanika nomi bilan bevosita bog'liq va uning asosiy tarkibiy qismi bo'lgan texnik mexanika fanini puxta o'rganish muhim ahamiyat kasb etadi.

Texnik mexanika predmeti eng muhim umumtexnika bilimlar majmuasini o'zida mujassamlashtirib, nazariy mexanika (statika, kinematika va dinamika), materiallar qarshiligi hamda mashina detallari kabi bir-biriga uzviy bog'liq bo'lgan uchta mustaqil bo'limlardan tashkil topgan.

Texnik mexikaning tarkibiy qismlari hisoblangan:

- statikada jismlarning muvozanati, ularga qo'yilgan kuchlarni sodda holga keltirish yo'llari;
- kinematikada jismlarning massasi va ularga ta'sir etuvchi kuchlar e'tiborga olinmagan holda, ularning harakatini faqat geometrik nuqtayi nazardan tekshirish;
- dinamikada jismlarning harakatini uni vujudga keltiruvchi kuchga bog'liq holda tekshirish;
- materiallar qarshiligida mashina yoki inshoot qismlarida paydo bo'ladigan zo'riqish, deformatsiya va ko'chishlarni aniqlash usullari hamda turli materiallarning mexanik xossalarini tajriba yordamida tekshirish;
- mashina detallarida muhandislik amaliyotida ko'p qo'llaniladigan detal va uzellarning tuzilishi, ishlash prinsipi, ularni iqtisodiy jihatdan tejamli qilib hisoblash, loyihalash usullari o'rganiladi.

Mazkur darslik kasb-hunar kollejlari o'quv dasturi asosida yozilgan bo'lib, unda nazariy mexanika, materiallar qarshiligi va mashina detallariga oid asosiy materiallar bayon etilgan.

NAZARIY MEXANIKA

STATIKA

I
BOB

Statikaning asosiy tushunchalari va aksiomalari

1.1-§. Asosiy tushunchalar va ta'riflar

Statikada jismlarning muvozanati o'rganiladi. Moddiy jismlarning muvozanati mexanik harakatning xususiy holi bo'lib, uning ma'lum qismiga qo'zg'almas ravishda mahkamlangan koordinatalar sistemasiga nisbatan tinch vaziyati tushuniladi.

Jismlar qo'zg'almas qilib mahkamlanganda «tinch holatda» turadi, deyish mumkin. Masalan, dastgoh tinch holatda turibdi, deymiz. Haqiqatan ham dastgoh beton yordamida yerga qo'zg'almas qilib birlashtirilgan. Lekin aslida dastgoh Yer bilan birgalikda Quyosh atrofida murakkab harakat qiladi.

Demak, tabiatda mutlaq (absolyut) qo'zg'almaydigan jism bo'lmaydi va bo'lishi ham mumkin emas.

Jismlarning mexanik harakati va muvozanatini tekshirishda statikaning quyidagi asosiy tushunchalaridan foydalaniladi:

- **moddiy nuqta** (o'lchamlari va shakli ma'lum sharoitda hisobga olinmaydigan, massasi bir nuqtada joylashgan deb tasavvur qilinadigan jism moddiy nuqta deyiladi);
- **mutlaq qattiq jism** (kuch ta'sirida istalgan nuqtalari orasidagi masofa doimo o'zgarmasdan qoladigan qattiq jism mutlaq qattiq jism deyiladi);
- **kuch** (jismlar o'zaro ta'sirining miqdor o'lchovi kuch deyilib, u yo'nalishi, moduli — son qiymati va qo'yilish nuqtasi (1.1-shakl) bilan tavsiflanuvchi vektor kattalik hisoblanadi);

- **kuchlar tizimi** yoki sistemasi (jismga qo'yilgan $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar to'plami kuchlar tizimi deyiladi. Jismga qo'yilgan $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar tizimi ko'rsatadigan ta'sirni boshqa $\vec{Q}_1, \vec{Q}_2, \vec{Q}_3, \dots, \vec{Q}_n$ kuchlar tizimi bilan almashtirilganda jism holati o'zgarmasa, bunday ikki kuch tizimi teng kuchli (ekvivalent) kuchlar tizimi deyiladi). Kuchlarning teng kuchliligi quyidagicha yoziladi:

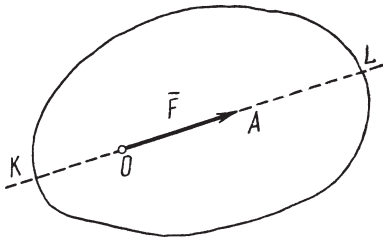
$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n) \sim (\vec{Q}_1, \vec{Q}_2, \vec{Q}_3, \dots, \vec{Q}_n) \quad (a)$$

- **teng ta'sir etuvchi kuch** (kuchlar tizimi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n$ ning ta'sirini bitta kuch bera olsa, bunday kuchga kuchlar tizimining teng ta'sir etuvchisi deyiladi va

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n) \sim 0 \quad (b)$$

ko'rinishda yoziladi).

- **muvozanat holat** (kuchlar tizimi ta'siridagi jism tinch holatda qolsa yoki inersion harakatda bo'lsa, jismning bunday holati muvozanat holat deyiladi. Kuchlar tizimi ta'siridagi jism muvozanat holatida bo'lsa, unga muvozanatlashgan kuchlar tizimi yoki nolga teng kuchli tizim deyiladi:



1.1-shakl

Kuch yotgan KL to'g'ri chiziq kuchning ta'sir chizig'i deyiladi.

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \dots, \vec{F}_n) \sim 0 \quad (d)$$

statikada jismning muvozanati deganda uning tinch holati tushuniladi);

- **sanoq tizimi** (jismning harakati yoki holati boshqa jism bilan bog'langan koordinatalar sistemasiga nisbatan tekshiriladi. Odatda, bunday koordinatalar sistemasiga sanoq sistemasi deyiladi. Statikada Yer bilan bevosita bog'langan sanoq sistemasi ishlatiladi).

1.2-§. Statikaning aksiomalari

Statika masalalarini yechish tajriba va kuzatishlar yordamida aniqlangan quyidagi aksiomalarga asoslanadi:

1-aksioma. **Erkin jismning ixtiyoriy ikki nuqtasiga 1.2-shaklda tasvirlanganidek miqdorlari teng, yo'nalishi esa mazkur nuqtalardan o'tuvchi to'g'ri chiziq bo'yicha qarama-qarshi tomonga yo'nalgan ikkita kuch ta'sir etsa, bunday kuchlar o'zaro muvozanatlashadi.**

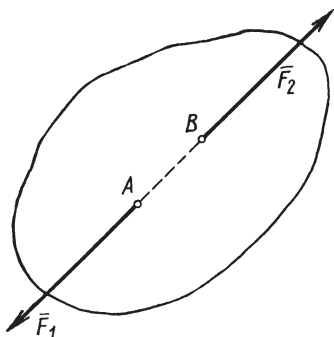
Kuchlar orasidagi munosabatlarni quyidagicha yozish mumkin:

— miqdori jihatdan $|\vec{F}_1| = |\vec{F}_2|$

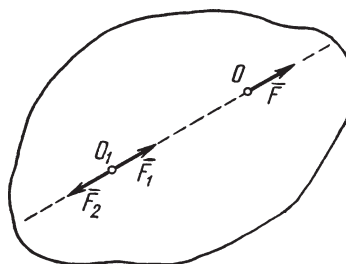
— yo‘nalishi jihatdan $\vec{F}_1 = -\vec{F}_2$ (manfiy ishora kuchlarning qarama-qarshi tomonga yo‘nalganligini ko‘rsatadi).

Shunday qilib, bunday ikki kuchdan tashkil topgan tizim nollik tizimdan iborat bo‘ladi:

$$(\vec{F}_1 = -\vec{F}_2) \sim 0.$$



1.2- sh a k l



1.3- sh a k l

2-aksioma. Nolga ekvivalent tizimni jismga ta’sir etuvchi kuchlar tizimiga qo‘shish yoki undan ayirish bilan kuchlar tizimining jismga ta’siri o‘zgarmaydi.

Bundan quyidagi natija kelib chiqadi: **kuchning miqdor va yo‘nalishini o‘zgartirilmagan holda, o‘zining ta’sir chizig‘i bo‘ylab bir nuqtadan ixtiyoriy boshqa nuqtaga ko‘chirilsa, uning jismga ta’siri o‘zgarmaydi.**

Isbot. Jismning O nuqtasiga \vec{F} kuch qo‘yilgan bo‘lsin (1.3-shakl). \vec{F} kuchning ta’sir chizig‘ida O_1 nuqtani olib, unga miqdorlari $\vec{F} = \vec{F}_1 = \vec{F}_2$ bo‘lgan hamda mazkur chiziqda yotuvchi $(\vec{F}_1, \vec{F}_2) \sim 0$ sistemani qo‘shamiz.

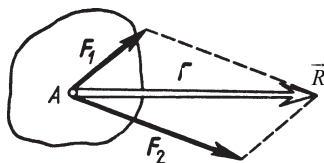
1-aksiomaga asosan $(\vec{F}_1, \vec{F}_2) \sim 0$ bo‘lganidan uni tashlab yuborsak, u holda O_1 nuqtada \vec{F} kuch qoladi. Nihoyat, O nuqtaga qo‘yilgan \vec{F} kuch o‘rniga O_1 nuqtaga qo‘yilgan xuddi shunday $\vec{F} = \vec{F}_1$ kuchga ega bo‘lamiz. Natija isbotlandi.

3-aksioma (parallelogramm aksiomasi). Jismning ixtiyoriy nuqtasiga qo‘yilgan turli yo‘nalishdagi ikki kuchning teng ta’sir etuvchisi:

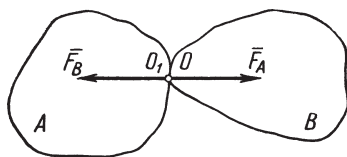
- ✓ *mazkur kuchlarning ta’sir chiziqlari kesishgan nuqtaga qo‘yiladi;*
- ✓ *miqdor jihatdan berilgan kuchlardan qurilgan parallelogrammning diagonaliga teng;*
- ✓ *parallelogramm diagonalini bo‘ylab yo‘naladi.*

Jismning biror A nuqtasiga qo'yilgan, o'zaro α burchak tashkil etuvchi \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning teng ta'sir etuvchisini \vec{R} bilan belgilaymiz (1.4-shakl). Aksiomaga ko'ra

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$



1.4- shakl



1.5- shakl

4-aksioma. **Har qanday ta'sirga miqdor jihatidan teng va yo'nalishi qarama-qarshi bo'lgan aks ta'sir mavjuddir.**

Bu aksiomadan ikkita muhim xulosa kelib chiqadi. Birinchidan, ta'sir bo'lgan joyda har doim aks ta'sir ko'rsatuvchi kuch mavjud bo'ladi. Ikkinchidan esa, ta'sir va aks ta'sir etuvchi kuchlar bir-birlarini muvozanatlashtirmaydi, chunki ular boshqa jismlarga qo'yilgan. Masalan, A jismning B jismga ko'rsatadigan F_A ta'sir kuchi B jismning O nuqtasiga qo'yiladi. B jismning A jismga F_B ta'sir kuchi esa A jismning O_1 nuqtasiga

qo'yiladi (1.5-shakl). \vec{F}_A va \vec{F}_B kuchlar miqdor jihatidan bir-biriga teng va ta'sir chiziqlari umumiy bo'lib, qarama-qarshi tomonga yo'nalgan:

$$\vec{F}_A = -\vec{F}_B.$$

Bu aksioma Nyutonning uchinchi qonunini ifodalaydi.

5-aksioma. **Agar muvozanat holatidagi deformatsiyalanadigan jism mutlaq qattiq jismga «aylansa», uning muvozanati buzilmaydi.**

Bu aksioma qotish prinsipi deyiladi.

1.3-§. Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari

Jism fazoda ixtiyoriy tomonga harakatlana olsa, u **erkin jism** deyiladi.

Jismning harakati yoki holati biror sabab bilan chegaralangan bo'lsa, u erkin bo'lmagan jism yoki **bog'lanishdagi jism** deyiladi. Jismning harakati yoki holatini cheklovchi sabab **bog'lanish** deyiladi. Masalan, vagonning vertikal yo'nalishdagi harakatini rels cheklaydi. Boshqacha aytganda vagon bog'lanishdagi jism, rels bog'lanish vazifasini bajaradi.

Bog'lanishning jismga ko'rsatadigan ta'siriga bog'lanish **reaksiya kuchi** deyiladi.

Bog'lanishdagi jismlarning harakati qaysi tomondan cheklangan bo'lsa, reaksiya kuchi shu yo'nalishga teskari yo'nalgan bo'ladi.

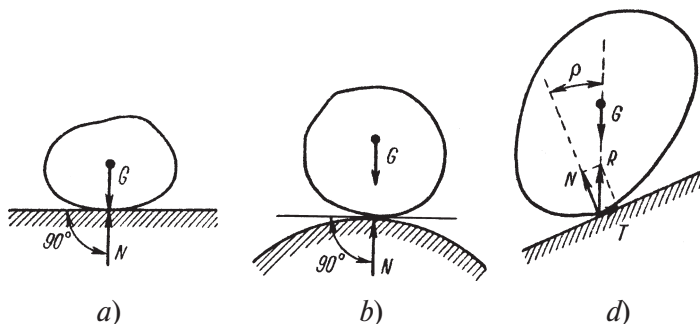
Bogʻlanish reaksiya kuchlarini aniqlash statikaning asosiy masalalaridan hisoblanadi.

Bogʻlanish reaksiya kuchlarini aniqlashda jismni bogʻlanishdan boʻshatish aksiomasidan foydalaniladi: **bogʻlanishlarning berilgan jismga taʼsirini reaksiya kuchi bilan almashtirib, har qanday bogʻlanishdagi jismni erkin jism deb qarash mumkin.**

Bogʻlanishdagi jismlarning bir-biriga tegib turgan qismidagi ishqalanish kuchini eʼtiborga olmay, bogʻlanishlarni quyidagi guruhlarga ajratish mumkin:

I. Silliq sirt vositasida bogʻlanishlar:

a) jism silliq sirtga bitta nuqtada tayanadi (1.6-shakl, a, b, d).

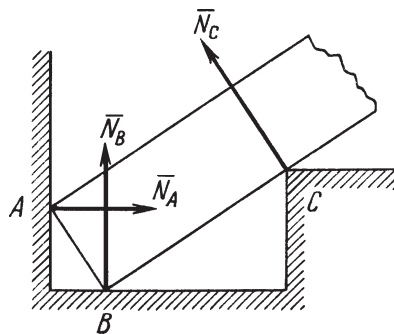


1.6- sh a k l

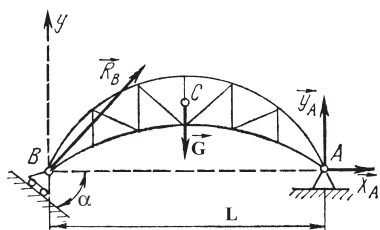
Chizmalardan koʻrinib turganidek, silliq sirt jismning shu sirtga oʻtkazilgan normal boʻyicha harakatini cheklaydi. Shuning uchun silliq sirtning reaksiya kuchi N sirtga oʻtkazilgan normal boʻyicha yoʻnaladi.

b) jism A nuqtada vertikal devorga, B nuqtada polga, C nuqtada ikki yoqli burchak qirrasiga tayanadi (1.7-shakl).

Vertikal devor va polning \bar{N}_A , \bar{N}_B reaksiya kuchlari A va B nuqtalarda mos ravishda devor va polga oʻtkazilgan perpendikulyar boʻyicha yoʻnaladi. Ikki yoqli burchakdan tashkil topgan qirraning reaksiya kuchi esa C nuqtada toʻsinga oʻtkazilgan perpendikular boʻyicha yoʻnaladi.



1.7- sh a k l

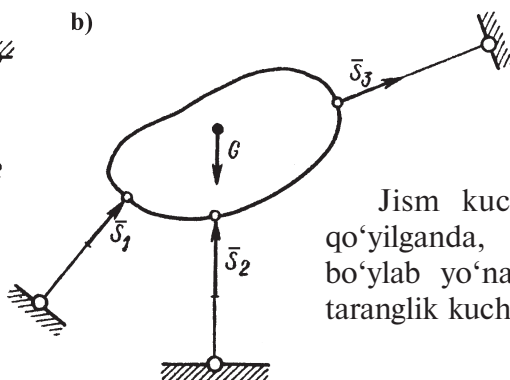
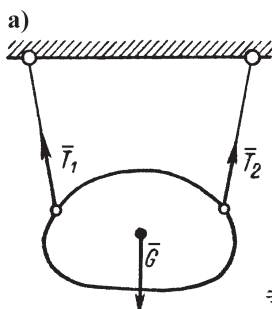


1.8- sh a k l

d) jism (ferma*) silliq sirtga g'altaklar vositasida tayanib turibdi (1.8-shakl).

B nuqtadagi reaksiya kuchi \bar{R}_B sirtga perpendikular yo'naladi. A nuqtadagi reaksiya kuchlari \bar{X}_A , \bar{Y}_A lar haqida 1.16-§ da kengroq tushuncha berilgan.

II. Cho'zilmaydigan ip (zanjir, qayish yoki sterjen)lar vositasidagi bog'lanishlar (1.9-shakl, a, b).



Jism kuchlar vositasida osib qo'yilganda, reaksiya kuchlari ip bo'ylab yo'nalgan bo'ladi va ular taranglik kuchlari deb yuritiladi.

1.9- sh a k l

Tekshirish uchun savol va topshiriqlar



1. Statika nimani o'rgatadi?
2. Mexanik harakat deganda nimani tushunasiz?
3. Moddiy nuqta va moddiy, mutlaq qattiq, erkin, erkin bo'lmagan (bog'lanishdagi) jismlar tushunchalarini ta'riflang.
4. Kuch va teng ta'sir etuvchi kuch nima? Ularning o'lchamligi qanaqa?
5. Statikaning aksiomalaridan birini tushuntiring.
6. Bog'lanishlarning qanday turlarini bilasiz?

*) ferma to'g'risida ikkinchi bo'lim (2.1-§)da kengroq ma'lumot berilgan.

II BOB

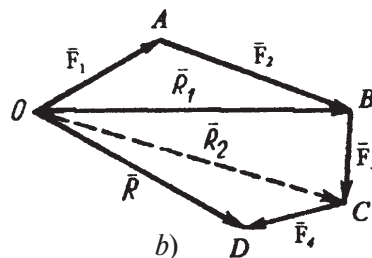
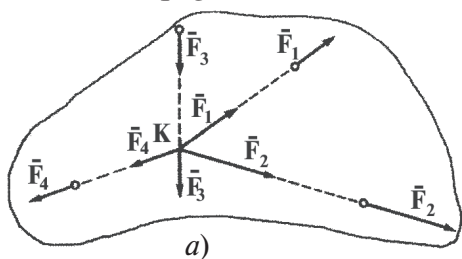
Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar tizimi

1.4-§. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarni qo'shish

Ta'sir chiziqlari bir nuqtada uchrashadigan kuchlar tizimiga **bir nuqtada kesishuvchi kuchlar tizimi** deyiladi.

Statika aksiomasi natijasiga asosan (I bob, 1.2-§ dagi 2-aksiomaga qarang), kuchlarni ta'sir chizig'i bo'ylab ko'chirib, bu chiziqlar kesishadigan umumiy nuqtaga keltirilganda, kuchlarning mutlaq qattiq jismga ta'siri o'zgarmaydi. Bu esa bir nuqtada kesishuvchi kuchlar tizimini doimo bir nuqtaga qo'yilgan kuchlarning teng kuchli tizimi bilan almashtirish imkonini beradi.

Faraz qilaylik, mutlaq qattiq jismga tekislikda kesishuvchi kuchlar tizimi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4$ ta'sir etsin (1.10-shakl, a). Kuchlarning ta'sir chizig'i davom ettirilganda, ular K nuqtada kesishadi. Statika aksiomasi natijasiga muvofiq, kuchlarni K nuqtaga ko'chirish mumkin.



1.10-shakl

K nuqtada kesishuvchi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4$ kuchlar tizimining teng ta'sir etuvchisini kuchlar uchburchagi qoidasiga asosan aniqlaymiz.

Avval \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarni qo'shamiz. Buning uchun ixtiyoriy O nuqtaga mashtabi va yo'nalishini saqlagan holda \vec{F}_1 kuchni qo'yamiz (1.10-shakl, b). \vec{F}_1 kuchning oxiriga \vec{F}_2 kuchni joylashtiramiz. O nuqta bilan \vec{F}_2 kuchning uchini birlashtirib, \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning teng ta'sir etuvchisi \vec{R}_1 ni hosil qilamiz:

$$\vec{R}_1 = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \quad (a)$$

Endi \vec{R}_1 ning uchiga \vec{F}_3 kuchni qo'yamiz. Agar O nuqta bilan \vec{F}_3 kuchning uchini birlashtirsak, \vec{R}_1 va \vec{F}_3 kuchlarning teng ta'sir etuvchisi hosil bo'ladi:

$$\vec{R}_2 = \vec{R}_1 + \vec{F}_3 \quad \text{yoki} \quad \vec{R}_2 = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 \quad (b)$$

Yuqoridagi tartibda \vec{R}_2 ning uchiga \vec{F}_4 kuchni joylashtirib, bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisini aniqlaymiz:

$$\vec{R} = \vec{R}_2 + \vec{F}_4 \quad \text{yoki} \quad \vec{R} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = \sum_{i=1}^4 \vec{F}_i \quad (d)$$

Hosil bo'lgan OABCD shakl kuchlar **ko'pburchagi deyiladi**. Bu ko'pburchakning yopuvchi OD tomoni bir nuqtada kesishuvchi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4$ kuchlarning teng ta'sir etuvchisini moduli va yo'nalishi bo'yicha ifodalaydi.

Agar mutlaq qattiq jismga n ta bir nuqtada kesishuvchi kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsa, u holda (d) ifoda

$$\boxed{\vec{R} = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i} \quad (1.1)$$

ko'rinishda yoziladi.

Demak, bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi \vec{R} shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng ekan.

Xususiy hol. Faraz qilaylik, mutlaq qattiq jismning ixtiyoriy A nuqtasiga qo'yilgan hamda o'zaro α burchak tashkil etuvchi \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning teng ta'sir etuvchisini aniqlash talab etilsin (1.11-shakl).

Parallelogramm aksiomasiga ko'ra, bir nuqtaga qo'yilgan ikki kuchning teng ta'sir etuvchisi \vec{R} shu kuchlarning geometrik yig'indisiga teng:

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 \quad (1.2)$$

1.11-shakl, b da kuchlar uchburchagi tasvirlangan; $A_1B_1C_1$ uchburchakning yopuvchi A_1C_1 tomoni \vec{R} ga tengdir.

Kosinuslar teoremasiga asosan $\Delta A_1B_1C_1$ dan teng ta'sir etuvchining modulini aniqlaymiz:

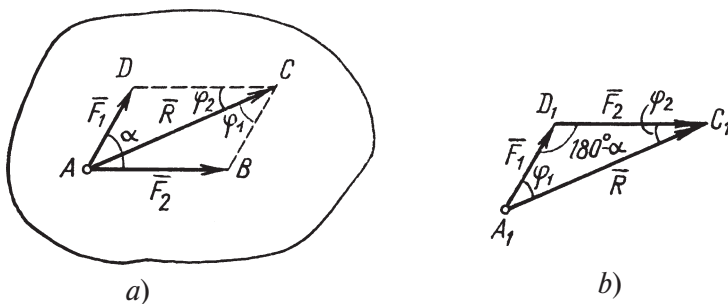
$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos(180^\circ - \alpha)}$$

yoki

$$\boxed{R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos \alpha}} \quad (1.2)$$

Teng ta'sir etuvchi kuch R ning \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlar bilan tashkil etgan φ_1 va φ_2 burchaklari sinuslar teoremasidan aniqlanadi:

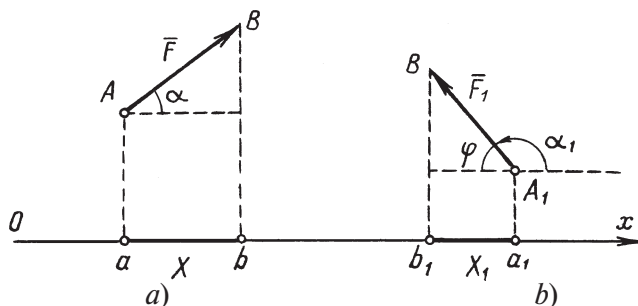
$$\frac{F_1}{\sin \varphi_2} = \frac{F_2}{\sin \varphi_1} = \frac{R}{\sin(180^\circ - \alpha)} \quad (1.3)$$



1.11- shakl

1.5-§. Kuchning o'qdagi proyeksiyasi

Kuch bilan o'q bir tekislikda yotsa, \vec{F} kuchning Ox o'qdagi proyeksiyasini aniqlash uchun kuch vektorining boshi A va uchi B nuqtadan Ox o'qqa tegishli Aa va Bb perpendikular punktir chiziqlar o'tkazamiz (1.12-shakl, a).



1.12-shakl

Gorizontal o'qdagi ab kesma \vec{F} kuchning Ox o'qdagi proyeksiyasini ifodalab, quyidagiga teng bo'ladi:

$$ab = F \cos \alpha \quad \text{yoki} \quad \boxed{X = F \cdot \cos \alpha} \quad (1.4)$$

Agar a nuqtadan b nuqtaga ko'chish Ox o'qining musbat yo'nalishi bilan mos tushsa, (1.4) ifodaning o'ng tomoni musbat, aksincha manfiy ishorali bo'ladi (1.12-shakl, b):

$$X_1 = -F_1 \cos \alpha_1 = -F_1 \cos(180^\circ - \varphi) \quad \text{yoki} \quad \boxed{X_1 = -F_1 \cos \varphi} \quad (1.5)$$

Demak, kuchning biror o'qdagi proyeksiyasi skalyar miqdor bo'lib, kuch moduli hamda kuchning shu o'q musbat yo'nalishi bilan tashkil qilgan burchagi kosinusi ko'paytmasiga teng.

Bu ta'rifga muvofiq, $\alpha = \frac{\pi}{2}$ yoki $\alpha = \frac{3\pi}{2}$ bo'lganda $X=0$, $\alpha=0$ bo'lganda $X=F$, aksincha $\alpha = \pi$ bo'lganda $X=-F$ ga teng bo'ladi.

1.6-§. Teng ta'sir etuvchi kuchni analitik usulda aniqlash

Bir nuqtada kesishuvchi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlarning teng ta'sir etuvchisi \vec{R} ning x va y o'qlardagi proyeksiyalarini mos ravishda R_x va R_y , tashkil etuvchi kuchlarning o'sha o'qlardagi proyeksiyalarini esa X va Y orqali belgilab, quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} R_x &= X_1 + X_2 + X_3 \dots + X_n = \sum_{i=1}^n X_i \\ R_y &= Y_1 + Y_2 + Y_3 \dots + Y_n = \sum_{i=1}^n Y_i \end{aligned} \quad (1.6)$$

Teng ta'sir etuvchi kuchning moduli

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \quad \text{yoki} \quad R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)^2} \quad (1.7)$$

ko'rinishda aniqlanadi.

Teng ta'sir etuvchi bilan koordinata o'qlari orasidagi burchaklar, ya'ni teng ta'sir etuvchi kuchning yo'nalishi quyidagi formulalardan topiladi:

$$\begin{aligned} \cos(\vec{R}, x) &= \frac{R_x}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)^2}} \\ \cos(\vec{R}, y) &= \frac{R_y}{R} = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i}{\sqrt{\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)^2}} \end{aligned} \quad (1.8)$$

1.7-§. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning muvozanati

Agar bir nuqtada kesishuvchi $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar tizimining teng ta'sir etuvchisi \vec{R} nolga teng bo'lsa, u holda bunday kuchlar tizimi **muvozanatda** bo'ladi, aksincha, kuchlar tizimi muvozanatda bo'lsa, teng ta'sir etuvchi kuch **nolga teng** bo'ladi:

$$\boxed{\vec{R} = 0} \quad (1.9)$$

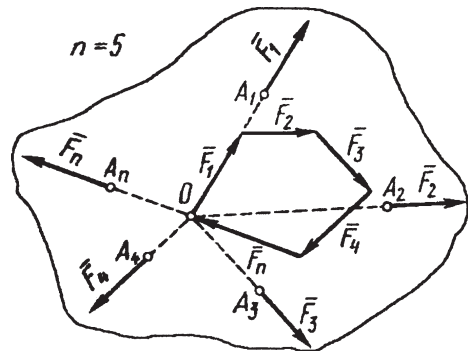
$$\text{yoki} \quad \sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0 \quad (1.10)$$

(1.9) yoki (1.10) tenglamalar kesishuvchi kuchlar tizimi muvozanati zaruriy va yetarli shartining vektorli ifodasidir.

Demak, kesishuvchi kuchlar ta'siridagi erkin jism muvozanatda bo'lishi uchun mazkur tizimni tashkil etuvchi kuchlarning geometrik yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

Endi 1.13-shakldan foydalanib, (1.9) yoki (1.10) tenglamalarning geometrik ma'nosini tushuntiramiz.

Aytaylik, jismning A_1, A_2, \dots, A_n nuqtalariga ta'sir chiziqlari O nuqtada kesishuvchi F_1, F_2, \dots, F_n muvozanatlashuvchi kuchlar tizimi qo'yilgan bo'lsin. Bu kuchlar uchun kuchlar ko'pburchagi yasalsa (oddiylashtirish maqsadida $n = 5$ holni ko'rib chiqamiz), u yopiq bo'ladi, ya'ni mazkur ko'pburchakda birinchi kuchning boshi bilan oxirgi kuchning uchi ustma-ust tushadi.



1.13- sh a k l

Aksincha, kuchlar ko'pburchagi yopiq bo'lsa, $\vec{R} = 0$ bo'ladi.

Shunday qilib, kesishuvchi kuchlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun bu kuchlarga qurilgan kuchlar ko'pburchagi yopiq bo'lishi zarur va yetarlidir.

Teng ta'sir etuvchi kuch $R = 0$ bo'lsa, (1.7) ga asosan

$$R_x = 0, \quad R_y = 0$$

bo'ladi. Agar (1.6)ni e'tiborga olsak, tekislikdagi kesishuvchi kuchlar tizimining muvozanat tenglamalari quyidagicha yoziladi:

$$\boxed{\sum_{i=1}^n X_i = 0} \quad \boxed{\sum_{i=1}^n Y_i = 0} \quad (1.11)$$

Demak, kesishuvchi kuchlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning har bir koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

Umumiy holda, (1.11) ifoda tarkibida noma'lum kuchlar ham bo'lishi mumkin. Shu sababli uni kesishuvchi kuchlar tizimi ta'siridagi erkin jism muvozanati tenglamalarining analitik ifodasi ham deyiladi.

Kelgusida yozuvlarni qisqartirish maqsadida (1.11) dagi tenglamalarni

$$\boxed{\sum X_i = 0} \quad \boxed{\sum Y_i = 0} \quad (1.12)$$

ko‘rinishda yozish ancha qulaylik tug‘diradi.

Shuni ta’kidlash muhimki, bordi-yu muvozanatdagi jism erkin bo‘lmasa, bog‘lanishlardan bo‘shatish haqidagi aksiomaga asosan, bog‘lanishning jismga ko‘rsatadigan ta’sirini ularning reaksiya (zo‘riqish) kuchlari bilan almashtirish zarur. Natijada, bunday jismni berilgan kuchlar va bog‘lanish reaksiyalari ta’sirida «erkin» jism deb qarash mumkin. Shu bois, mazkur jism uchun tuzilgan muvozanat tenglamalari tarkibida berilgan kuchlar bilan bir qatorda bog‘lanish reaksiya kuchlari ham ishtirok etadi.

Statikada jismning muvozanatiga doir masalalar quyidagi tartibda yechiladi:

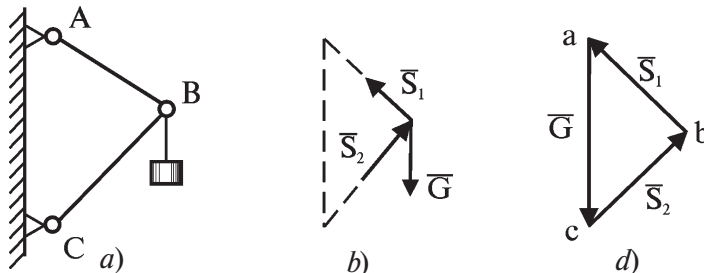
- ✓ muvozanati tekshiriladigan jism aniqlanib, unga ta’sir etuvchi kuchlar chizmada aks ettiriladi;
- ✓ koordinatalar sistemasi tanlab olinadi;
- ✓ bog‘lanishlar reaksiya kuchlari bilan almashtiriladi;
- ✓ jismga ta’sir etuvchi kuchlar va reaksiya kuchlari qanday kuchlar tizimini tashkil etishiga qarab, ularga mos ravishda muvozanat tenglamalari tuziladi;
- ✓ muvozanat tenglamalaridan noma’lum* kuchlar aniqlanadi.

II bobga oid masalalar

1.1-masala. Vertikal ustunning A va C nuqtasiga mos ravishda AB sterjen va CB tirgakning chap uchlari mahkamlangan (1.14-shakl, a); sterjen va tirgakning o‘ng uchlari B tugunga biriktirilgan.

Agar yukning og‘irligi $G=50$ kN bo‘lsa, sterjen va tirgaklarda qanday zo‘riqish— taranglik kuchlar paydo bo‘ladi?

$AB=1,4$ m, $CB=1,8$ m va $AC=2,6$ m deb hisoblansin.



1.14- sh a k l

)* I z o h: shunga alohida e’tibor berish lozimki, agar topilgan reaksiya kuchining ishorasi musbat chiqsa, tanlab olingan yo‘nalish to‘g‘ri, aksincha manfiy bo‘lsa uning yo‘nalishi haqiqiy yo‘nalishga teskari ekan, degan xulosa kelib chiqadi.

Yechish.

Masalani grafik usulda yechamiz.

Chizmasidan ko‘rinib turibdiki, B tugun bog‘lanishga ega, chunki u og‘irlik kuchi G, AB va SB bog‘lanishlar ta‘sirida turibdi.

B tugunning muvozanatini tekshiramiz. Buning uchun sterjen va tirgakni fikran kesib, bog‘lanishlarni tegishli S_1 va S_2 kuchlari bilan almashtiramiz (1.14-shakl, b).

Aniq masshtab (masalan, 1,0 kN kuch uchun 1 mm) tanlab, ixtiyoriy nuqtadan G kuchining yo‘nalishida masshtabga muvofiq $ac = \frac{50 \cdot kN}{1kN} \cdot 1mm = 50mm = 5,0sm$ kesma (vektor) chizamiz (1.14-shakl, d). Keyin bu vektorning c uchidan CB tirgakga parallel va a uchidan esa, AB sterjenga parallel chiziq o‘tkazamiz; parallel chiziq c nuqtada kesishishi tabiiy. Natijada, acb kuch uchburchagi yopiq bo‘lishi, ya‘ni undagi hamma strelkalar uchburchagining atrofidan bir tomonga aylanib chiqishi shart, aks holda muvozanat buziladi.

Endi ACB va acb larning o‘xshashligidan quyidagi munosabatlarni yozamiz:

$$\frac{G}{AC} = \frac{S_1}{AB} = \frac{S_2}{CB}$$

Bu tenglikdan izlanayotgan zo‘riqlarni aniqlaymiz:

$$S_1 = \frac{AB}{AC} \cdot G = \frac{1,4}{2,6} \cdot 50 = 26,92kN$$

$$S_2 = \frac{CB}{AC} \cdot G = \frac{1,8}{2,6} \cdot 50 = 34,22kN$$

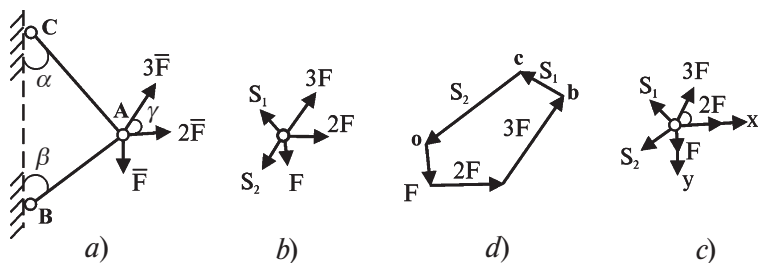
Javob: $S_1 = 26,92$ kN; $S_2 = 34,62$ kN.

1.2-masala. A tugunga F, 2F va 3F kuchlar ta‘sir etmoqda (1.15-shakl, a).

Quyidagilar ma‘lum deb hisoblansin: $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 60^\circ$, $\gamma = 45^\circ$, $F = 20kN$.

AB va AC sterjenlarning og‘irliklari e‘tiborga olinmasin.

Zo‘riqlarni aniqlash talab etiladi.



1.15- sh a k l

Yechish.

1. Grafik usul.

Sterjnlarni fikran kesib, A tugunning muvozanatini o'rganamiz (1.15-shakl, b); bog'lanishlarni bog'lanish reaksiyalari S_1 va S_2 lar bilan almashtiramiz.

Biror masshtabni, masalan 0,5 kN kuch uchun 1,0 mm kesma tanlab ixtiyoriy O nuqtadan $F = 20$ kN kuchning yo'nalishida $\frac{2}{0,5} \cdot 1,0 = 40$ mm = 4 sm kesma ajratamiz (1.15-shakl, d). Tanlangan masshtabga qat'iy amal qilgan holda F vektorning uchidan 2F ga parallel, 2F kuchning uchidan esa 3F kuchga parallel chiziqlar o'tkazamiz. Keyin esa b nuqtadan AC sterjenga parallel, O nuqtadan esa AB sterjenga parallel chiziqlar o'tkazamiz. Ushbu parallel kesmalar C nuqtada uchrashadi. Hosil qilingan kuch ko'pburchagi yopiq bo'lishi, ya'ni undagi hamma strelkalar ko'pburchakning atrofidan bir tomonga aylanib chiqishi shart.

Kuch ko'pburchagining bc va oc tomonlari mos ravishda AC va AB sterjnlarda paydo bo'luvchi taranglik kuchlarining miqdori va yo'nalishini belgilaydi.

2. Analitik usul.

Koordinator sistemasini tanlaymiz (1.15-shakl, c).

A tugun uchun (1.12) formulani tatbiq etamiz:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X_i = 0; \quad 2F + 3F \cos \gamma - S_1 \cos(90^\circ - \alpha) - S_2 \cos(90^\circ - \beta) &= 0 \\ \Sigma Y_i = 0; \quad F - 3F \cos(90^\circ - \gamma) + S_2 \cos \beta - S_1 \cos \alpha &= 0 \end{aligned} \right\}$$

berilgan qiymatlarni e'tiborga olib

$$\left. \begin{aligned} 2 \cdot 20 + 3 \cdot 20 \cdot \cos 45^\circ - S_1 \cos 60^\circ - S_2 \cdot \cos 30^\circ &= 0 \\ 20 - 3 \cdot 20 \cdot \cos 45^\circ - S_1 \cos 30^\circ + S_2 \cos 30^\circ &= 0 \end{aligned} \right\}$$

tenglamalar sistemasini hosil qilamiz.

Bunda, $S_1 = 43,92$ kN va $S_2 = 69,33$ kN ekanligi kelib chiqadi.

1.3-masala. Chig'ir yordamida B nuqtadagi qo'zg'almas blok orqali o'tkazilgan arqon bilan $G=20$ kN og'irlikdagi yuk yuqoriga ko'tarilmoqda (1.16-shakl). Blokning o'lchamlarini va undagi ishqalanishni hisobga olmay, AB va BC sterjenlardagi zo'riqishlar aniqlansin. Burchaklar shaklda ko'rsatilgan.

Yechish.

Masalaning mohiyatidan arqonda paydo bo'luvchi taranglik kuchi yukning og'irlikiga teng ekanligi kelib chiqadi: $T_2=G$. Shu sababli B nuqtaga qo'yilgan G , T_1 , T_2 , S kuchlardan faqat T_1 va S lar noma'lumdur.

B nuqtaning muvozanatini tekshiramiz:

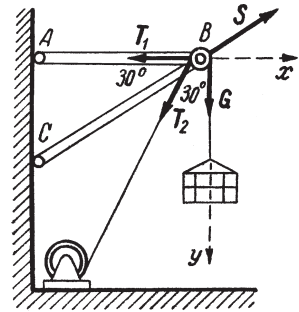
$$\left. \begin{aligned} \Sigma X_i = 0; & \quad -T_1 + S \cos 30^\circ - T_2 \cos 60^\circ = 0 \\ \Sigma Y_i = 0; & \quad -S \cos 60^\circ + T_2 \cos 30^\circ + G = 0 \end{aligned} \right\}$$

yoki

$$\left. \begin{aligned} -T_1 + S \cdot 0,866 - 20 \cdot 0,5 &= 0 \\ -S \cdot 0,5 + 20 \cdot 0,866 + 20 &= 0 \end{aligned} \right\}$$

Bulardan sterjenlardagi zo'riqishlarni topamiz:

$$\begin{aligned} T_1 &= 54,6 \text{ kN} \\ S &= 74,6 \text{ kN.} \end{aligned}$$



1.16- sh a k l



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

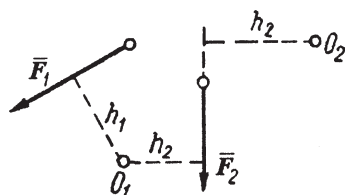
1. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar sistemasiga ta'rif bering.
2. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi qandayaniqlanadi?
3. Koordinata o'qlariga kuchlarni proyeksiyalashni misollar yordamida tushuntiring.
4. Teng ta'sir etuvchining yo'nalishi qanday aniqlanadi?
5. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar muvozanatining zaruriy va yetarli shartini yozing.

Kuch momenti va juft kuchlar

1.8-§. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti

Nuqtaga nisbatan kuch momenti mexanikadagi, shuningdek, texnik mexanikadagi eng muhim tushunchalardan biri hisoblanib, undan fanni nazariy va amaliy jihatdan o'rganishda juda ko'p foydalaniladi.

Juda qadim zamonlarda ham kishilar ma'lum bir yelkaga ta'sir etuvchi kichik kuch bilan ancha katta qarshiliklarni yenga olish imkoniyatlariga ega bo'lgan sodda richagning xossasidan amalda keng foydalananganlar. Richagning bu xossasini birinchi bo'lib **Arximed** ilmiy nuqtayi nazardan asoslagan.



1.17- sh a k l

Jismga tekislikda yotuvchi kuchlar tizimi ta'sir etayotgan bo'lsin (1.17-shakl).

O nuqtadan \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning ta'sir chizig'igacha perpendikular tushiramiz. Bu perpendikularlarning uzunligi h_1 va h_2 bo'lib, tegishlicha \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning O_1 nuqtaga nisbatan **kuch yelkasi** deyiladi; O_1 nuqta esa **moment markazi** deyiladi.

Kuchning nuqtaga nisbatan momenti deb, kuch moduli bilan kuch yelkasi ko'paytmasiga teng kattalikka aytiladi.

Kuch momentining algebraik qiymati $M_o(\vec{F})$ bilan belgilanadi va u quyidagi formula bilan aniqlanadi:

$$M_o(F) = \pm Fh \quad (1.13)$$

Bu formula oldidagi ishoralardan qaysi birini olishni, quyidagi ishoralar qoidasiga asosan shartlashib olamiz: **kuch vektori jismni markazi atrofida soat mili tomonga burishga intilsa, kuch momenti musbat, aks holda manfiy deb hisoblanadi.**

Bizning misolimizda \vec{F}_1 kuch uchun

$$M_o(F_1) = -F_1h_1 \quad (a)$$

va \vec{F}_2 kuch uchun esa

$$M_o(F_2) = +F_2h_2 \quad (b)$$

ga teng.

Chizmadan ko‘rinib turibdiki, moment olinayotgan nuqtaning joylashuviga qarab ayni bir kuchning momenti ham musbat, ham manfiy bo‘lishi mumkin. Masalan, \vec{F}_2 kuchning momenti O_1 nuqtaga nisbatan musbat, O_2 nuqtaga nisbatan esa manfiydir.

Kuch momenti kuchning biror nuqtaga nisbatan aylanma ta‘sirining o‘lchovi bo‘lib, xalqaro birliklar sistemasi SI da Nm bilan o‘lchanadi.

Kuchning momenti quyidagi xossalarga ega:

- *kuchning moduli va yo‘nalishini o‘zgartirmasdan uni ta‘sir chizig‘i bo‘ylab istalgan nuqtaga ko‘chirilsa, kuch momenti miqdor jihatdan o‘zgarmaydi (chunki bunday holda kuchning yelkasi o‘zgarimasdan qoladi);*
- *kuchning ta‘sir chizig‘i moment markazidan o‘tganda, uning shu nuqtaga nisbatan momenti nolga teng bo‘ladi (chunki bunday holda kuchning yelkasi nolga teng bo‘ladi).*

1.9-§. Kuchning o‘qqa nisbatan momenti

Kuchning o‘qqa nisbatan momentini aniqlash maqsadida quyidagi ikkita chizmani tahlil qilamiz.

1) Aytaylik, Oz o‘qqa o‘rnatilgan jismga \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlar ta‘sir etayotgan bo‘lsin (1.18-shakl). \vec{F}_1 kuchning ta‘sir chizig‘i vertikal o‘qni kesayotganligi va \vec{F}_2 kuch unga parallel bo‘lganligi sababli, bu kuchlar ta‘sirida jism Oz o‘q atrofida aylana olmaydi; bu holat tajribalarda ham tasdiqlangan. Shuning uchun \vec{F}_1 va \vec{F}_2 kuchlarning o‘qqa nisbatan momenti nolga teng.

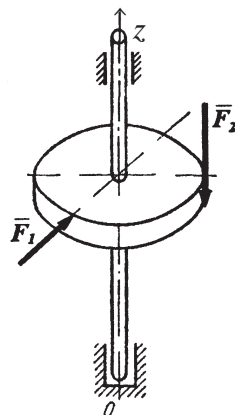
2) Jismning biror nuqtasiga \vec{F} kuch qo‘yilgan bo‘lsin (1.19-shakl).

\vec{F} kuch vektori boshlangan nuqtadan o‘tuvchi hamda vertikal o‘qqa perpendikulyar bo‘lgan H tekislikni o‘tkazamiz. Chizmada tasvirlanganidek, \vec{F} kuchni \vec{F}_1 (gorizontal) va \vec{F}_2 (vertikal) tashkil etuvchilarga ajratamiz.

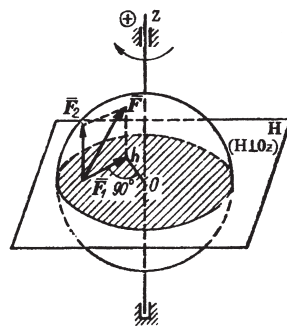
Kuchning vertikal tashkil etuvchisi \vec{F}_2 vertikal Oz o‘qiga parallel bo‘lganligi sababli, yuqorida ta‘kidlaganimizdek, uning o‘qqa nisbatan momenti nolga teng bo‘ladi.

Kuchning gorizontal tashkil etuvchisi \vec{F}_1 ning momenti quyidagiga teng:

$$M_z(F_1) = \vec{F}_1 \cdot a \quad (a)$$



1.18- sh a k l



1.19- sh a k l

Bu yerda, a — kuch yelkasi (O nuqtadan kuchning gorizontal tashkil etuvchisi \vec{F}_1 ning ta'sir chizig'iga tushirilgan perpendikular kesma).

Shunday qilib, **kuchning biror o'qqa nisbatan momenti deb, uning shu o'qqa perpendikular tekislikdagi proyeksiyasining o'q bilan tekislik kesishgan nuqtasiga nisbatan olingan momentiga aytiladi.**

Ta'rifga ko'ra

$$M_z(\vec{F}) = M_o(\vec{F}_1) \quad (b)$$

yoki umumlashtirib

$$M_z(\vec{F}) = \pm F_1 \cdot a \quad (1.14)$$

Kuchning o'qqa nisbatan momenti skalyar miqdor bo'lib, o'qning musbat yo'nalishidan qaraganda kuchning o'qqa perpendikular tekislikdagi proeksiyasi jismni soat mili aylanadigan tomonga aylantirishga intilsa moment musbat, aksincha, manfiy ishora bilan olinadi.

1.10-§. Juft kuch, juft kuchning momenti. Tekislikdagi juft kuchlarning muvozanati

Moduli teng, ta'sir chiziqlari bir to'g'ri chiziqda yotmaydigan, parallel va qarama-qarshi yo'nalgan ikki kuch **juft kuch** (qisqacha juft) deb ataladi (1.20-shakl).

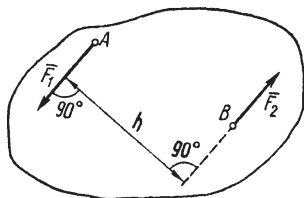
Juft (\vec{F}_1, \vec{F}_2) ko'rinishda belgilanadi.

Juft tashkil etuvchi kuchlarning ta'sir chiziqlari orasidagi eng qisqa masofa **juftning yelkasi** deyiladi va h bilan belgilanadi. Juft yotgan tekislik juftning ta'sir tekisligi deyiladi.

Juftni bitta kuch bilan almashtirish yoki muvozanatlash mumkin emas, ya'ni juft teng ta'sir etuvchiga ega bo'lmaydi. Shu sababli faqat juft ta'siridagi jism ilgarilanma harakat qila olmasdan aylanma harakatga keladi.

Juftning momenti deb, mos ishora bilan olingan juft tashkil etuvchilaridan birining modulini juft yelkasiga ko'paytmasiga teng bo'lgan kattalikka aytiladi va quyidagicha aniqlanadi:

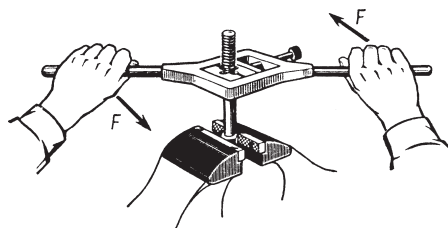
$$M = \pm F_1 \cdot h = \pm F_2 \cdot h \quad (1.15)$$



1.20- sh a k l

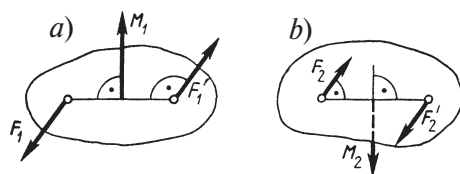
Juft jismni soat milining aylanishi bo'yicha aylantirishga intilsa uning momenti musbat va aksincha, manfiy bo'ladi.

Juftning aylantiruvchi ta'siri juftning kuchlari miqdoriga hamda ular orasidagi masofaga bog'liq ekanligini tiskga mahkamlangan rezba ochish jarayonida osongina tushunish mumkin (1.21-shakl).



1.21- sh a k l

Juft momenti vektor kattalik bo'lib, uning yo'nalishini «parma» qoidasi bilan aniqlash mumkin: **parma dastasini juftni tashkil etuvchi kuchlar yo'nalishida, juftning ta'sir tekisligi bo'ylab aylantirganda parmaning ilgariylanma harakatiga qarab juftning momenti musbat yoki manfiy ishorali bo'ladi**, degan xulosaga kelish mumkin (1.22-shakl, a,b).



1.22- sh a k l

Statikaning to'la kursida:

a) juftni o'zining ta'sir tekisligida yoki

unga parallel tekislikda ixtiyoriy holatga ko'chirish mumkin bo'lganidan, juft momenti vektorini jismning ixtiyoriy nuqtasiga qo'yish mumkinligi;

b) bir tekislikda yotuvchi juftlar tizimi bitta juftga teng kuchli (ekvivalent) bo'lib, uning momenti berilgan juftlar momentlarining algebraik yig'indisiga tengligi, ya'ni

$$M = M_1 + M_2 + M_3 + \dots + M_n = \sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (1.16)$$

ekanligi isbotlangan.

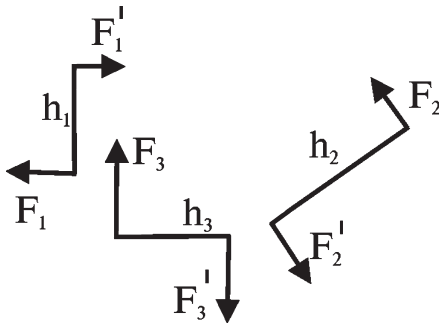
Oxirgi ifodadan tekislikdagi juftlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun berilgan juftlar momentlarining algebraik yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarli ekanligi kelib chiqadi:

$$\sum_{i=1}^n M_i = 0 \quad (1.17)$$

III bobga oid masala

1.4-masala. Tekislikdagi jismga uchta juft ta'sir etmoqda (1.23-shakl). 1.1-jadvalda juftlarni tashkil etuvchi kuchning va juftning yelkasi berilgan. Uchta nuqtaga teng kuchli (ekvivalent) bo'lgan natijaviy juftni aniqlang.

Juftlar	Juftni tashkil etuvchi kuchlar, kN	Juftning yelkasi h, m
(\vec{F}_1, \vec{F}'_1)	5	0,8
(\vec{F}_2, \vec{F}'_2)	6	1,5
(\vec{F}_3, \vec{F}'_3)	12	1,0



1.23-shakl

Yechish.

Chizmadan ko‘rinib turibdiki, birinchi va uchinchi juftlar jismni soat milining harakat yo‘nalishi bo‘yicha, ikkinchi juft esa aksincha, harakat yo‘nalishiga teskari aylantirmoqda. Shuning uchun juftning momenti

$$M_1 = F_1 h_1 = 5 \cdot 0,8 = 4$$

$$M_2 = -F_2 h_2 = -6 \cdot 1,5 = -9$$

$$M_3 = F_3 h_3 = 12 \cdot 1,0 = 12$$

ko‘rinishda hisoblanadi.

Demak, (1.16) ga asosan, natijaviy juft

$$M = \sum_{i=1}^3 M_i = M_1 + M_2 + M_3 = 4 - 9 + 12 = 7 \text{ kN.m ga teng bo‘ladi.}$$

Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Kuchlarning nuqtaga nisbatan momentini ta’riflang va uning formulasini yozing.
2. Kuch yelkasi nima?
3. Kuch momentining ishoralar qoidasini izohlang.
4. Kuch momenti qanday xossalarga ega?
5. Kuchning o‘qqa nisbatan momenti qanday aniqlanadi?
6. Juft kuch nima?
7. «Parma» qoidasining mohiyatini tushuntiring.
8. Tekislikdagi juftlarning muvozanati qanday ifodalanadi?

Fazodagi kuchlar tizimi

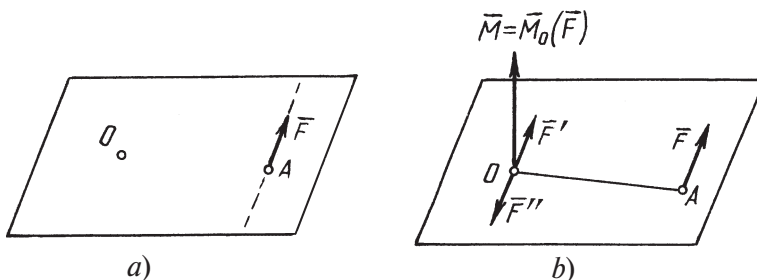
1.11-§. Umumiy mulohazalar

Ta'sir chiziqlari fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar tizimiga fazodagi kuchlar tizimi deyiladi.

1804-yilda fransuz olimi Lui Puanso (1777—1859) taklif etgan lemma asosida fazoviy kuchlar tizimi sodda holga keltirilgach, ular ta'siridagi jismlarning muvozanat holati va harakati o'rganiladi.

Bu lemma kuchning jismga ta'sirini o'zgartirmasdan, uni o'ziga parallel ravishda bir nuqtadan ikkinchi nuqtaga keltirish haqida bo'lib, quyidagicha ta'riflanadi (isbotsiz):

jismning istalgan nuqtasiga qo'yilgan kuch jismdan olingan ixtiyoriy keltirish markaziga qo'yilgan aynan shunday kuchga va momenti berilgan kuchning keltirish markazi O nuqtaga nisbatan momentiga teng juft kuchga teng kuchli (ekvivalent) bo'ladi (1.24-shakl, a, b).



1.24 - shakl

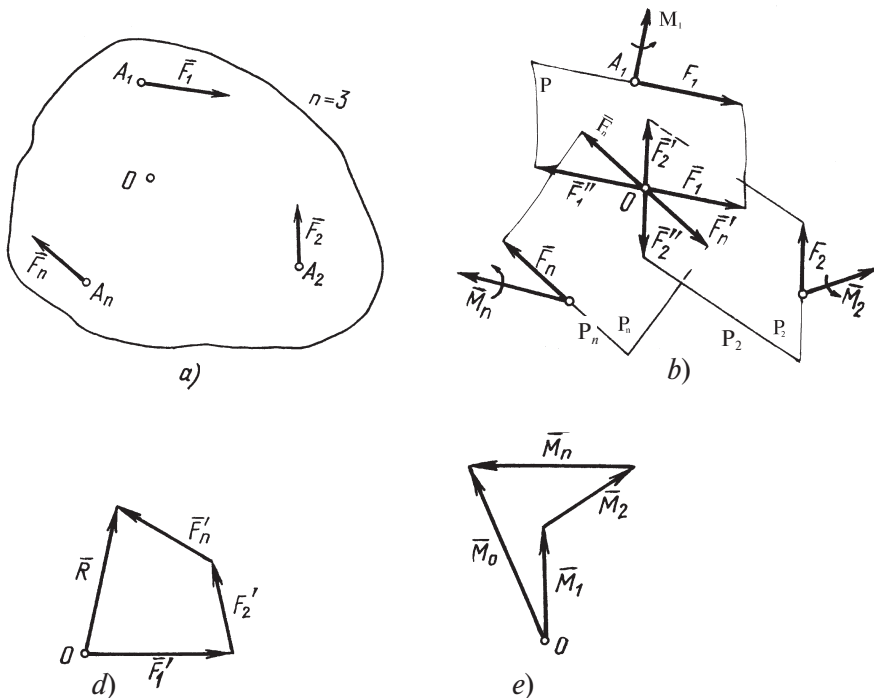
1.12-§. Fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlarni bir nuqtaga keltirish

Teorema: fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar tizimini istalgan markazga keltirish natijasida mazkur kuchlar tizimi keltirish markaziga qo'yilgan bosh vektor R ga teng bitta kuch va bosh momenti M ga teng bo'lgan juft kuch bilan almashtiriladi.

Isbot:

Jismning A_1, A_2, \dots, A_n nuqtalariga fazoda ixtiyoriy yo'nalgan F_1, F_2, \dots, F_n kuchlar tizimi ta'sir etsin.

Aytaylik, biz tekshirayotgan holda $n = 3$ bo'lsin (1.25-shakl, a).



1.25- sh a k l

Ixtiyoriy O nuqtani keltirish markazi sifatida tanlaymiz. Har bir kuch va O nuqta orqali $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ tekisliklar o'tkazamiz.

Puanso lemmasiga muvofiq, har bir kuch o'z tekisligiga aynan o'ziga teng va qo'shilgan juft kuch bilan keltiriladi.

Boshqacha aytganda, masalan A_1 nuqtadagi F_1 kuchni O nuqtaga ko'chirish maqsadida shu nuqtaga $F_1' = F_1$ va $F_1'' = -F_1$ kuchlarni qo'yamiz (1.25-shakl, b). Natijada, A_1 nuqtaga qo'yilgan kuch O nuqtaga qo'yilgan $F_1' = F_1$ kuchga va momenti \bar{M} ga teng (F_1, F_1'') qo'shilgan juftga teng kuchli bo'ladi:

$$\bar{M}_1 = \bar{M}_0(F_1)$$

Xuddi shu tarzda A_2, A_3, \dots, A_n nuqtalardagi kuchlarni ham keltirish markaziga ko'chiramiz. U holda, O nuqtaga qo'yilgan $F_2' = F_2, \dots, F_n' = F_n$ kuchlar tizimi va

momentlari $\bar{M}_2 = \bar{M}_0(\bar{F}_2), \dots, \bar{M}_n = \bar{M}_0(\bar{F}_n)$ bo'lgan $(\bar{F}_2, \bar{F}_2''), \dots, (\bar{F}_n, \bar{F}_n'')$ qo'shilgan juftlar tizimi hosil bo'ladi.

$\bar{M}_1, \bar{M}_2, \dots, \bar{M}_n$ vektorlar mos ravishda $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ tekisliklarga tik yo'nalgan hamda ular soat milining aylanishiga teskari yo'nalishda jismni aylantirishga intiladi.

O markazga keltirilgan $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ kuchlar geometrik qo'shiladi (1.25-shakl, b) va bitta \bar{R} kuchni hosil qiladi:

$$\boxed{\bar{R} = \sum_{i=1}^n \bar{F}_i} \quad (a)$$

$(\bar{F}_1, \bar{F}_1''), (\bar{F}_2, \bar{F}_2''), \dots, (\bar{F}_n, \bar{F}_n'')$ juft kuchlar ham geometrik qo'shiladi (1.25-shakl, e) va bitta \bar{M}_0 juft kuchni hosil qiladi:

$$\boxed{\bar{M}_0 = \sum_{i=1}^n \bar{M}_i} \quad (b)$$

Bu yerda: \bar{R} — fazodagi kuchlar tizimining bosh vektori;
 \bar{M}_0 — fazodagi kuchlar tizimining bosh momenti.

Yuqorida ta'kidlanganidek, $\bar{F}_i = \bar{F}_i$ va $\bar{M}_i = \bar{M}_0(\bar{F}_i)$ ($i=1, 2, \dots, n$) ekanligini e'tiborga olsak, (a) va (b) ifodalar quyidagicha yoziladi:

$$\boxed{\begin{aligned} \bar{R} &= \sum_{i=1}^n \bar{F}_i \\ \bar{M}_0 &= \sum_{i=1}^n \bar{M}_0(\bar{F}_i) \end{aligned}} \quad (1.18)$$

Demak, fazoda joylashgan kuchlar tizimining:

- ✓ **bosh vektori mazkur kuchning geometrik yig'indisiga;**
- ✓ **istalgan keltirish markaziga nisbatan bosh momenti tashkil etuvchi kuchlarning mazkur markazga nisbatan momentlarining geometrik yig'indisiga teng bo'ladi.**

Teorema isbotlandi.

\bar{R} va \bar{M}_0 vektorlarni analitik usulda aniqlash uchun ularni koordinata o'qlariga proyeksiyalash zarur:

$$R_x = \sum_{i=1}^n X_i, \quad R_y = \sum_{i=1}^n Y_i, \quad R_z = \sum_{i=1}^n Z_i, \quad (1.19)$$

$$M_x = \sum_{i=1}^n M_x(\bar{F}_i), \quad M_y = \sum_{i=1}^n M_y(\bar{F}_i), \quad M_z = \sum_{i=1}^n M_z(\bar{F}_i) \quad (1.20)$$

Bosh vektorning moduli

$$R = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n X_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n Y_i\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n Z_i\right)^2} \quad (1.21)$$

va yoʻnalishi

$$\cos(\bar{R}_0^\wedge, x) = \frac{Rx}{R}, \quad \cos(\bar{R}_0^\wedge, y) = \frac{Ry}{R}, \quad \cos(\bar{R}_0^\wedge, z) = \frac{Rz}{R} \quad (1.22)$$

koʻrinishda ifodalanadi.

Xuddi shu tarzda bosh momentning moduli va yoʻnalishini aniqlaymiz:

$$M_0 = \sqrt{\left(\sum_{i=1}^n M_x(F_i)\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n M_y(F_i)\right)^2 + \left(\sum_{i=1}^n M_z(F_i)\right)^2} \quad (1.23)$$

$$\cos(\bar{M}_0^\wedge, x) = \frac{M_x}{M_0}, \quad \cos(\bar{M}_0^\wedge, y) = \frac{M_y}{M_0}, \quad \cos(\bar{M}_0^\wedge, z) = \frac{M_z}{M_0} \quad (1.24)$$

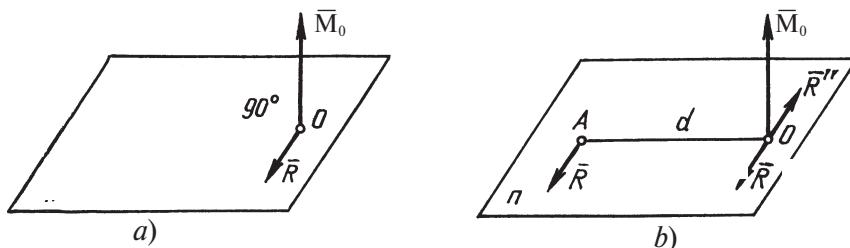
1.13-§. Fazodagi kuchlar tizimini teng taʼsir etuvchiga keltirish

Fazodagi kuchlar tizimini teng taʼsir etuvchiga keltirish maqsadida quyidagi ikki holni koʻrib chiqamiz:

1. Fazodagi kuchlar tizimining ixtiyoriy tanlangan keltirish markaziga nisbatan bosh vektori $\bar{R} \neq 0$ va bosh momenti $\bar{M}_0 = 0$ boʻlsin.

U holda, mazkur kuchlar tizimining jisimga taʼsirini bitta bosh vektor \bar{R} bilan almashtiriladi. Shu bois, bosh vektor \bar{R} berilgan kuchlar tizimining keltirish markazidagi teng taʼsir etuvchisini ifodalaydi.

2. Fazodagi kuchlar tizimi ixtiyoriy tanlangan O markazga keltirilganda hosil boʻladigan bosh vektor bosh momentga tik ($R \perp M_0$) yoʻnalgan boʻlsin (1.26-shakl, a).



1.26- sh a kl

P tekislikda momenti M_0 ga teng bo'lgan (\vec{R}' , \vec{R}'') juft kuchni olamiz, uning tashkil etuvchilari $|\vec{R}'| = |\vec{R}''| = |R|$ bo'lib, \vec{R} ga parallel yo'nalgan (1.26-shakl, b).

Bosh moment M_0 quyidagicha aniqlanadi:

$$M_0 = R'd \quad \text{yoki} \quad M_0 = Rd \quad (1.25)$$

Bu yerda d — juft kuchning yelkasi.

\vec{R} kuchni O nuqtaga joylashtiramiz. U holda R va R'' o'zaro muvozanatlashadi. Natijada, A nuqtada birgina R' kuch qoladi; bu kuch berilgan kuchlar tizimiga teng kuchli bo'lganligi sababli ularning teng ta'sir etuvchisi deb hisoblanadi.

Demak, ixtiyoriy O nuqtada bosh vektor \vec{R} va bosh moment \vec{M}_0 o'zaro tik yo'nalgan bo'lsa, kuchlar tizimi keltirish markazi O dan $d = \frac{M_0}{R}$ masofadagi A nuqtaga qo'yilgan va bosh vektor \vec{R} ga parallel yo'nalgan teng ta'sir etuvchi \vec{R}' kuchga keltiriladi.

Izoh: jismga ta'sir etuvchi fazoviy kuchlar tizimining bosh vektori $\vec{R} = 0$ va bosh moment esa $\vec{M}_0 \neq 0$ bo'lsa, bunday kuchlar tizimi momenti bosh moment M_0 ga teng bo'lgan birgina teng ta'sir etuvchi juft kuchga keltiriladi.

Endi teng ta'sir etuvchining momenti haqidagi **Varinyon** teoremasini keltiramiz (isbotsiz):

Agar fazodagi kuchlar tizimi teng ta'sir etuvchiga keltirilsa, bu teng ta'sir etuvchining ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momenti barcha kuchlarning mazkur nuqtaga nisbatan momentlarining geometrik yig'indisiga teng.

Bu ta'rifdan

$$M_0(\vec{R}) = \sum Mo(\vec{F}) \quad (1.26)$$

ekanligi kelib chiqadi.

1.14-§. Fazodagi kuchlarning muvozanat shartlari

Fazodagi ixtiyoriy kuchlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun ikkita shart bajarilishi kerak: bir vaqtning o'zida bosh vektor ham, bosh moment ham nolga teng bo'lishi shart.

Muvozanat shartlarini vektor va analitik ko'rinishlarda ifodalaymiz.

1. Vektor shakli:

$$\left. \begin{aligned} \vec{R} &= 0 \\ \vec{M}_0 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.27)$$

Demak, fazodagi kuchlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlar tizimining bosh vektori va ixtiyoriy keltirish markaziga nisbatan bosh momenti nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

1. Analitik shakli (1.12-§ dagi (1.21) va (1.23) formulalarga qarang):

$$\Sigma X_i = 0, \quad \Sigma Y_i = 0, \quad \Sigma Z_i = 0 \quad (1.28)$$

$$\Sigma M_x(\bar{F}_i) = 0, \quad \Sigma M_y(\bar{F}_i) = 0, \quad \Sigma M_z(\bar{F}_i) = 0 \quad (1.29)$$

Binobarin, **fazodagi kuchlar tizimi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning Dekart koordinati o'qlarining har biridagi proyeksiyalarining yig'indilari nolga teng bo'lishi, kuchlarning koordinata o'qlarining har biriga nisbatan momentlarining yig'indilari ham nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.**

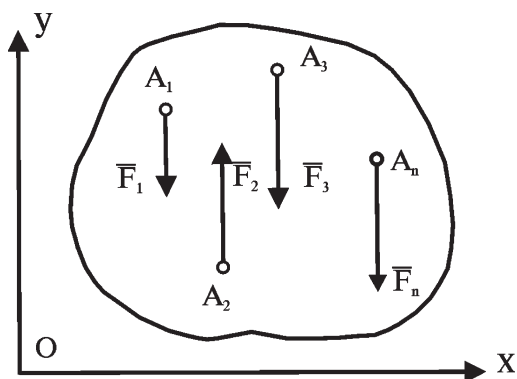
Endi yuqoridagilardan foydalanib, muhandislik amaliyotida juda ko'p uchraydigan tekislikdagi kuchlar tizimi uchun muvozanat tenglamalarini yozamiz.

1.15-§. Tekislikdagi kuchlarning muvozanat shartlari

1. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar tizimi uchun muvozanat tenglamalari quyidagicha (1.13-shakl va 1.12 formulaga qarang):

$$\left. \begin{aligned} \Sigma X_i &= 0 \\ \Sigma Y_i &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.30)$$

2. Parallel kuchlar tizimi (1.27-shakl).



1.27- sh a k l

Chizmadan ko'rinib turibdiki, $\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n$ kuchlarning ta'siri oy o'qiga parallel bo'lganligi sababli ularning ox o'qlardagi proyeksiyalari nolga teng bo'ladi.

Shu bois muvozanat shartlari quyidagicha yoziladi:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma Y_i &= 0 \\ \Sigma M_B(\bar{F}_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.31)$$

Demak, bir tekislikda joylashgan parallel kuchlar tizimi

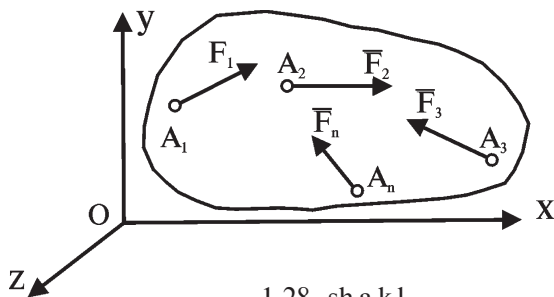
ta'siridagi erkin jism muvozanatda bo'lgani uchun kuchlarning o'zlariga parallel bo'lgan o'qdagi proyeksiyalarining yig'indisi va mazkur kuchlar yotgan tekislikda ixtiyoriy B nuqtaga nisbatan momentlarning yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

3. Tekislikdagi ixtiyoriy kuchlar tizimi (1.28-shakl).

Bu kuchlar oz o'qqa perpendikular tekislikda yotganligi bois, ularning mazkur o'qdagi proyeksiyalari nolga tengdir.

Natijada, (1.28) ning uchinchi, (1.29)ning birinchi va ikkinchilari ayniyatga aylanadi. Barcha kuchlar xoy tekislikda yotganligi sababli ularning oz o'qqa nisbatan momentlari koordinatalar boshi 0 ga nisbatan momentlarning algebraik qiymatiga teng bo'lib qoladi.

Tekshirilayotgan hol uchun muvozanat shartlari quyidagi ko'rinishga ega:



1.28- sh a k l

$$\left. \begin{aligned} \sum X_i &= 0 \\ \sum Y_i &= 0 \\ \sum M_B(\vec{F}_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.32)$$

Shunday qilib, tekislikdagi kuchlar tizimi ta'siridagi erkin jism muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalarining yig'indisi va kuchlarning ular yotgan tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarning yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va yetarlidir.

Tekislikdagi kuchlar tizimining muvozanatiga oid masalalar yechayotganda (1.32) ga teng kuchli yana quyidagi muvozanat tenglamalaridan foydalanish mumkin.

1-hol. Tekislikda yotuvchi ixtiyoriy kuchlarning shu tekislikdagi bir to'g'ri chiziqda yotmagan uchta nuqtasiga nisbatan momentlarining algebraik yig'indilari alohida-alohida nolga teng bo'lsa, kuchlar tizimi muvozanatda bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_A(\vec{F}_i) &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_C(\vec{F}_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.33)$$

2-ho1. Tekislikda yotuvchi ixtiyoriy kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ixtiyoriy ikki nuqtasiga nisbatan momentlarining algebraik yig‘indilari va mazkur nuqtalardan o‘tuvchi o‘qqa perpendikular bo‘lmagan o‘qdagi proyeksiyalarining yig‘indisi alohida-alohida nolga teng bo‘lsa, bunday kuchlar tizimi muvozanatda bo‘ladi:

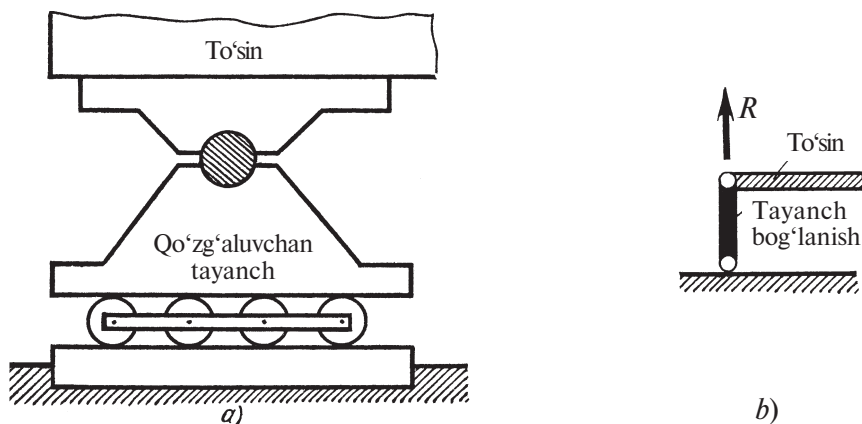
$$\left. \begin{aligned} \sum_{i=1}^n (X_i) &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_A(\vec{F}_i) &= 0 \\ \sum_{i=1}^n M_B(\vec{F}_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1.34)$$

1.16-§. To‘sinlar va ularning tayanchlari

Har qanday to‘sin* uch xil tayanchda yotadi.

1. **Sharnirli-qo‘zg‘aluvchan tayanch** (1.29-shakl, a). Bu xildagi tayanch to‘sin uchining gorizontal ko‘chishiga va ko‘ndalang kesimining aylanishiga qarshilik ko‘rsatmaydi.

Sharnirli-qo‘zg‘aluvchan tayanchning sxematik tasviri 1.29-shakl, b da ko‘rsatilgan. Bunday tayanchning reaksiyasi R tayanch bog‘lanishi bo‘ylab yoki g‘ildiraklarning tayanch tekisligiga tik yo‘nalgan bo‘ladi.

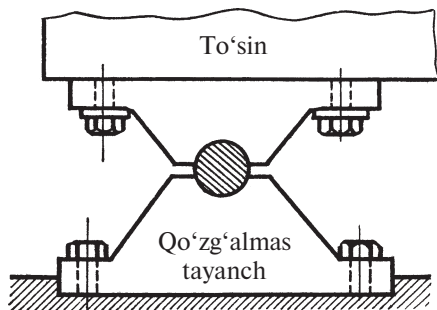


1.29- sh a kl

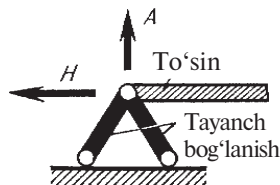
*) To‘sin haqida ikkinchi bo‘limda kengroq ma‘lumotlar berilgan.

2. **Sharnirli qo'zg'almas tayanch** (1.30-shakl, a). Bu tayanch nuqtasiga tegishli kesimning erkin aylanishiga imkon bersa-da, lekin to'sin uchining hech qanday chiziqli ko'chishiga yo'l qo'ymaydi.

Bu tayanchning sxematik tarzidagi ko'rinishi to'sin bilan sharnir vositasida tutashtirilgan ikkita sterjendan iborat (1.30-shakl, b).



a)

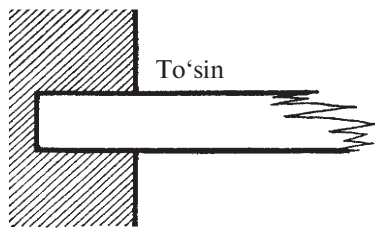


b)

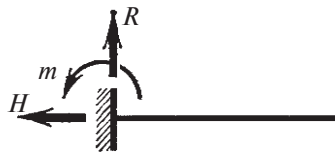
1.30- sh a k l

Qo'zg'almas-sharnirli tayanchlarda H gorizontal va R vertikal tashkil etuvchilarga ajraluvchi tayanch reaksiyalari hosil bo'ladi.

3. **Qistirib mahkamlangan tayanch** (1.31-shakl, a). Bu xildagi tayanch unga tutashtirilgan to'sin kesimining to'g'ri chiziqli va burchakli ko'chishlariga yo'l qo'ymaydi. Bu tayanchning sxematik tasviri 1.31-shakl, b da ko'rsatilgan.



a)



b)

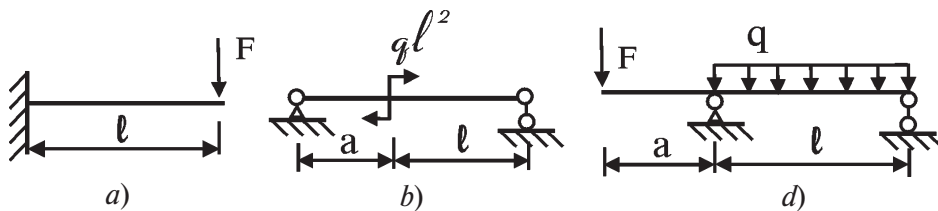
1.31- sh a k l

Qistirib mahkamlangan tayanchning tayanch reaksiyalari gorizontal H va vertikal R kuchlardan hamda reaktiv moment m dan iborat bo'ladi.

Odatda, tayanch reaksiyalari statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlanadigan to'sinlar statik aniq to'sinlar deyiladi.

Statik aniq to'sinlarga quyidagilar misol bo'ladi:

- a) konsol — bir uchi bilan qistirib mahkamlangan to'sin (1.32-shakl, a);
- b) ikki tayanchli oddiy to'sin (1.32-shakl, b);

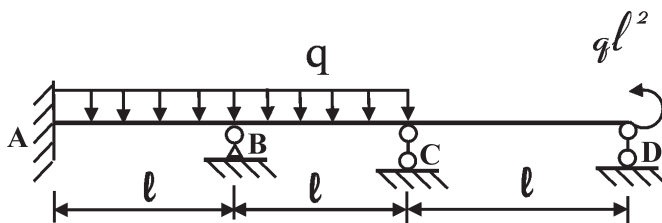


1.32- sh a k l

c) ikki tayanchli konsol uchli to'sin (1.32-shakl, d).

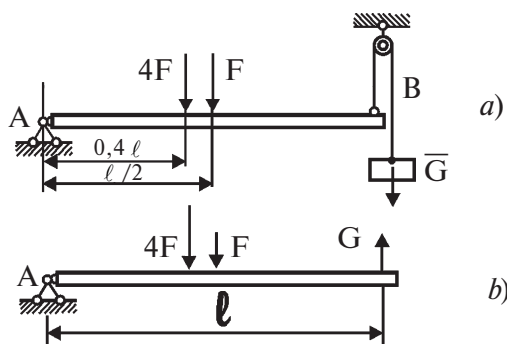
Tayanch reaksiyalari statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlanmaydigan to'sinlar **statik aniqlanmas to'sinlar** deyiladi. Bunga misol qilib 1.33-shakldagi tutash to'sinni keltirish mumkin, chunki u 6 ta (A tayanchda 3 ta va B, C, D tayanchlarda bittadan) noma'lum tayanch reaksiyalariga egadir.

Materiallar qarshiligi to'la kursida statik aniqlanmas to'sinlarni hisoblash bayon etilgan.



1.33- sh a k l

IV bobga oid masalalar



1.34-sh a k l

1.5-masala. AB richagning o'ng uchiga qo'zg'almas blok orqali G yuk osilgan (1.34-shakl, a).

Agar richagga qo'yilgan kuchlar ($F=10\text{kN}$) ma'lum bo'lsa, G yukning qanday qiymatida richag o'zining gorizontol holatdagi muvozanatini saqlaydi.

Yechish.

Masalaning mohiyatidan kelib chiqib (blokdagi ishqalanish e'tiborga olinmaydi), richakka ta'sir etuvchi kuchlarni chizmada ko'rsatamiz (1.34-shakl, b).

Barcha kuchlardan A nuqtaga nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_A(F_i)=0; \quad F \times 0,5l + 4F \times 0,4l - G \cdot l = 0$$

bundan,

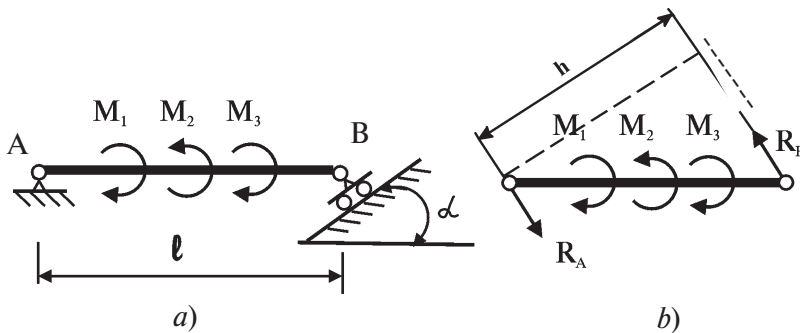
$$G = 2,1 \quad F = 21 \text{ kN}$$

ekanligi kelib chiqadi.

1.6-masala. Tayanch oralig'i $\ell = 6 \text{ m}$ bo'lgan oddiy to'singa $M_1 = 5 \text{ kNm}$, $M_2 = 10 \text{ kN m}$ va $M_3 = 8 \text{ kN m}$ juft kuchlar qo'yilgan (1.35-shakl, a).

To'sinning o'ng tayanchi gorizontalka nisbatan $\alpha = 30^\circ$ qiyalikdagi tekislikka o'rnatilgan.

To'sinning og'irligini e'tiborga olmasdan, tayanchlarda hosil bo'luvchi kuchlarni hisoblang va ularning yo'nalishini ko'rsating.



1.35- sh a k l

Yechish.

Tayanchlarni tayanch reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz.

Qo'zg'aluvchan tayanchdagi reaksiya kuchi R_B qiya tekislikka perpendikular yo'naladi; A tayanchdagi reaksiya kuchining yo'nalishi noma'lum, lekin to'singa faqat juft kuchlar ta'sir etganligi sababli R_A va R_B kuchlar ham juft kuchni hosil qiladi (1.35-shakl, b).

Bir tekislikda yotuvchi juft kuchlar uchun muvozanat tenglamalarini yozamiz:

$$\sum M_{Ai} = 0; \quad M_1 - M_2 + M_3 - R_B h = 0$$

bu yerda $h = l \cdot \cos 30^\circ = 6 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2} = 5,1 \text{ m}$. Muvozanat tenglamasidan

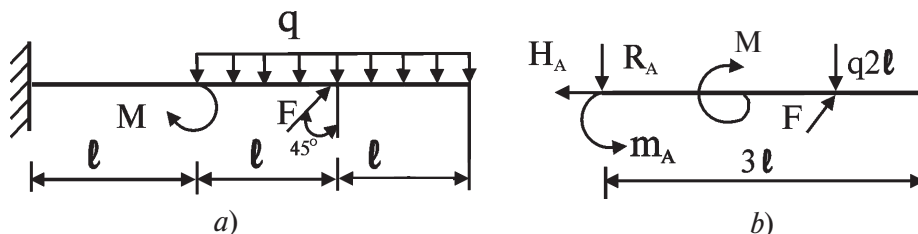
$$R_B = \frac{1}{h} (M_1 - M_2 + M_3) = \frac{1}{3\sqrt{3}} (5 - 10 + 8) = \frac{1}{53} \approx 0,58 \text{ kN}$$

Demak, juft kuchning qoidasiga muvofiq:

$$R_A = R_B = 0,58 \text{ kN}$$

1.7-masala. Konsol (bir uchi bilan qistirib mahkamlangan to'sin)ga $F=50$ kN to'plangan kuch, $M=100$ kN·m juft kuch va $q=60$ kN/m tekis taqsimlangan kuchlar ta'sir etmoqda (1.36-shakl, a).

Konsolning og'irligini e'tiborga olmasdan, $\ell = 0,5 \text{ m}$ deb, A tayanchdagi reaksiya kuchlari aniqlansin va ularning yo'nalishlari ko'rsatilsin.



1.36- sh a k l

Yechish.

Tayanchni H_A , R_A va m_A reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz (1.36-shakl, b). Konsol uchun quyidagi muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0, & F \cos 45^\circ - H_A &= 0 \\ \sum Y_i &= 0, & -R_A - ql \cdot 2 + F \cdot \cos 45^\circ &= 0 \\ \sum M_A(F_i) &= 0, & -m_A + M + q \cdot 2l \left(l + \frac{2l}{2} \right) - F \cos 45^\circ \cdot 2l &= 0 \end{aligned}$$

Bulardan quyidagilar kelib chiqadi:

$$H_A = F \cdot \cos 45^\circ = 50 \cdot \frac{5\sqrt{2}}{2} = 25\sqrt{2} = 35 \text{ kN}$$

$$R_A = 2ql - F \cdot \cos 45^\circ = 2 \cdot 60 \cdot 0,5 - 50 \cdot \frac{5\sqrt{2}}{2} \approx 25 \text{ kN}$$

$$m_A = -2F\ell \cos 45^\circ + 4q\ell^2 = -2 \cdot 50 \cdot 0,5 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} + 4 \cdot 60 \cdot (0,5)^2 = -25 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

1.8-masala. Qo'zg'almas C tayanch atrofida aylanuvchi bir jinsli CD richagga bug' qozonining A saqllovchi klapani AB sterjen vositasida biriktirilgan (1.37-shakl). Saqllovchi klapan avtomatik ravishda ochilishi uchun CD richag gorizontol holatni egallashi shart.

Bug' qozonidagi bosim $p = 160 \text{ N/sm}^2$ ga yetganda saqllovchi klapan avtomatik ravishda ochilishi uchun richagning o'ng uchiga qancha yuk osish kerak?

Quyidagilar ma'lum deb hisoblansin: richagning uzunligi $CD = 100 \text{ sm}$, richagning og'irligi $F = 20 \text{ N}$, klapaning diametri $d = 80 \text{ mm}$, $CB = 10 \text{ sm}$.

Yechish.

Klapaning reaksiyasi R_B bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

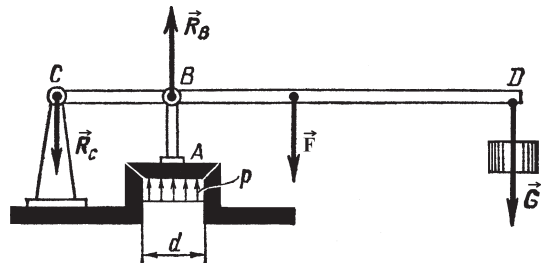
$$R_B = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p = \frac{3,14 \cdot 8^2}{4} \cdot 160 = 8038,4 \text{ N}$$

Endi barcha kuchlardan C nuqtaga nisbatan momentlar tenglamasini yozamiz:

$$Mc(F_i) = 0, \quad G \cdot CD + F \cdot 0,5CD - R_B \cdot CB = 0$$

Bundan

$$G = \frac{1}{100} (R_B \cdot 10 - 20 \cdot 0,5 \cdot 100) = 793,84 \text{ N}$$



1.37- sh a k l



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Bosh vektor va bosh moment qanday aniqlanadi?
2. Bosh vektor va teng ta'sir etuvchi kuchning farqini ayting.
3. Varinyon teoremasining mohiyati nimadan iborat?
4. Tekislikdagi ixtiyoriy kuchlarning muvozanat tenglamalarini yozing.
5. To'sin deganda nimani tushunasiz?
6. Tayanch turlari va ularda hosil bo'ladigan tayanch reaksiyalarini tushuntiring.

Tekis shakllarning asosiy geometrik tavsiflari

1.17-§. Og'irlik markazi

Ma'lumki, har qanday jismni juda ko'p kichik zarrachalar yig'indisidan iborat deyish mumkin; bu zarrachalarning og'irliklarini Yerning radiusi bo'ylab uning markaziga tomon yo'nalgan deb qarash mumkin.

Mexanikada o'rganilayotgan va muhandislik amaliyotida ishlatilayotgan jismlarning o'lchamlari Yerning o'lchamiga (uning radiusi taxminan 6371 km) nisbatan juda ham kichikdir. Shu bois statikada muvozanati o'rganilayotgan jismlarni kichik bo'lakchalardan iborat va bu bo'lakchalarning og'irlik kuchi o'zaro parallel yo'nalgan deb qaraladi.

Qattiq jismni tashkil etgan n ta zarrachalarning og'irlik kuchlari o'zaro parallel bo'lib, ularning teng ta'sir etuvchisi $G = \sum_{i=1}^n G_i$ mazkur jismning **og'irlik kuchi**, parallel kuchlarning markazi esa jismning **og'irlik markazi** deyiladi.

Nazariy mexanikaning to'la kursida jismlarning og'irlik markazi koordinatalari quyidagicha aniqlanishi isbotlangan:

$$\left. \begin{aligned} x_C &= \frac{\sum_{i=1}^n G_i x_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \\ y_C &= \frac{\sum_{i=1}^n G_i y_i}{\sum_{i=1}^n G_i} \end{aligned} \right\} \quad (1.35)$$

Bu yerda G_i — i -chi zarrachaning og'irlik kuchi.

x_i, y_i — i -chi zarrachaning koordinatalari.

Bir jinsli* jismning og'irlik kuchi G hajm V orqali quyidagicha aniqlanadi:

$$G = \gamma \cdot V \quad (1.36)$$

* Izoh: bir jinsli jismlarning xususiyatlari shundaki, birinchidan ularning og'irlik markazi jism materialiga bog'liq bo'lmay, faqat geometrik shaklga bog'liq bo'ladi. Ikkinchidan esa, $\gamma = \text{const}$ bo'ladi.

Bu yerda γ - hajm birligiga to'g'ri kelgan og'irlik; ko'pincha γ solishtirma og'irlik deb ham yuritiladi va tajribalardan aniqlanadi; masalan, po'lat materiali uchun $\gamma = 78,5 \text{ kN/m}^3$ ga, qara'g'ay uchun esa $\gamma = 5,5 \text{ kN/m}^3$ ga tengdir.

Ixtiyoriy i-chi zarrachaning og'irligi esa

$$G_i = \gamma \cdot V_i \quad (1.36)a$$

ga teng. Natijada, og'irlik markaz koordinatalari hajm orqali quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{\gamma \sum_{i=1}^n V_i x_i}{\gamma \sum_{i=1}^n V_i} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i x_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \\ y_c &= \frac{\gamma \sum_{i=1}^n V_i y_i}{\gamma \sum_{i=1}^n V_i} = \frac{\sum_{i=1}^n V_i y_i}{\sum_{i=1}^n V_i} \end{aligned} \right\} \quad (1.35)a$$

Endi jismning og'irligini yuza orqali ifodalaymiz. Ma'lumki, bir jinsli va $h = \text{const}$ qalinlikdagi plastinkaning og'irligi

$$G = \gamma \cdot hA \quad (1.36)b$$

formuladan aniqlanadi.

Bu yerda A — plastinkaning yuzasi.

Plastinkadan olingan i-chi zarracha

$$Q_i = \gamma \cdot hA_i \quad (1.36)d$$

og'irlikka ega. U holda og'irlik markazi koordinatalari yuza orqali quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{\gamma h \sum_{i=1}^n A_i x_i}{\gamma h \sum_{i=1}^n A_i} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i x_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \\ y_c &= \frac{\gamma h \sum_{i=1}^n A_i y_i}{\gamma h \sum_{i=1}^n A_i} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i y_i}{\sum_{i=1}^n A_i} \end{aligned} \right\} \quad (1.35)b$$

ko'rinishda aniqlanadi.

Bu yerda A_i — i-chi zarrachaning yuzasi.

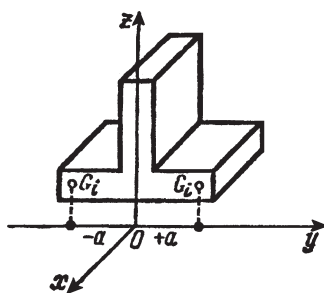
Jismlarning og'irlik markazini aniqlashning bir necha usullari mavjud:

- ✓ *simmetriya usuli;*
- ✓ *bo'lakchalarga bo'lish usuli;*
- ✓ *manfiy yuza usuli;*
- ✓ *taroziqa tortish usuli.*

Simmetriya usuli. Agar bir jinsli jism simmetriya tekisligiga ega bo'lsa, uning og'irlik markazini aniqlash ancha osonlashadi.

Faraz qilaylik, jism XOZ simmetriya tekisligiga ega bo'lsin (1.38-shakl).

Bu holda jismning G_i og'irlikdagi $y_i = +a$ koordinataga ega bo'lgan zarrachasiga $y_i = -a$ koordinatali zarrachasi mos keladi. Shu sababli



1.38- sh a k l

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^n G_i y_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = 0 \quad (1.35) \text{ d}$$

bo'ladi.

Bundan quyidagi muhim xulosalar kelib chiqadi:

- ✓ *simmetriya tekisligiga ega bo'lgan bir jinsli jismning og'irlik markazi simmetriya tekisligida yotadi;*
- ✓ *agar jism simmetriya o'qiga ega bo'lsa, uning og'irlik markazi simmetriya o'qida yotadi.*

1.18-§. Tekis shakllarning geometrik tavsiflari

1. Tekis shakllarning statik momentlari.

Tekis shakllarning o'qqa nisbatan statik momentlari, inersiya momentlari va qarshilik momentlari tekis shakllarning **geometrik tavsiflari** deb aytiladi.

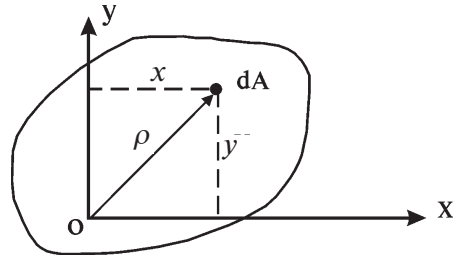
Tekis shakllarning statik momentlarini topish uchun og'irlik markaz koordinatalarini aniqlashda foydalaniladigan formulalarni quyidagi integral (yig'indi) ko'rinishda ifodalaymiz (1.39-shakl):

$$x_c = \frac{\int_{(A)} x dA}{A}; \quad y_c = \frac{\int_{(A)} y dA}{A} \quad (1.37)$$

bunda x – elementar A yuzadan ordinata o'qigacha bo'lgan masofa;
 y – elementar A yuzadan absissa o'qigacha bo'lgan masofa;
 A – tekis shaklning yuzasi.

Bu formulalarning o'ng tomonlaridagi kasrlarning suratidagi integralga tekis shaklning x va y koordinata o'qlariga nisbatan statik momentlari deb atalib, tegishlicha S_x va S_y harflari bilan belgilanadi:

$$S_x = \int_{(A)} y \cdot dA \quad S_y = \int_{(A)} x \cdot dA \quad (1.38)$$



1.3-sh a k l

Statik momentlar uzunlik o'lchovining uchinchi darajasi, ya'ni m^3 da o'lchanib, musbat, manfiy va nol qiymatlariga ega bo'ladi.

(1.38) ni e'tiborga olib, tekis shakllarning og'irlik markaz koordinatalarini

$$\boxed{x_c = \frac{S_y}{A}; \quad y_c = \frac{S_x}{A}} \quad (1.39)$$

ko'rinishda yozish mumkin.

Koordinata o'qlaridan biri yoki ikkalasi ham tekis shaklning og'irlik markazidan o'tsa, bunday o'qlar **markaziy o'qlar** deyiladi. Oxirgi formuladan markaziy o'qlarga nisbatan statik momentlar nolga teng ekanligi yaqqol ko'rinib turibdi.

2. Tekis shakllarning inersiya momentlari

Ixtiyoriy tekis shaklning o'qli yoki ekvatorial inersiya momenti deb miqdor jihatdan quyidagi integralga teng bo'lgan geometrik tavsifnomaga aytiladi:

a) x o'qiga nisbatan
$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA \quad (1.40)$$

b) y o'qiga nisbatan
$$J_y = \int_{(A)} x^2 dA \quad (1.41)$$

Tekis shaklning qutb inersiya momenti deb quyidagi integral bilan aniqlanuvchi geometrik tavsifnomaga aytiladi:

$$\boxed{J_\rho = \int_{(A)} \rho^2 dA} \quad (1.42)$$

bunda ρ — elementar dA yuzachadan qutb nuqtasi 0 gacha bo'lgan masofa.

Tekis shakllarning o'qli (ekvatorial) va qutb inersiya momentlari faqat musbat kattaliklardir.

Tekis shaklning markazidan qochirma inersiya momenti deb quyidagi integralga teng bo'lgan geometrik tavsifnomaga aytiladi:

$$D_{xy} = \int_{(A)} xy dA \quad (1.43)$$

Bittasi yoki ikkalasi ham tekis shaklning simmetriya o'qlari hisoblanuvchi o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentlari nolga teng bo'ladi. Bundan tashqari, xy musbat va manfiy qiymatlarga ham ega bo'lishi mumkin.

Tekis shakllarning inersiya momentlari uzunlik birligining to'rtinchi darajasi (m^4) da o'lchanadi.

Endi o'qli va qutb inersiya momentlari orasidagi bog'lanishni keltirib chiqaramiz.

1.39-shakldan ko'rinib turibdiki,

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

ga teng, u holda (1.42) formula

$$J_{\rho} = \int_{(A)} \rho^2 dA = \int_{(A)} (x^2 + y^2) dA = \int_{(A)} x^2 dA + \int_{(A)} y^2 dA$$

yoki
$$J_{\rho} = J_x + J_y \quad (1.44)$$

ko'rinishga keladi.

Demak, tekis shaklning qutb inersiya momenti o'zaro perpendikular bo'lgan va qutb nuqtasidan o'tuvchi o'qlarga nisbatan olingan o'qli inersiya momentlarining yig'indisiga teng ekan.

3. Tekis shaklning qarshilik momenti

Tekis shaklning qarshilik momenti deb, biror o'qqa nisbatan olingan inersiya momentining shu o'qdan mazkur shaklda joylashgan eng uzoqdagi nuqttagacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadigan kattalikka aytiladi:

x o'qiga nisbatan
$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} \quad (1.45)$$

y o'qiga nisbatan
$$W_y = \frac{J_y}{x_{\max}} \quad (1.46)$$

Tekis shaklning qutb qarshilik momenti deb, qutb inersiya momentining qutb nuqtasidan mazkur shaklda joylashgan eng uzoqdagi nuqtagacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadigan kattalikka aytiladi:

$$W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{\rho_{\max}} \quad (1.47)$$

Tekis shakllarning qarshilik momentlari uzunlik o'lchovining uchinchi darajasi, ya'ni m^3 da o'lchanadi.

Shuni alohida ta'kidlash muhimki, tekis shakllarning inersiya momentlari koordinata o'qlari parallel ko'chganda yoki ma'lum burchakka burilganda o'zgaradi.

Quyidagi formulalar yordamida o'qlar o'zaro parallel qilib ko'chirilganda inersiya momentlarining o'zgargan qiymatlarini hisoblash mumkin (isbotsiz):

$$\left. \begin{aligned} J_{x_1} &= J_{xc} + a_0^2 A \\ J_{y_1} &= J_{yc} + b_0^2 A \\ D_{x_1 y_1} &= J_{xcyc} + a_0 b_0 A \end{aligned} \right\} \quad (1.48)$$

bu yerda a_0, b_0 – markaziy o'qlar bilan yangi o'qlar orasidagi masofalar.

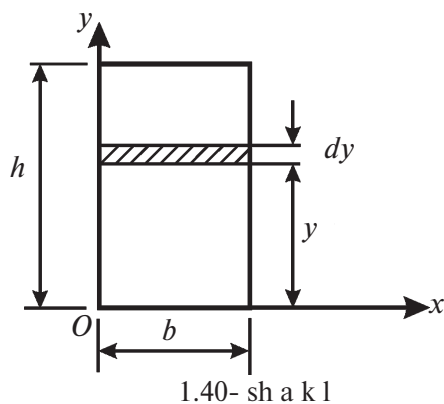
Quyidagi formulalar yordamida koordinata o'qlari $\alpha \neq 0$ burchakka burilganda inersiya momentlarining o'zgargan qiymatlari hisoblanadi (isbotsiz):

$$\begin{aligned} J_{x_1} &= J_x \cos^2 \alpha + J_y \sin^2 \alpha - D_{xy} \sin 2\alpha \\ J_{y_1} &= J_y \cos^2 \alpha + J_x \sin^2 \alpha - D_{xy} \sin 2\alpha \\ D_{x_1 y_1} &= D_{xy} \cos 2\alpha + \frac{1}{2} \cdot (J_x - J_y) \sin 2\alpha \end{aligned} \quad (1.49)$$

Dastlabki ikkita ifodalarni hadlab qo'shib, o'zaro tik o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi o'zgarmas miqdor bo'lib, o'qlarning burilish burchagiga bog'liq emasligiga ishonch hosil qilamiz:

$$J_{x_1} + J_{y_1} = J_x + J_y = \text{const} \quad (1.50)$$

1.19-§. Eng oddiy tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash

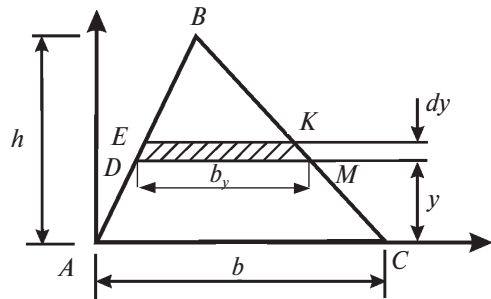


1. To'g'ri to'rtburchak. Asosi b va balandligi h bo'lgan to'g'ri to'rtburchakning asosidan o'tuvchi x o'qqa nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (1.40-shakl). Buning uchun x o'qidan ixtiyoriy y masofada yuzasi $dA = b dy$ ga teng bo'lgan cheksiz yupqa qatlam ajratib olamiz. Inersiya momentining ta'rifiga asosan:

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA = \int_{(A)} y^2 b dy$$

Oxirgi ifodani integrallashda uning 0 dan h gacha o'zgarishini e'tiborga olamiz:

$$J_x = \int_0^h y^2 b dy = b \frac{y^3}{3} \Big|_0^h = \frac{bh^3}{3} \quad (a)$$



Xuddi shu tartibda vertikal y o'qqa nisbatan inersiya momentini aniqlab, uning

$$J_y = \frac{hb^3}{3} \quad (b)$$

ekanligiga ishonch hosil qilish mumkin.

Endi markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlaymiz.

$$J_{x_c} = J_{x_1} - a_0^2 A = \frac{bh^3}{3} - \left(\frac{h}{2}\right)^2 bh = \frac{bh^3}{12}$$

$$(d) \quad J_{y_c} = J_y - b_0^2 A = \frac{hb^3}{12}$$

bu yerda

$$a_0 = \frac{h}{2}; \quad b_0 = \frac{b}{2}$$

2. Kvadrat. (a) va (b) formulalarga asosan, tomonlari $b=h=a$ bo'lgan kvadrat uchun o'qli inersiya momentlari quyidagicha bo'ladi:

$$J_x = J_y = \frac{a^4}{3}; \quad (e)$$

3. Uchburchak. Asosi b va balandligi h ga teng bo'lgan ixtiyoriy uchburchakning asosidan o'tuvchi x o'qqa nisbatan inersiya momentini hisoblaymiz (1.41-shakl).

Uchburchakning asosidan ixtiyoriy y masofada qalinligi bo'lgan cheksiz yupqa *DEKM* trapetsiya ajratib olamiz. Agar trapetsiyaning yuzasini to'g'ri to'rtburchakning yuzasiga taxminan teng deb olsak, u holda $dA \approx b_y dy$ bo'ladi.

ABC va *DBM* uchburchaklarning o'xshashligidan

$$\frac{b_y}{b} = \frac{h-y}{h} \quad \text{yoki} \quad b_y = \frac{b}{h}(h-y)$$

munosabatni yozib olib, quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA = \int_0^h y^2 \cdot \frac{b}{h}(h-y) dy = \frac{bh^3}{12} \quad (d)$$

Uchburchakning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlarini hisoblaymiz.

$$J_{x_c} = J_{x_1} - a_0^2 A = \frac{bh^3}{12} - \left(\frac{h}{3}\right)^2 \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{36} \quad (e)$$

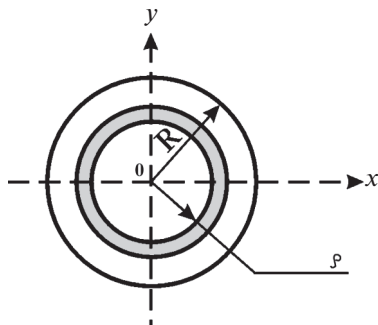
bunda $J_{y_c} = J_{y_1} - b_0^2 A = \frac{hb^3}{36}$

$$a_0 = \frac{h}{3}; \quad b_0 = \frac{b}{3}$$

4. Doira. Dastlab doiraning qutb inersiya momentini aniqlaymiz: buning uchun doira markazidan ixtiyoriy masofada yuzasi $dA = 2\pi\rho d\rho$ bo'lgan cheksiz yupqa doira ajratib olamiz (1.42-shakl). U holda (1.42) formulaga ko'ra

$$J_\rho = 2\pi \int_0^R \rho^3 d\rho = \frac{\pi R^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32} \quad (f)$$

bo'ladi.



1.42- sh a k l

(1.44) formuladan foydalanib, doiraning ekvatorial inersiya momentlarini aniqlaymiz. Doira ox va oy o'qlarga nisbatan simmetrik shakl bo'lganligi uchun uning ekvatorial inersiya momentlari o'zaro teng bo'ladi:

$$J_x = J_y = 0,5J_\rho = \frac{\pi D^4}{64} \quad (g)$$

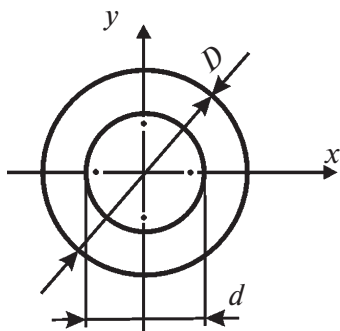
5. Halqa. 1.43-shaklda tasvirlangan halqa uchun inersiya momenti tashqi va ichki doiralar qutb inersiya momentlarining ayirmasiga teng bo'ladi:

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

bu yerda $c = \frac{d}{D}$

Halqaning ekvatorial inersiya momentlari quyidagicha topiladi:

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



1.43 - s h a k l

I z o h : 1. Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash maqsadida, albatta uni inersiya momentlari oldindan ma'lum bo'lgan bir necha oddiy tekis shakllarga, masalan, to'g'ri to'rtburchak, uchburchak, doira va shu kabi shakllarga ajratish zarur.

2. Metall konstruktsiya qismlarining qo'shtavr, shveller hamda teng yonli yoki teng yonli bo'lmagan burchakliklar ko'rinishidagi ko'ndalang kesimlari standart o'lchamli bo'lib, ular maxsus «sortament» jadvallarida beriladi. Sortament jadvallarida ko'ndalang kesim o'lchamlaridan tashqari, ularning yuzalari, og'irlik markazining

koordinatalari, markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlari kabi muhim ma'lumotlar beriladi.

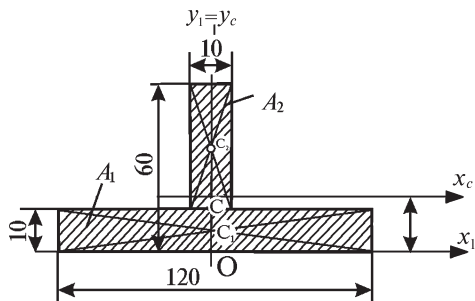
V bobga oid masalalar

1.9-masala. Murakkab jism — «tavr»ning og'irlik markaz koordinatasini aniqlash talab etilsin (1.44-shakl). O'lchamlar sm da ko'rsatilgan.

Yechish.

Masalani bo'laklarga ajratish usulida yechamiz. Jismni tashkil etgan bo'laklarning og'irlik markaz koordinatalari oldindan ma'lum bo'lgan hollarda bu usuldan foydalanish ma'qul. Quyidagi masalani yechish jarayonida bunga ishonch hosil qilamiz.

Tavrni fikran ikkita to'g'ri to'rtburchakka ajratamiz. Tavr vertikal o'qqa nisbatan simmetrik. Shu sababli uning og'irlik markazi oy o'qi ustida yotadi va $x_c = 0$ bo'ladi.



1.44- sh a k l

Chizmadan: $A_1 = 10 \cdot 10^{-3} \cdot 120 \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$; $y_1 = OC_1 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

$A_2 = 50 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2$; $y_2 = OC_2 = 35 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

(1.39) formulaning ikkinchisiga ko'ra

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{1,2 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3}}{(1,2 + 0,5) \cdot 10^{-3}} = 13,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Demak, tavrning og'irlik markazi C (0; $13,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}$) nuqtada yotar ekan.

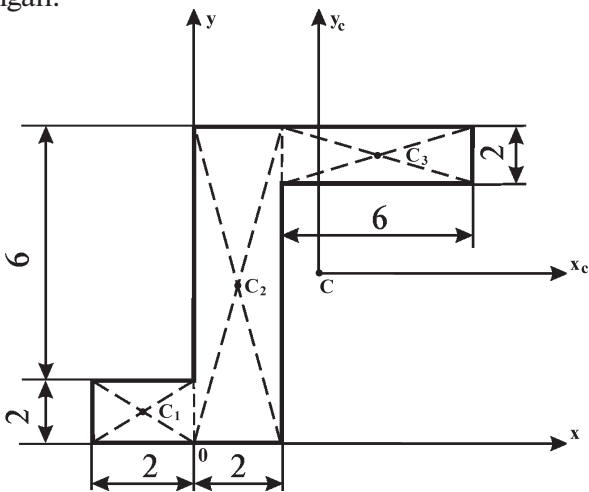
1.10-masala. Murakkab jism-tekis shaklning og'irlik markazi aniqlansin (1.45-shakl). Barcha o'lchamlar sm da berilgan.

Yechish.

Avval jismni fikran uchta oddiy bo'lakchalarga ajratamiz va xoy koordinata tekisligiga nisbatan har bir bo'lakcha uchun quyidagilarni aniqlaymiz:

$C_1(-1;1)$ – yuzasi $A_1=4 \text{ sm}^2$ bo'lgan 1-chi bo'lakchanning og'irlik markazi koordinatasi;

$C_2(1;4)$ – yuzasi $A_2=16 \text{ sm}^2$ bo'lgan 2-chi bo'lakchanning og'irlik markazi koordinatasi;



1.45- sh a k l

$C_3(5;7)$ – yuzasi $A_3=12 \text{ sm}^2$ bo‘lgan 3-chi bo‘lakchanning og‘irlik markazi koordinatasi.

U holda (1.39) formulaga asosan quyidagilarni topamiz:

$$x_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2 + A_3x_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{4(-1) + 16 \cdot 1 + 12 \cdot 5}{4 + 16 + 12} = \frac{9}{4} \text{ sm}$$

$$y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2 + A_3y_3}{A_1 + A_2 + A_3} = \frac{4 \cdot 1 + 16 \cdot 4 + 12 \cdot 7}{4 + 16 + 12} = \frac{19}{4} \text{ sm}$$

Demak, jismning og‘irlik markazi $C(9/4 \text{ sm}; 19/4 \text{ sm})$ nuqtada yotar ekan.

Bu misoldan ko‘rinib turibdiki, jismning og‘irlik markazi geometrik nuqta bo‘lib, ba‘zan jismning o‘zida yotmasligi ham mumkin ekan.

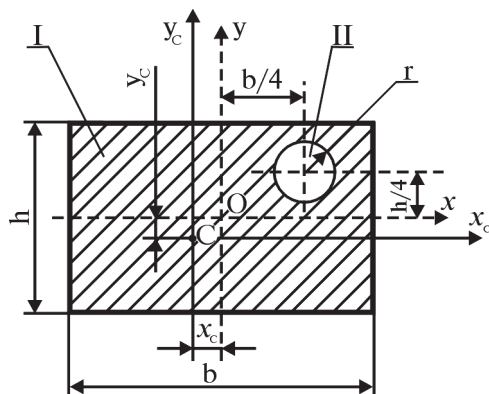
Manfiy yuza usuli. Agar jism – tekis shaklning biror qismi qirqib tashlangan bo‘lsa, uning og‘irlik markazi manfiy yuza usuli yordamida aniqlanadi. Bu usulning mohiyati shundan iboratki, jism ikkita: qirqilmagan butun jism va qirqilgan jismdan iborat deb qaraladi. Hisoblashda qirqilgan bo‘lakning yuzasi shartli ravishda manfiy ishora bilan olinadi.

1.11-masala. Manfiy yuza usuli yordamida tekis shaklning og‘irlik markazi aniqlansin (1.46-shakl). Shaklning o‘lchamlari: $b = 20 \text{ sm}$, $h = 12 \text{ sm}$, $r = 2 \text{ sm}$ ma’lum.

Yechish.

Murakkab shaklni ikkita oddiy shakl: to‘g‘ri to‘rtburchak va doira (manfiy yuza)ga ajratamiz.

To‘g‘ri to‘rtburchakning og‘irlik markazi orqali ox va oy koordinata o‘qlarini o‘tkazamiz.



1.46- sh a k l

xoy koordinata tekisligiga nisbatan ikkala bo‘lakchanning ham og‘irlik markaz koordinatalari va yuzalarini hisoblaymiz.

To‘g‘ri to‘rtburchak uchun: $x_1=0$; $y_1=0$; $A_1 = bh = 20 \cdot 12 = 240 \text{ sm}^2$.

Doira uchun: $x_2 = b/4 = 5 \text{ sm}$; $y_2 = h/4 = 3 \text{ sm}$; $A_2 = -\pi r^2 = -3,14 \cdot 2^2 = -12,56 \text{ sm}^2$.

(1.39) formula yordamida tekis shaklning og‘irlik markazi koordinatalarini hisoblaymiz:

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A_1 + A_2} = \frac{240 \cdot 0 - 12,56 \cdot 3}{240 - 12,56} = -0,277 \text{ sm}$$

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{240 \cdot 0 - 12,56 \cdot 3}{240 - 12,56} = -0,166 \text{ sm}$$

C (-0,277 sm; -0,166 sm) nuqta shaklda ko'rsatilgan.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Jismlarning og'irlik markazi koordinatalari qanday aniqlanadi?
2. Jismlarning og'irlik markazlarini aniqlash usullarini tushuntiring.
3. Tekis shaklning statik momenti uning yuzasi va og'irlik markazi koordinatalari orqali qanday ifodalanadi?
4. Tekis shaklning shu shakl og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan statik momenti nimaga teng?
5. Tekis shaklning og'irlik markaz koordinatalari qanday formulalardan topiladi?
6. O'qqa nisbatan (ekvatorial), qutb va markazdan qochma inersiya momentlari formulalarini yozing hamda tushuntiring.
7. Inersiya momentlarining qaysi biri hamma vaqt musbat qiymatga ega?
8. Markazdan qochma inersiya momentlari qachon nolga teng bo'ladi?
9. Tekis shaklning statik momenti va inersiya momentlarining o'Ichamligini yozing.
10. O'qlar parallel ko'chirilganda yoki ma'lum burchakka burilganda inersiya momentlarining qiymatlari o'zgaradimi?
11. To'g'ri to'rtburchak, kvadrat, to'g'ri burchakli uchburchak va doira ko'rinishdagi tekis shakllarning markaziy o'qlarga nisbatan o'qli inersiya momentlari qanday aniqlanadi?
12. Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlari qanday aniqlanadi?

VI BOB

Kinematika

1.20-§. Asosiy tushunchalar

Kinematikada nuqta va mutlaq qattiq jismning mexanik harakati faqat geometrik nuqtai nazardan, ya'ni ularning massalari va ta'sir etuvchi kuchlarga bog'lanmasdan tekshiriladi.

Kinematika yunoncha «kinema» so'zidan olingan bo'lib, harakat degan ma'noni anglatadi.

Bu bobda nuqta va qattiq jism (mexanik tizim)larning kinematik holatlari o'rganiladi.

O'lchamlari e'tiborga olinmaydigan jism nuqta, o'zaro bog'liq bo'lgan nuqtalar majmui esa mexanik tizim deyiladi.

Nuqta yoki jism muayyan vaqtda fazo (makon)da ma'lum kinematik holatda (tinch yoki harakatda) bo'ladi.

Fazo, vaqt va harakat materiyaning o'zaro bog'liq yashash shakllari hisoblanadi: materiyasiz harakat va harakatsiz materiya bo'lmaydi.

Klassik mexanika italyan olimi Galelio Galiley (1564—1642) va ingliz olimi Isaak Nyuton (1643—1727)larning fikrlariga asoslangan.

Nuqta (jism)ning harakat qonuni, trayektoriyasi, tezligi, tezlanishi, burchak tezlik, burchak tezlanish va shu kabilari kinematik parametrlar deyiladi.

Nuqta (jism)ning boshlang'ich holatdan oxirgi holatga vaqtga bog'liq holda aniq bir usulda o'tishi harakat deyiladi.

Nuqtaning fazoda boshqa biror nuqta yoki jismga nisbatan vaziyatini o'zgartirishi mexanik harakat deyiladi.

Nuqta (jism)ning fazodagi vaziyatini istalgan vaqtda aniqlashga imkon beradigan matematik bog'lanish harakat qonuni deyiladi.

Masalan, nuqta (jism) to'g'ri chiziqli tekis harakat qilsa, $s(t)$ bog'lanish ularning harakat qonuni bo'ladi, chunki vaqt t ga qiymat berib, bosib o'tilgan masofa (vaziyat) s ni aniqlash mumkin.

Nuqta (jism) vaziyati boshqa nuqta yoki jismga nisbatan aniqlanadi va bu nuqta (jism) harakat vaqtida ikkinchi nuqta yoki jism «tinch» holatda deb qaraladi. Tinch holatdagi nuqta yoki jismning vaziyati sanoq (hisob) boshi deb qabul qilinadi. Sanoq boshi bilan harakat qiladigan nuqta birgalikda sanoq (o'lchov)

sistemi deyiladi. Masalan, bekatdan avtomobil uzoqlashib bormoqda. Bu yerda bekat sanoq boshi, bekat va avtomobil birgalikda *hisoblash* sistemasidir. Quyosh atrofida Yer harakat qiladi; bunday holda Quyosh sanoq boshi, Quyosh va Yer birgalikda hisoblash sistemasini tashkil etadi.

Nuqta (jism) harakatlangan paytda ketma-ket vaziyatlarni ifodalaydigan nuqtalarning geometrik o'rniga trayektoriya (harakat chizig'i) deb ataladi.

Harakatlar nuqta trayektoriyasiga qarab to'g'ri va egri chizikli harakatlarga, nuqta harakatining jadalligiga qarab tekis va notekis harakatlarga bo'linadi.

1.21-§. Nuqtaning harakati

Kinematikada nuqtaning harakati, asosan uch xil usulda beriladi:

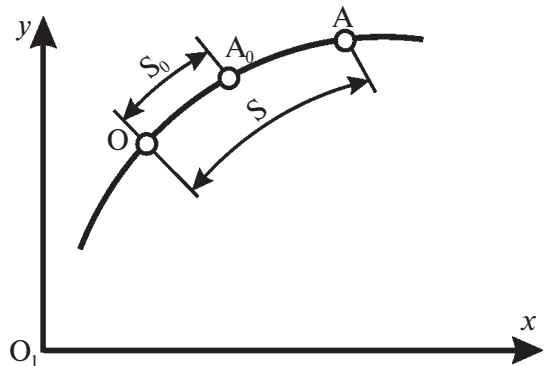
- ✓ vektor usuli;
- ✓ koordinatalar usuli;
- ✓ tabiiy usul.

Nuqtaning trayektoriyasi ma'lum bo'lsa, nuqta harakatini tabiiy usulda aniqlash qulaydir.

Ixtiyoriy A nuqta berilgan trayektoriya bo'yicha harakatlanmoqda (1.47-shakl).

Trayektoriyaning biror O nuqtasini sanoq boshi uchun tanlab olib, uni qo'zg'almas nuqta deb qaraymiz. Harakatlanayotgan nuqtaning holati trayektoriya bo'ylab hisoblanadigan $|OA| = s$ yoy koordinatasi bilan aniqlanadi.

Vaqt o'tishi bilan nuqta trayektoriya bo'ylab harakatlanadi, harakat tenglamasi yoki harakat qonuni t vaqtning bir qiymatli, uzluksiz va differensiallanuvchi funksiyasidan iborat bo'ladi:



1.47- sh a k l

$$s = f(t)$$

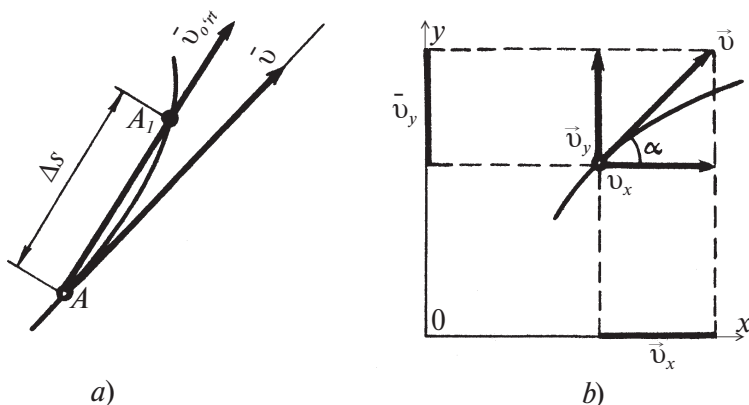
(1.51)

Agar funksiya ma'lum bo'lsa, $f(t)$ vaqtning har bir payti uchun s aniqlan-gach, ishorasiga qarab uni O_1 nuqtadan boshlab trayektoriya bo'yicha joylashtiramiz. Shu tarzda A nuqtaning berilgan paytdagi vaziyati topiladi.

Demak, A nuqtaning harakatini tabiiy usulda aniqlash uchun uning trayektoriyasi, trayektoriyada olingan O sanoq boshi, yoy koordinatasining hisoblash yoʻnalishi va $s = f(t)$ harakat tenglamasi berilgan boʻlishi lozim.

1.22-§. Harakati tabiiy va vektor usullarda berilgan nuqtaning tezligi

A nuqta berilgan egri chiziqli traektoriya boʻylab $s = f(t)$ harakat tenglamasi asosida harakatlanmoqda (1.48-shakl, a).



1.48- sh a k l

Nuqta t vaqtda A holatni, $t + \Delta t$ vaqtdan soʻng A_1 holatni egallaydi. Orttirma Δt vaqt juda kichik boʻlganligi sababli, AA_1 yoyni AA_1 vatar bilan almashtirish mumkin. Bu holda Δs yoyning uzunligi vaqt funksiyasining Δt vaqt oraligʻidagi orttirmasiga teng boʻladi, yaʼni

$$s + \Delta s = f(t + \Delta t)$$

yoki

$$\Delta s = f(t + \Delta t) - f(t) \quad (a)$$

Nuqta harakatining tezligi birinchi yaqinlashuvda

$$v_{ort} = \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (1.52)$$

koʻrinishda aniqlanadi. Nuqtaning tezligi vektor kattalik boʻlib, yoʻnalish va modulga ega. Oʻrtacha tezlik vektori A nuqtadan A_1 nuqtaga vektor boʻylab yoʻnaladi.

Nuqtaning haqiqiy tezligi v ni topish uchun limitga o'tamiz:

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta s}{\Delta t} \quad (b)$$

(a) ni e'tiborga olsak quyidagi hosil bo'ladi:

$$v = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{f(t + \Delta t) - f(t)}{\Delta t} \quad (d)$$

Matematikadan ma'lumki, funksiya orttirmasining argument mos orttirmasiga nisbatining argument orttirmasi nolga intilgandagi limiti shu funksiyaning hosilasi deyiladi.

Qabul qilingan belgilashlarga asosan hosilani

$$v = \frac{ds}{dt} = f'(t) \quad (1.53)$$

ko'rinishda yozamiz.

Demak, nuqtaning tezligi harakat tenglamasidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga teng ekan.

Nuqtaning tezlik vektorini koordinata o'qlariga proyeksiyalab (1.48-shakl, b), $v_x = v \cos \alpha$ va $v_y = v \sin \alpha$ ifodalarni hosil qilamiz.

Bu yerda α — tezlik vektorining Ox o'qi bilan tashkil etgan burchagi.

Faraz qilaylik, moddiy nuqta x 0 y koordinata tekisligida $x = f_1(t)$, $y = f_2(t)$ tenglamalarga muvofiq harakatlansin. U holda, moddiy nuqtaning tezligi tezlik vektorining koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari bilan aniqlanadi:

$$v_x = \frac{dx}{dt} = \dot{x} \quad (1.54)$$

$$v_y = \frac{dy}{dt} = \dot{y} \quad (1.55)$$

Demak, moddiy nuqta tezligining qo'zg'almas koordinata o'qlariga proyeksiyalari harakatdagi nuqtaning mos koordinatalaridan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga teng.

Tezlikning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari ma'lum bo'lganda, tezlikning qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (1.56)$$

yoki

$$v = \sqrt{\left(\frac{dx}{dt}\right)^2 + \left(\frac{dy}{dt}\right)^2}$$

Tezlik vektorining yoʻnalishi yoʻnaltiruvchi kosinuslar boʻyicha topiladi:

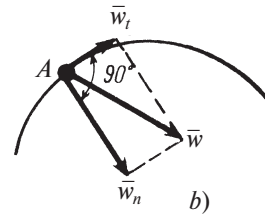
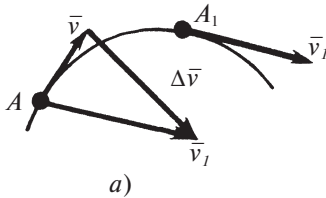
$$\cos(\bar{v}, \hat{x}) = \frac{v_x}{v}, \quad \cos(\bar{v}, \hat{y}) = \frac{v_y}{v} \quad (1.57)$$

1.23-§. Harakati tabiiy va vektor usullarda berilgan nuqtaning tezlanishi

Nuqta egri chiziqli trayektoriya boʻylab harakatlanganda uning tezligi miqdor va yoʻnalish jihatidan oʻzgarishi mumkin.

Odatda, birlik vaqt mobaynida tezlikning oʻzgarishi **tezlanish** deb yuritiladi.

Egri chiziqli trayektoriya boʻylab harakatlanayotgan ixtiyoriy A nuqta Δt vaqt davomida A holatdan A_1 holatga oʻtsin (1.49-shakl, a).



1.49- sh a kl

Harakat natijasida A nuqta $AA_1 = \Delta S$ yoyni bosib oʻtdi.

Nuqtaning tezligi A holatda v ga, A_1 holatda esa v_1 ga teng. Chizmadan koʻrinib turganidek, A nuqtaning tezligi yoʻnalishini ham, qiymatini ham oʻzgartiradi. Nuqtaning oʻrtacha tezlanishini topamiz:

$$w_{o'rt} = \frac{v_{o'rt}}{\Delta t} \quad (1.58)$$

Limitga oʻtib, haqiqiy tezlanishni topamiz:

$$w_{o'rt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt} \quad (b)$$

(1.53) ifodani eʻtiborga olib, tezlanishni quyidagicha yozamiz:

$$w_{o'rt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} = \frac{dv}{dt}$$

yoki

$$w = f(t) \quad (1.59)$$

Demak, nuqtaning tezlanishi tezlik funksiyasidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli yoki harakat tenglamasidan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng ekan.

Endi tezlanish vektorini harakat trayektoriyasiga urinma va normal bo'lgan o'zaro perpendikular tashkil etuvchilarga ajratamiz (1.49-shakl, b):

$$\vec{w} = \vec{w}_t + \vec{w}_n \quad (1.60)$$

Bu yerda w — urinma tezlanish bo'lib, trayektoriyaga A nuqtadan o'tkazilgan urinma bo'ylab yo'naladi;

w_n — normal tezlanish bo'lib, trayektoriyaga A nuqtadan o'tkazilgan bosh normal bo'ylab yo'naladi.

Urinma va normal tezlanishlarning miqdorlari quyidagicha aniqlanadi:

$$w_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (1.61)$$

$$w_n = \frac{v^2}{r} \quad (1.62)$$

Bu yerda r — egrilik radiusi.

Tezlanishning w_t va w_n tashkil etuvchilari o'zaro tik yo'nalganligi uchun to'la tezlanish moduli

$$w = \sqrt{w_t^2 + w_n^2} \quad (1.60a)$$

formuladan, yo'nalishi esa

$$\mu = \arctg \frac{|w_t|}{w_n} \quad (1.63)$$

formuladan aniqlanadi.

Endi Dekart koordinata tekisligida $v_x = \frac{dx}{dt}$, $v_y = \frac{dy}{dt}$ tezliklar bilan harakatlanayotgan moddiy nuqtaning tezlanishlarini aniqlaymiz.

Aytaylik, tezlanishning koordinata o'qlaridagi proektsiyalari mos ravishda w_x va w_y larga teng bo'lsin. U holda, yuqoridagilarga muvofiq

$$w_x = \frac{d}{dt}(v_x) = \frac{d}{dt}\left(\frac{dx}{dt}\right) = \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x} \quad (1.59b)$$

$$w_y = \frac{d}{dt}(v_y) = \frac{d}{dt}\left(\frac{dy}{dt}\right) = \frac{d^2y}{dt^2} = \ddot{y}$$

Binobarin, moddiy nuqta tezlanishining qo'zg'almas koordinata o'qlariga proyeksiyalari tezlikning mos koordinata o'qlariga proyeksiyasidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga yoki nuqtaning mos koordinatalaridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilasiga teng.

Tezlanish vektorining moduli

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2} \quad (d)$$

yo'nalishi esa

$$\cos(\bar{w}, \hat{x}) = \frac{w_x}{w}, \quad \cos(\bar{w}, \hat{y}) = \frac{w_y}{w} \quad (e)$$

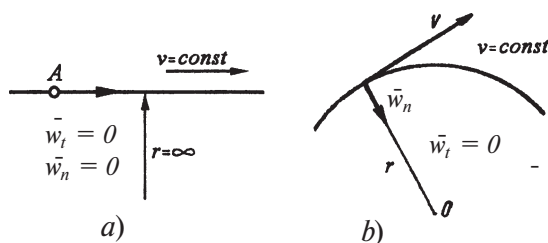
ifodalardan aniqlanadi.

Xususiy hollar

a) *to'g'ri chiziqli tekis harakat* (1.50-shakl, a).

Bunda nuqtaning trayektoriyasi to'g'ri chiziqdan ($r = \infty$) iborat, tezligi esa o'zgarmas ($v = const$) bo'ladi. Shuning uchun, nuqtaning normal tezlanishi $w_n = \frac{v^2}{r} = 0$ urinma tezlanishi $w_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t}$ va to'la tezlanishi $w = 0$ bo'ladi.

b) *egri chiziqli tekis harakat* (1.50-shakl, b).



1.50-shakl

Bunday holatda nuqtaning tezligi miqdor jihatidan o'zgarmas ($v = const$) bo'lsada, yo'nalishi o'zgarishi mumkin.

Nuqtaning urinma tezlanishi $w_t = 0$ normal tezlanishi $w_n \neq 0$ bo'ladi. Egri chiziqli tekis harakatda to'la tezlanish normal tezlanishga tengdir:

$$w = w_n$$

d) *to'g'ri chiziqli notekis harakat* (1.51-shakl, a).

Bu holatda nuqtaning trayektoriyasi to'g'ri chiziqli ($r = \infty$), tezlikning miqdori esa o'zgaruvchan bo'ladi.

Normal tezlanish $w_n \neq 0$, to'la tezlanish esa urinma tezlanishdan iborat bo'ladi:

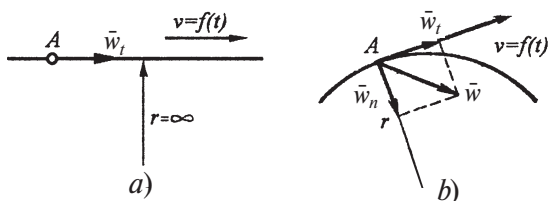
$$w = w_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t}$$

g) *egri chiziqli notekis harakat* (1.51-shakl, b).

Bunday holda nuqta o'zgaruvchan tezlik bilan harakatlanib, $\Delta v \neq 0$ bo'ladi. Shu bois, normal va urinma tezlanishlar noldan farqli bo'ladi:

$$w_n = \frac{v^2}{r} \neq 0$$

$$w_t = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v}{\Delta t} \neq 0$$



1.51-shakl

To'la tezlanish vektori esa normal va urinma tezlanishlarning geometrik yig'indisiga teng:

$$w = w_t + w_n$$

§ 1.24. Qattiq jismning ilgarilanma harakati

Jismdan olingan har qanday kesma jism harakati davomida har doim o'z-o'ziga parallel qolsa, jismning bunday harakati **ilgarilanma harakat** deyiladi.

To'g'ri yo'ldan ketayotgan avtomobil kuzovining harakati, velosiped pedalining harakati va shu kabilar ilgarilanma harakatga misol bo'ladi.

Teorema. Qattiq jism ilgarilanma harakat qilganda uning hamma nuqtalari bir xil va parallel joylashgan trayektoriyalar bo'ylab harakatlanadi hamda har onda bir xil tezlik va bir xil tezlanishga ega bo'ladi.

Isbot. Biror jism ilgarilanma harakat qilib, t vaqt oralig'ida vaziyatini o'zgartirsin (1.52-shakl).

AB, A'B',... A₂B₂ kesmalar jism bilan bog'liq holda harakatlanayotgan AB kesmaning birin-ketin vaziyatlarini ifodalab, o'zaro teng va paralleldir.

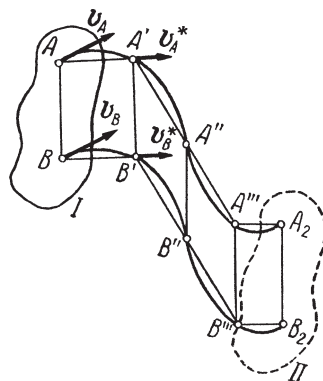
Shuning uchun, AA', A'A'', ..., A'''A₂ kesmalar BB', B'B'', ..., B'''B₂ kesmalarga mos holda teng va parallel bo'ladi.

A nuqtaning vaqt oralig'ida A' vaziyatga o'tishidagi o'rtacha tezligini aniqlaymiz:

$$v_A^* = \frac{AA'}{\Delta t} \quad (a)$$

Xuddi shunga o'xshash B nuqta uchun

$$v_B^* = \frac{BB'}{\Delta t} \quad (b)$$



1.52-shakl

Chizmadan $AA^1=BB^1$ ekanligi ma'lum, shu sababli

$$v_A^* = v_B^* \quad (d)$$

Limitga o'tib

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} v_A^* = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} v_B^* \quad \text{yoki} \quad v_A = v_B \quad (1.64)$$

ni hosil qilamiz.

Bundan chiqdi, $\Delta v_A = \Delta v_B$ hamda A va B nuqtalarning vaqt oralig'idagi o'rtacha tezlanish vektorlari ham

$$\frac{\Delta v_A}{\Delta t} = \frac{\Delta v_B}{\Delta t} \quad (e)$$

o'zaro teng bo'ladi.

Limitga o'tib

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v_A}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta v_B}{\Delta t} \quad \text{yoki} \quad w_A = w_B \quad (1.65)$$

ni hosil qilamiz.

Demak, A va B nuqta bir xil harakatlanar ekan. Bu xulosa boshqa nuqtalarga ham tegishlidir.

Teorema isbotlandi.

Isbotlangan teoremadan quyidagi muhim xulosa kelib chiqadi: **jismning ilgariylanma harakati uning istalgan bitta nuqtasining harakati bilan aniqlanadi. Ko'pincha bunday nuqta uchun jismning og'irlik markazi C nuqta olinadi.**

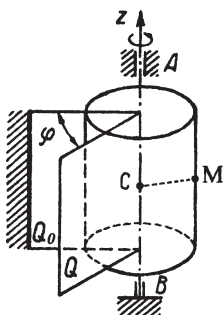
1.25-§. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati

Ikkita nuqtasi doimo qo'zg'almasdan qoladigan jismning harakati qo'zg'almas o'q **atrofidagi aylanma** harakat deyiladi. Qo'zg'almas nuqtalardan o'tuvchi o'q **aylanish o'qi** deyiladi.

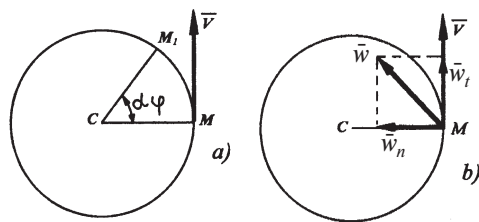
Trubinalar diski, generatorlarning rotori, dastgohlarning maxovigini qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanuvchi jismga misol bo'ladi.

Jismni aylanma harakatga keltirish uchun uning ixtiyoriy ikki nuqtasini (masalan, A podshipnik va B – tovon yordamida) qo'zg'almas qilib mahkamlash yetarli (1.53-shakl). Natijada, jism vertikal z o'qi atrofida aylanma harakat qiladi.

Aylanma harakatdagi jismning kinematik parametrlarini aniqlashga o'tamiz. Buning uchun, z o'qi orqali qo'zg'almas Q_0 va harakatdagi silindrik jism bilan bog'liq bo'lgan Q tekislik o'tkazamiz; bu tekisliklar orasidagi φ burchak jismning aylanish burchagi deyiladi.



1.53-sh a k l



1.54-sh a k l

Aylanish burchagining miqdori va yo'nalishiga qarab Q tekislikning Q_0 tekislikka nisbatan vaziyati aniqlanadi. Boshqacha aytganda vaqt o'tishi bilan o'zgaradi:

$$\varphi = \varphi(t) \quad (1.66)$$

Bu tenglama qo'zg'almas o'q atrofida aylanma harakat qilayotgan jismning kinematik yoki harakat tenglamasi deyiladi.

Aylanish burchagi gradus va radianlarda o'lchanadi.

Aytaylik, vaqtning t paytida jism φ , $t + \Delta t$ paytida esa $\varphi + \Delta\varphi$ burchakka burilsin.

$\Delta\varphi$ ning Δt ga nisbati jismning Δt vaqtdagi o'rtacha burchak tezligi deyiladi:

$$\omega_{o'rt} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (1.67)$$

Jismning haqiqiy yoki berilgan ondagi burchak tezligini aniqlash uchun $\omega_{o'rt}$ ning Δt nolga intilgandagi limitini hisoblaymiz:

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} \quad (a)$$

Aylanish burchagi φ vaqtning funksiyasi bo'lganligi uchun $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t}$ bu funksiyaning hosilasi bo'ladi (1.22-§ ga qarang). Buni e'tiborga olsak

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \varphi'(t) \quad (1.68)$$

ko'rinishda yoziladi.

Shunday qilib, jismning ayni paytdagi burchak tezligi aylanish burchagi funksiyasidan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga tengdir.

Burchak tezlik rad/sek yoki 1/sek larda o'lchanadi.

Ko‘pincha, texnik hisoblashlarda burchak tezligini sekundiga radianlarda emas, balki minutiga aylanishlarda ifodalashga to‘g‘ri keladi. Shu sababli minutiga aylanishlar soni bilan ifodalanadigan burchak tezlik n ni bilish muhimdir.

Jism bir marta z o‘qi atrofida to‘la aylanganda aylanish burchagi $\varphi = 2\pi$ bo‘ladi. Jism bir minutda n marta aylansa, burchak tezlik quyidagicha bo‘ladi:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

Bundan

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} \approx 10 \cdot \omega \quad (1.68)a$$

Oxirgi ifodadagi ω hamma vaqt rad/sek yoki 1/sek larda, n esa ayl/min larda o‘lchanishini unitmaslik zarur.

Vaqtning t paytida jismning burchak tezligi ω , $t + \Delta t$ paytida esa $\omega + \Delta\omega$ ga teng bo‘lsin. U holda Δt vaqtdagi o‘rtacha burchak tezlanish

$$\varepsilon_{o'n} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t} \quad (1.69)$$

ko‘rinishda ifodalanadi.

Jismning haqiqiy yoki vaqtning ayni paytdagi burchak tezlanishi quyidagiga teng:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Hosilaning ta’rifiga ko‘ra

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{d\varphi}{dt} \right) = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad \text{yoki} \quad \varepsilon = \varphi''(t) \quad (1.70)$$

Bundan chiqdi, jismning ayni paytdagi burchak tezlanishini topish uchun burchak tezlik funksiyasidan birinchi tartibli hosila yoki aylanish burchagi funksiyasidan ikkinchi tartibli hosila olish kifoya.

Burchak tezlanish rad/sek² yoki 1/sek² larda o‘lchanadi.

§ 1.26. Aylanma harakatdagi jism nuqtalarining trayektoriyasi, tezligi va tezlanishi

1.53-shaklda tasvirlangan jismning aylanish o‘qidan R masofada joylashgan ixtiyoriy M nuqtani olamiz.

M nuqta radiusi R ga teng, markazi aylanish o‘qining C nuqtasida joylashgan aylana chizishi, tabiiy; odatda, bu aylana M nuqtaning traektoriyasi deyiladi (1.54-shakl, a).

Biror t vaqtda M holatda bo'lgan nuqta dt vaqtdan so'ng jism $d\varphi$ burchakka burilganligi bois M_1 holatni egallaydi. Boshqacha aytganda, nuqta trayektoriya bo'ylab $ds = R \cdot d\varphi$ yoyni bosib o'tadi.

(1.53) formulani e'tiborga olib, M nuqtaning tezligini aniqlaymiz:

$$v = \frac{ds}{dt} = R \cdot \frac{d\varphi}{dt}, \quad (1.71)$$

bu yerda $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ bo'lganligi sababli

$$v = R \cdot \omega \quad (1.72)$$

Demak, aylanuvchi jism nuqtasining tezligi miqdor jihatidan burchak tezlik bilan mazkur nuqtadan aylanish o'qigacha bo'lgan masofa ko'paytmasiga teng bo'lib, uning vektori o'zining trayektoriyasiga harakat yo'nalishi bo'yicha o'tkazilgan urinma bo'ylab yo'naladi.

Muhandislik amaliyotida ko'pincha aylanuvchi silindrik jism (val, shkviv va shu kabi) larning gardishlaridagi nuqtalarning tezligini *ayl/min* larda ifodalash zaruriyati tug'iladi. Bunday holda quyidagi formuladan foydalanish ma'qul:

$$v = \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi n}{20} \approx \frac{Dn}{19,1} \quad (1.73)$$

Bu yerda D — aylanuvchi silindrik jismning diametri;
 n — bir minutdagi aylanishlar soni.

M nuqtaning tezlanishini 1.27-§ dagi formulalar yordamida aniqlaymiz (ko'rilayotgan holda $\rho = R$):

a) normal tezlanish

$$w_n = \frac{v^2}{R} = \frac{(R \cdot \omega)^2}{R}$$

yoki

$$w_n = \omega^2 \cdot R \quad (b) \quad (1.74)$$

Normal tezlanish vektori radius bo'ylab markazga, ya'ni aylanish o'qi tomonga yo'naladi (1.54-shakl, b); shu sababli w_n markazga intilma tezlanish deb yuritiladi.

b) urinma tezlanish

$$w_t = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt}(R \cdot \omega) = R \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

burchak tezlanish $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ ekanligi ma'lum; natijada

$$w_t = R \cdot \varepsilon \quad (1.75)$$

Urinma tezlanish w_t trayektoriyaga o'tkazilgan urinma bo'ylab (agar harakat tezlanuvchan bo'lsa, w_t harakat yo'nalishida, aksincha, sekinlanuvchan bo'lganda unga teskari) yo'naladi.

Yuqoridagilarni inobatga olib, nuqtaning tezlanish modulini

$$w_t = \sqrt{w_t^2 + w_n^2} = R\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^2} \quad (1.76)$$

va yo'nalishini esa

$$\mu = \arctg \frac{|\varepsilon|}{\omega^2} \quad (1.77)$$

formulalardan aniqlaymiz.

1.2-jadval yordamida qattiq jismlarning ilgari lanma va aylanma harakatlariga oid formulalarni osongina qiyoslash mumkin.

1.2-jadval

№	Parametrlar	Harakatlanish holatlari	Harakat turlari	
			ilgari lanma	aylanma
1	Ko'chish	notekis	$s = f(t)$	$\varphi = f(t)$
		tekis	$s = vt$	$\varphi = \omega t$
		tekis o'zgaruvchan	$s = v_0 t + w t^2 / 2$	$\varphi = \omega_0 t + \frac{\varepsilon t^2}{2}$
2	Tezlik	notekis	$v = \frac{ds}{dt}$	$\omega = \frac{d\varphi}{dt}$
		tekis	$v = const$	$\omega = const$
		tekis o'zgaruvchan	$v = v_0 + wt$	$\omega = \omega_0 + \varepsilon t$
3	Urinma tezlanish	notekis	$w_t = \frac{dv}{dt}$	$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$
		tekis	$w_t = 0$	$\varepsilon = 0$
		tekis o'zgaruvchan	$w_t = const$	$\varepsilon = const$
4	Normal tezlanish		$w_n = \frac{v^2}{\rho}$	$w_n = \omega^2 r$

1.27-§. Qattiq jismning tekis parallel harakati haqida qisqacha tushunchalar

Qattiq jismning tekis parallel harakati deb, uning shunday harakatiga aytiladiki, bunda jismning barcha nuqtalari biror qo'zg'almas tekislikka parallel bo'lgan tekisliklarda harakatlanadi.

Qattiq jismning tekis parallel harakatini o'rganish maqsadida mazkur jism orqali qo'zg'almas H_0 tekislikka parallel qilib h masofadan ixtiyoriy H tekislikni o'tkazamiz (1.55-shakl).

H tekislik jismda S qirqimni hosil qiladi: odatda, bu S yuza tekis shakl deb yuritiladi. Tekis shakl doimo H tekislikda harakatlanadi.

H tekislikka perpendikular qilib, jismdan A_1A_2 va B_1B_2 kesmalarni ajratamiz.

Jism tekis parallel harakat qilganda A_1A_2 va B_1B_2 kesmalar mos ravishda o'ziga parallel ravishda ko'chadi, ya'ni ular ilgarilanma harakat qiladi.

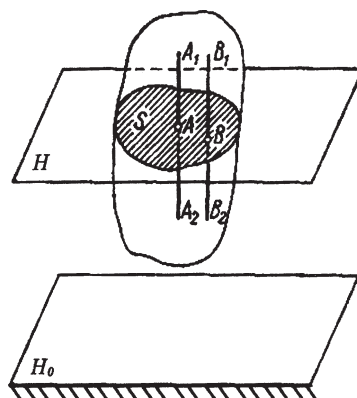
1.24-§ da ko'rib o'tganimizdek, ilgarilanma harakat qilayotgan kesmada yotgan barcha nuqtalar bir xil harakatlanadi. Bu esa ilgarilanma harakat qilayotgan hamma nuqtalarning harakatini o'rganish o'rniga ulardan istalgan bittasining harakatini o'rganish yetarli ekanligini tasdiqlaydi.

Shu sababli ilgarilanma harakat qilayotgan A_1A_2 va B_1B_2 kesmalarda yotuvchi barcha nuqtalarning harakatini o'rganish o'rniga ulardan birining, masalan, tekis shakl S da yotuvchi A va B nuqtalarning harakatini o'rganish kifoya.

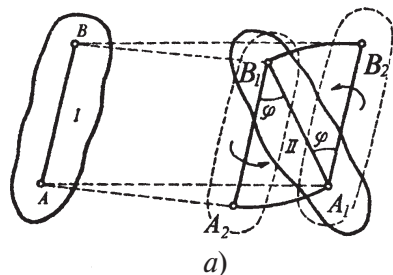
Shunday qilib, tekshirilayotgan qattiq jismning tekis parallel harakatini o'rganish uchun H_0 qo'zg'almas tekislikka parallel bo'lgan tekis shakl S ning H tekislikdagi harakatini bilish yetarlidir.

Odatda, H tekislik S tekis shaklning harakat tekisligi deb ataladi.

Endi tekis shaklning harakatini o'rganamiz (1.56-shakl, a).

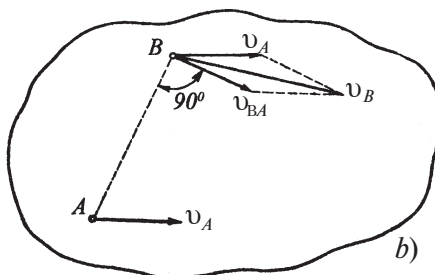


1.55-shakl



a)

1.56-shakl



b)

Tekis shaklning harakati ixtiyoriy ikki nuqtasi (A va B)ning holati bu nuqtalarni tutashiruvchi kesmaning holati bilan aniqlanadi. Boshqacha aytganda, tekis shaklning harakatini o'rganish o'rniga undan olingan ixtiyoriy kesmaning harakatini o'rganish kifoya.

Tekis shaklning I holatdan II holatga ko'chishini qaraymiz.

Tekis shaklning harakat tekisligidagi I holati AB, II holati esa A_1B_1 kesmalar bilan to'liq aniqlanadi. II holatning hosil bo'lishini quyidagi ikki variantda izohlash mumkin:

a) AB kesmani o'ziga parallel holda A_1B_2 holatga ko'chirish (bunda tekis shakl ilgarilanma harakat qiladi) va keyin A_1B_2 kesmani A_1 nuqta atrofida φ burchakka burish (bunda tekis shakl aylanma harakat qiladi);

b) dastlab A_2B_1 holat paydo bo'lguncha AB kesmani ilgarilanma siljitish, keyin esa uni B_1 nuqta atrofida φ burchakka burish lozim.

Harakatlanuvchi tekis shakl bilan bog'liq bo'lgan va burilish markazi deb qabul qilingan ixtiyoriy nuqta qutb deyiladi. Birinchi holatda A_1 nuqta, ikkinchi holatda esa B_1 nuqta qutb sifatida tanlab olindi. Qutblarni turlicha tanlash bilan tekis shaklning faqat ilgarilanma siljish qismini o'zgartirish mumkin. Lekin qutbning tanlanishiga tekis shaklning aylanma harakati bog'liq bo'lmaydi, chunki burilish burchagi burchak tezlik va aylanish yo'nalishiga bog'liq emas.

Yuqoridagilardan quyidagi xulosalar kelib chiqadi:

1) tekis parallel harakatni ikkiga ajratish mumkin:

- ✓ tekis shaklning qutb bilan birgalikdagi ilgarilanma harakati;
- ✓ qutb atrofidagi aylanma harakat.

2) tekis shaklning aylanma harakati qutbning tanlab olinishiga bog'liq emas.

Tekis parallel harakatni ikkiga ajratish tezliklarni aniqlashni osonlashtiradi.

Statikaning to'la kursida tekis shaklning ixtiyoriy nuqtasining tezligi ikki tezlikning: qutbning tezligi va qutb atrofidagi aylanma harakat tezliklarining geometrik yig'indisiga teng ekanligi isbotlangan. Buning matematik ifodasi quyidagicha (1.56-shakl, b):

$$\vec{v}_B = v_A + v_{BA} \quad (1.78)$$

bu yerda $v_{BA} = \omega \cdot AB$ — B nuqtaning qutbga nisbatan aylanma tezligi bo'lib, AB ga perpendikular yo'naladi;

ω — tekis shaklning burchak tezligi.

VI bobga oid masalalar

1.12-masala. Moddiy nuqta $S = 10 \sin \pi t$ qonuniyatga muvofiq egri chiziqli trayektoriya bo'yicha harakatlanmoqda (t — sekund va S — metrlarda ifodalanadi). Tezlikning $t = 3$ sek paytdagi moduli va yo'nalishini toping.

Yechish.

Boshlang'ich paytda (sanoq boshida) moddiy nuqta uchun:

$t = 0$ bo'lganda $S = 10 \cdot \sin \pi \cdot 0 = 0$ ga teng.

Moddiy nuqta $t = 3$ sek o'tgach, yana sanoq boshiga qaytib keladi, chunki $S = 10 \cdot \sin \pi \cdot 3 = 0$ ga teng.

Tezlikni aniqlaymiz:

$$v = \frac{ds}{dt} = 10\pi \cos \pi t \text{ m / sek}$$

$t = 3$ sek da $v = 10\pi \cos \pi \cdot 3 = -10\pi = -31,4 \text{ m / sek}$

Demak, moddiy nuqta $t = 3$ sek o'tgach, harakat trayektoriyasiga o'tkazilgan urinma bo'ylab hisoblangan tomonga teskari yo'nalishda harakatlanar ekan.

1.13-masala. Nuqta $x = 4 \sin 5t$, $y = 6 \cos 5t$ qonuniyat asosida harakatlanadi (t —sekund va S —metrlarda o'lchanadi).

Nuqtaning trayektoriyasi, boshlang'ich paytdagi va $t = 0,1$ sek dagi holatlari aniqlansin.

Yechish.

Trayektoriya tenglamasini yozish uchun $x(t)$ va $y(t)$ ifodalardan vaqtni parametr sifatida yo'qotamiz:

$$\frac{x}{4} = \sin 5t, \quad \frac{y}{6} = \cos 5t$$

Oxirgi ifodalarning ikkala tomonini kvadratga oshirib, ularni hadlab qo'shamiz. Natijada,

$$\frac{x^2}{16} + \frac{y^2}{36} = 1$$

ko'rinishdagi trayektoriya tenglamasi kelib chiqadi.

Demak, nuqta yarim o'qlari 4 va 6 ga teng ellips bo'yicha harakatlanar ekan.

Nuqta quyidagi holatlarni egallaydi:

$$t=0 \text{ da } x_0 = 4\sin 5 \cdot 0 = 0; \quad y_0 = 6\cos 5 \cdot 0 = 6 \text{ ga teng;}$$

$$t_1 = \frac{1}{10} \text{ sekundda } x_1 = 4\sin \frac{\pi}{2} = 4; \quad y_1 = 6\cos \frac{\pi}{2} = 0 \text{ ga teng.}$$

1.14-masala. Nuqta $x = 10t^2 - 5$, $y = 20t^2 + 3$ qonuniyatga muvofiq harakatlanmoqda (t —sekund va S —metrlarda o'lchanadi).

Nuqtaning $t = 5$ sek dagi tezligi va tezlanishlari nimaga teng?

Yechish.

Dastlab nuqtaning tezliklarini aniqlaymiz. Tezlikning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari

$$v_x = \dot{x} = 20t, \quad v_y = \dot{y} = 40t$$

Nuqta tezligining moduli esa

$$v = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} = \sqrt{(20t)^2 + (40t)^2} = 44,72t \text{ m/sek}$$

Endi tezlanishni hisoblaymiz:

$$w_x = \ddot{x} = 20 = \text{const}, \quad w_y = \ddot{y} = 40 = \text{const},$$

Tezlanish moduli

$$w = \sqrt{w_x^2 + w_y^2} = 10\sqrt{2} \text{ m/sek}$$

Binobarin, nuqta $t=5$ sek o'tgach, 223,6 m/sek tezlikka va 14,14 m/sek² tezlanishga ega bo'ladi.

1.15-masala. Radiusi $R = 1,5$ m bo'lgan disk qo'zg'almas nuqta atrofida (t sek va $\varphi = 20t + 4t^3$ radianlar bilan o'lchanadi) qonuniyat asosida aylanmoqda. Diskning $t=5$ sek dagi tezligi va tezlanishlari aniqlansin.

Yechish.

Diskning burchak tezligi ω va burchak tezlanishi ε larni topamiz:

$$\omega = \dot{\varphi} = 20 + 12t^2,$$

$$\varepsilon = \ddot{\varphi} = 24t$$

Harakat boshlangandan $t=5$ sek o'tgach, disk $\omega = 20 + 12 \cdot 5^2 = 320 \text{ sek}^{-1}$ burchak tezlik, $\varepsilon = 24 \cdot 5 = 120 \text{ sek}^{-2}$ burchak tezlanish bilan aylanadi.

Diskning sirtida yotgan nuqta

$$v = \omega R = 320 \cdot 1,5 = 480 \text{ m/sek}$$

tezlikka ega. Mazkur nuqtaning tezlanishlarini hisoblaymiz:

$$w_n = \omega^2 R = (320)^2 \cdot 1,5 = 153600 \text{ m/sek} \quad (\text{normal tezlanish});$$

$$w_t = \varepsilon R = 120 \cdot 1,5 = 180 \text{ m/sek} \quad (\text{urinma tezlanish});$$

$$w = \sqrt{w_n^2 + w_t^2} = 392,15 \text{ m/sek} \quad (\text{to'la tezlanish}).$$



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Kinematikada mexanik harakat qanday holda o'rganiladi?
2. Harakat qonuni va harakat trayektoriyasi deganda nimani tushunasiz?
3. Harakat tabiiy usulda berilganda nuqtaning tezligi va tezlanishi formulalarini yozing.
4. Jismning ilgarilanma harakatini misollar yordamida tushuntiring.
5. Aylanma harakatdagi nuqtaning tezligi va tezlanishi qanday aniqlanadi?
6. Tekis parallel harakatning mohiyatini tushuntiring.

VII BOB

Dinamika

1.28-§. Asosiy tushunchalar

Dinamikada moddiy nuqta va qattiq jismlarning mexanik harakati ularning massasiga, harakatni vujudga keltiruvchi kuchlarga bog‘liq ravishda o‘rganiladi.

Dinamika yunoncha «dynamics» so‘zidan olingan bo‘lib, kuch degan ma‘noni anglatadi.

Ma‘lumki, jismning harakati ta’sir etuvchi kuchning miqdori va yo‘nalishiga, jismning massasi, geometrik shakli va o‘lchamlari, egallagan vaziyati kabilarga bog‘liqdir.

Dinamikada* asosan kuch, massa va tezlanishlar orasida munosabatlar o‘rnatilib, nuqta yoki jismlarning harakat qonunlari aniqlanadi.

Massa jismda mavjud bo‘lgan materiya miqdori bo‘lib, uning inertligini miqdor jihatidan tavsiflovchi fizik kattalikdir.

Jismning inertligi deganda qo‘yilgan kuchlar ta’sirida jismning o‘z tezligini o‘zgartirish (oshirish yoki kamaytirish) xususiyati tushuniladi. Masalan, bir xil kuchlar ta’sirida bir xil sharoitdagi ikki jismdan birinchisining tezligi ikkinchisiga nisbatan sekin o‘zgarsa, birinchi jism ko‘proq inertlikka ega deb hisoblanadi.

Klassik mexanikada jismning massasi o‘zgarmas, skalyar va musbat kattalik deb qaraladi.

Jismini tashkil etgan moddalarning miqdori bilan tavsiflanuvchi va inertligini ifodalovchi kattalik inersion massa deyiladi.

Jismning fizik xususiyatlariga bog‘liq bo‘lgan va

$$m = \frac{G}{g} = \text{const} \quad (1.79)$$

formula yordamida aniqlanadigan massa gravitatsion massa deyiladi.

Jismlarning tezligi v yorug‘lik tezligi c dan ancha kichik bo‘lgan odatdagi sharoitda gravitatsion va inersion massalar o‘zaro teng bo‘ladi.

Nisbiylik nazariyasida jismning massasi m uning tezligi v ga bog‘liq ekanligi isbotlangan:

* Statikada kuch fizik kattalik sifatida jismlarning o‘zaro ta’sirini ham miqdor, ham yo‘nalish jihatidan ifodalashi bayon etilgan edi.

$$m = \frac{m_0}{\sqrt{1 - \frac{v^2}{c^2}}} \quad (1.80)$$

Bu yerda m_0 — jismning tinch holatdagi massasi.
Xalqaro birliklar sistemasi (SI) da massa kilogramm (kg) bilan o'lchanadi.

1.29-§. Dinamikaning asosiy qonunlari

Ko'p yillik tajriba va kuzatishlar asosida dinamikaning qonunlari XVII asrda G.Galiley va I.Nyutonlar tomonidan kashf etilgan hamda 1687-yilda I.Nyutonning «Natural falsafaning matematik asoslari» asarida bayon etilgan.

Birinchi qonun (inersiya qonuni)

Ta'rif: tashqi kuchlardan holi bo'lgan moddiy nuqta biror kuch ta'sir etmaguncha o'zining tinch holatini yoki to'g'ri chiziqli tekis harakatini saqlaydi.

Ta'rifga ko'ra $\vec{F} = 0$ ga teng; shu sababli $\vec{w} = 0$, $\vec{v} = const$ bo'ladi.

Bu yerda \vec{F} — moddiy nuqtaga ta'sir etuvchi kuch vektori;
 \vec{v} — moddiy nuqtaning tezlik vektori;
 \vec{w} — moddiy nuqtaning tezlanish vektori.

Bu qonun o'rinli bo'lgan moddiy nuqtaning harakati inersion harakat, qonunning o'zi esa inersiya qonuni deyiladi.

Tanlangan sanoq sistemasi uchun inersiya qonuni o'rinli bo'lsa, bunday koordinatalar sistemasi **inersion sistema** deyiladi.

Muhandislik amaliyotida o'rganiladigan masala va muammolar uchun inersion sistema sifatida Yer bilan bog'langan koordinatalar sistemasi olinadi. Bunda Yerning sutkalik aylanishi va Quyosh atrofidagi egri chiziqli orbita bo'ylab harakati e'tiborga olinmaydi.

Ikkinchi qonun

(tezlanish va kuchning mutanosiblik qonuni)

Ta'rif: moddiy nuqtaning kuch ta'sirida olgan tezlanishi bilan massasining ko'paytmasi miqdor jihatidan shu kuchga teng bo'lib, tezlanishi kuch bilan bir xil yo'nalishda bo'ladi.

Ta'rifga ko'ra:

$$m \cdot \vec{w} = \vec{F} \quad (1.81)$$

Bu yerda $m = const$ bo'lib, moddiy nuqtaning massasi.

(1.81) tenglama dinamikaning asosiy tenglamasi bo'lib, tezlanish va kuchning mutanosiblik qonunini ifodalaydi.

Moddiy nuqtaning tezlanish vektori

$$\vec{w} = \frac{dv}{dt}$$

ekanligi kinematikadan ma'lum. Buni e'tiborga olib, dinamikaning asosiy tenglamasini

$$m \cdot \frac{dv}{dt} = \vec{F} \quad (1.82)$$

ko'rinishda yozamiz.

Moddiy nuqta inersion holatda bo'lishi uchun $\vec{F} = 0$ bo'lishi kerak; bu shart $\vec{v} = const$ bo'lganda bajariladi.

Kuch bilan tezlanish bir to'g'ri chiziq bo'ylab yo'nalgani sababli ularning modullari orasida quyidagi tenglik o'rinalidir:

$$m \cdot w = F \quad (1.83)$$

Bu formula jismning og'irlik kuchi G ni aniqlashga imkon beradi:

$$G = m \cdot g \quad (1.84)$$

Bu yerda $g=9,81 \text{ m/sek}^2$ — erkin tushish tezlanishi.

Uchinchi qonun

(ta'sir va aks ta'sirning tengligi qonuni)

Ta'rif: ikkita moddiy nuqta miqdorlari teng va shu nuqtalarni tutashtiruvchi to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar bilan bir-biriga ta'sir etadi.

Ta'sir kuchini \vec{F}_{12} , aks ta'sir kuchini esa \vec{F}_{21} deb belgilasak (1.57-shakl), ta'rifga binoan:

$$\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21} \quad (1.85)$$

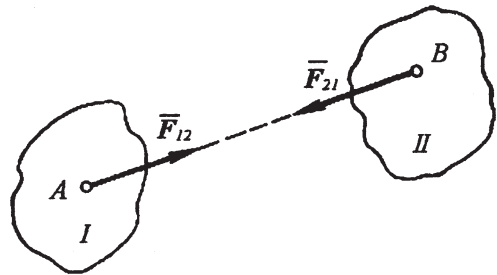
Bu yerda «minus» ishora kuchlarning o'zaro qarama-qarshi yo'nalganligini bildiradi.

Aks ta'sir etuvchi \vec{F}_{21} kuchning paydo bo'lishiga sabab ikkinchi jismning inertligidir, ya'ni ikkinchi jism o'zining dastlabki kinematik holati (inersiyasi)ni saqlashga intiladi.

Ta'sir va aks ta'sir kuchlarini qo'shib bo'lmaydi; boshqacha aytganda ular bir-birini muvozanatlamaydi, chunki bu kuchlar boshqa-boshqa jismlarga qo'yilgan.

Dinamikaning ikkinchi qonuniga ko'ra:

$$\begin{cases} F_{12} = m_1 \cdot w_1 \\ F_{21} = m_2 \cdot w_2 \end{cases}$$



1.57-sh a k l

Bularni e'tiborga olsak, quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (1.86)$$

Demak, ikki moddiy nuqtaning bir-biriga beradigan tezlanishlari ularning massalariga teskari proporsional bog'lanishda ekan.

Kuchlar ta'sirining bir-birlariga xalal bermaslik tamoyili

Ta'rif: moddiy nuqtaga bir vaqtda bir qancha kuchlar ta'sir etganda uning nuqtasi oladigan tezlanishi mazkur nuqtaga bu kuchlarning har biri alohida-alohida ta'sir etganda oladigan tezlanishlarining geometrik yig'indisiga teng.

Faraz qilaylik, m massali moddiy nuqtaga bir vaqtda $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta'sir ko'rsatsin va unga \vec{w} tezlanish bersin.

Bu moddiy nuqtaga berilgan kuchlarning har biri alohida-alohida ta'sir etganda beradigan tezlanishlarini mos ravishda $\vec{w}_1, \vec{w}_2, \vec{w}_3, \vec{w}_4, \dots, \vec{w}_n$ bilan belgilaylik.

Ta'rifga ko'ra:

$$\vec{w} = \vec{w}_1 + \vec{w}_2 + \vec{w}_3 + \vec{w}_4 + \dots + \vec{w}_n \quad (a)$$

Oxirgi ifodaning ikkala tomonini m ga ko'paytiramiz:

$$m\vec{w} = m\vec{w}_1 + m\vec{w}_2 + m\vec{w}_3 + m\vec{w}_4 + \dots + m\vec{w}_n \quad (b)$$

Dinamikaning ikkinchi qonuniga binoan:

$$m \cdot \vec{w}_1 = \vec{F}_1, \quad m \cdot \vec{w}_2 = \vec{F}_2, \quad m \cdot \vec{w}_3 = \vec{F}_3, \quad \dots, \quad m \cdot \vec{w}_n = \vec{F}_n$$

$$\text{Bundan } m\vec{w} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 + \dots + = \vec{F}_n = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i \quad (\text{d})$$

$$\text{yoki } \boxed{m \cdot \vec{w} = \vec{F}} \quad (1.87)$$

munosabatlar kelib chiqadi.

$$\text{Bunda } \vec{F} = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i \text{ — teng ta'sir etuvchi kuch.}$$

Demak, moddiy nuqtaga bir vaqtda bir necha kuchlar ta'sir etganda ham dinamikaning asosiy tenglamasi o'z kuchida qolar ekan.

(1.87) ni xOy inersial koordinata sistemasi o'qlariga proyeksiyalaymiz:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_x, \quad m \frac{d^2 y}{dt^2} = F_y \quad (\text{d})$$

$$\text{yoki } m\ddot{x} = F_x, \quad m\ddot{y} = F_y \quad (\text{e})$$

Bu yerda, x, y — harakatdagi nuqtaning koordinatalari;

\ddot{x}, \ddot{y} — nuqta tezlanishining koordinata

o'qlaridagi proyeksiyalari;

F_x, F_y — teng ta'sir etuvchi kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari.

Agar F kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalarini tegishlicha

$$F_x = \sum_{i=1}^n X_i, \quad F_y = \sum_{i=1}^n Y_i \quad (\text{f})$$

deb belgilasak, u holda

$$\boxed{m\ddot{x} = \sum_{i=1}^n X_i, \quad m\ddot{y} = \sum_{i=1}^n Y_i} \quad (1.88)$$

kelib chiqadi.

(1.88) tenglamalar erkin moddiy nuqta harakatining Dekart koordinata o'qlaridagi differensial tenglamalarini ifodalaydi.

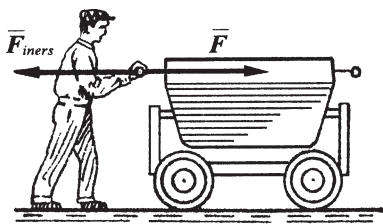
Dinamikaning masalalarini ikki guruhga bo'lish mumkin:

- ✓ **dinamikaning birinchi masalasida moddiy nuqta yoki jismning harakatiga ko'ra, ularga ta'sir etuvchi kuchlar aniqlanadi;**
- ✓ **dinamikaning ikkinchi (birinchiga teskari) masalasida moddiy nuqta yoki jismga ta'sir etuvchi kuchlarga ko'ra, ularning harakati aniqlanadi.**

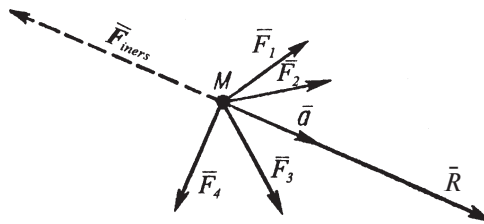
Dinamika masalalarini yechishda statikaning (masalan, kuchlarning muvozanati, kuchlarni qo‘shish, ularni sodda holga keltirish va shu kabi) hamda kinematikaning qoida va uslublaridan keng foydalaniladi.

1.30-§. Inersiya kuchi tushunchasi. Kinetostatika usuli

Aytaylik, ishchi aravachaga \vec{w} tezlanish berib, uni rels ustida $\vec{F} = m \cdot \vec{w}$ kuch bilan itarib bormoqda (1.58-shakl).



1.58-sh a k l



1.59-sh a k l

Dinamikaning uchunchi qonuniga muvofiq, ishchi aravacha tomondan miqdori \vec{F} kuchga teng, lekin unga qarama-qarshi yo‘nalgan

$$F^{iner} = -F = -m \cdot w \quad (1.86)$$

aks ta’sir (reaksiya)ga duch keladi. Bu aks ta’sir yoki aravachaning ishchiga ko‘rsatgan reaksiyasi inersiya kuchi deb atalib, ishchining qo‘liga ta’sir ko‘rsatadi.

Bu misolni tahlil qilib, harakat yo‘nalishiga teskari yo‘nalgan inersiya kuchi mavjudligiga ishonch hosil qildik.

Endi fransuz olimi D’alamber taklif etgan kinetostatika usulini ko‘rib chiqamiz.

Faraz qilaylik, M moddiy nuqtaga $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta’sir etayotgan bo‘lsin (1.59-shakl).

Bu kuchlar faol va reaksiya kuchlaridan iborat bo‘lishi, tabiiy; ularning teng ta’sir etuvchisi $\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ ga teng.

Kuchlar ta’sirining bir-biriga xalal bermaslik tamoyiliga asosan bu kuchlar ta’siridan moddiy nuqta \vec{w} tezlanish oladi:

$$m \cdot \vec{w} = \vec{R}$$

Oxirgi ifodani quyidagicha yozib olamiz:

$$-m \cdot \vec{w} + \vec{R} = 0$$

Inersiya kuchining ta'rifiga ko'ra

$$-m \cdot \vec{w} + \vec{R}^{iner} \quad (b)$$

bo'ladi. U holda

$$\vec{F}^{iner} + \vec{R} = 0 \quad (d)$$

yoki

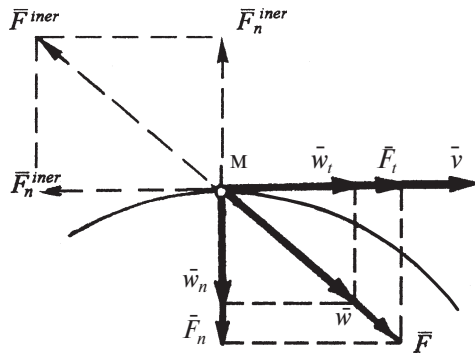
$$\boxed{\vec{F}^{iner} + \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 + \dots + \vec{F}_n = 0} \quad (1.89)$$

Oxirgi formulaga tayanib, D'lamber tamoyilining mohiyatini ta'riflaymiz: **moddiy nuqta harakatining istalgan paytida unga qo'yilgan faol kuchlar, reaksiya kuchlari va inersiya kuchi o'zaro muvozanatda bo'ladi.**

Shunday qilib, bu tamoyil dinamika masalalarini rasmiy ravishda statika masalalariga keltirishga imkon beradi. Odatda, bu usul **kinetostatika** usuli deyiladi.

Endi egri chiziqli trayektoriya bilan harakatlanayotgan M moddiy nuqtaga ta'sir ko'rsatuvchi inersiya kuchlarini aniqlaymiz (1.66-shakl).

Avvalo, moddiy nuqtaga qo'yilgan \vec{F} kuchni urinma ($\vec{F}_t = m\vec{w}_t$) va normal ($\vec{F}_n = m\vec{w}_n$) tashkil etuvchilarga ajratamiz. Xuddi shunday \vec{w} tezlanish ham urinma (\vec{w}_t) va normal (\vec{w}_n) tezlanishlarga ajratiladi.



1.60-shakl

Demak,

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

$$\vec{w} = \vec{w}_t + \vec{w}_n \quad (d)$$

Inersiya kuchi harakat yo'nalishiga teskari bo'ladi:

$$\vec{F}_t^{iner} = -m\vec{w}_t \quad (e)$$

$$\vec{F}_n^{iner} = -m\vec{w}_n \quad (k)$$

yoki

$$\vec{F}^{iner} = \vec{F}_t^{iner} + \vec{F}_n^{iner} \quad (1.90)$$

Inersiya kuchining moduli quyidagiga teng:

$$\vec{F}^{iner} = \sqrt{(F_t^{iner})^2 + (F_n^{iner})^2} = \frac{G}{g} \sqrt{w_t^2 + w_n^2} \quad (1.91)$$

Bu yerda $m = \frac{G}{g}$ — moddiy nuqtaning massasi.

1.31-§. O'zgarmas kuchning to'g'ri chizikli yo'ldagi ishi

Ixtiyoriy kuch ta'siridan jism joyidan qo'zg'alsa yoki ko'chsa, bu kuch qandaydir ish bajaradi, degan iboraga kundalik hayotimizda ko'p duch kelamiz.

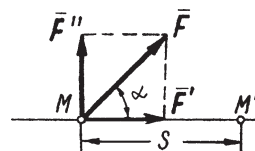
Kuch moduli va shu kuch ta'sirida moddiy nuqtaning bosib o'tgan yo'li qanchalik katta bo'lsa, bajarilgan ish ham shunchalik katta bo'lishi tabiiy.

Aytaylik, miqdori va yo'nalishi o'zgarmas kuch M moddiy nuqtaga α burchak ostida ta'sir etganda, u to'g'ri chiziq bo'ylab M' holatga ko'chib, $MM' = S$ yo'lni bosib o'tsin (1.61-shakl).

\vec{F} kuchni quyidagi ikkita tashkil etuvchiga ajratamiz:

$$F' = F \cos \alpha \quad (a)$$

$$F'' = F \sin \alpha \quad (b)$$



1.61-shakl

Moddiy nuqtaning harakat yo'nalishiga perpendikular yo'nalgan kuch hech vaqt ish bajarmaydi.

Faqat birinchi tashkil etuvchi F' ish bajaradi; bu ish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$W_e = F' \cdot s$$

yoki

$$W_e = F \cos \alpha$$

(1.92)

Bu yerda α — kuch va ko'chish yo'nalishlari orasidagi burchak.

Ta'rif: miqdori va yo'nalishi o'zgarmas kuch qo'yilgan moddiy nuqta to'g'ri chizikli harakat qilganda bajarilgan W_e ish F kuchning moduli, S yo'l (yoki ko'chish)-ning uzunligi va kuch bilan moddiy nuqtaning harakat yo'nalishi orasidagi burchak kosinusi ko'paytmasiga tengdir.

Xalqaro birliklar sistemasi (SI)da ish Joul (J) bilan o'lchanadi.

Bir Joul deb, bir Nyuton kuchning bir metr masofada bajargan ishiga aytiladi:

$$1J = 1N \cdot 1m$$

1.32-§. Quvvat. Foydali ish koeffitsienti

Amalda biror kuchning ta'sir etish samaradorligini baholashda faqat u bajargan ishni emas, balki shu ishni bajarishga sarflangan vaqtni ham bilish muhim ahamiyatga ega; shu maqsadda dinamikada quvvat tushunchasi kiritilgan.

Ta'rif: birlik vaqt davomida bajarilgan ish quvvat deyiladi.

Quvvatning o'rtacha qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$N_{o'rt} = \frac{\Delta W_e}{\Delta t} = \frac{F \Delta S \cos \alpha}{\Delta t} \quad (1.93)$$

Quvvatning haqiqiy qiymatini aniqlash uchun limitga o'tamiz:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta W_e}{\Delta t} \quad (a)$$

Agar kuchning bajargan ishi $W = W(t)$ funksiya ko'rinishida ifodalansa, u holda quvvat bajarilgan ishdan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng bo'ladi:

$$N = \frac{dW_e}{dt} \quad (b)$$

Aytaylik, kuchning bajargan ishi

$$W_e = F \cdot \Delta S \cos \alpha \quad (d)$$

ko'rinishda berilgan bo'lsin. U holda

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{F \Delta \cos \alpha}{\Delta t} = F \cos \alpha \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad (e)$$

Kuch qo'yilgan moddiy nuqtaning ko'chishidan vaqt bo'yicha olingan hosila uning tezligiga teng:

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} = \frac{dS}{dt} = v$$

Natijada, quvvat quyidagiga teng bo'ladi:

$$N = F \cdot v \cdot \cos \alpha \quad (1.94)$$

Xalqaro birliklar sistemasi (SI)da quvvatning o'lchov birligi sifatida vatt (Wt) qabul qilingan:

$$\begin{aligned} \text{yoki} \quad 1 \text{Wt} &= 1 \frac{\text{J}}{\text{sek}} \\ 1 \text{Wt} &= 1 \text{N} \cdot \frac{\text{m}}{\text{sek}} \end{aligned}$$

Ko'pincha texnik amaliyotda quvvatning o'lchov birligi sifatida ot kuchi (qisqacha o.k.)dan foydalaniladi:

$$1 \text{ o.k.} = 75 \text{ kg m/sek}$$

Har qanday mashinaning ish jarayonida sarflagan quvvatining bir qismi foydali ishni bajarishga, ma'lum qismi esa zararli qarshiliklarni yengishga sarf bo'ladi.

Masalan, tokarlik dastgohi iste'mol qiladigan quvvat metallarga ishlov berish (bu foydali ish) bilan bir qatorda harakatlantiruvchi qismlardagi ishqalanishni, havoning qarshiligini yengishga sarflanadi.

Ta'rif: **mashinaning ma'lum vaqt oralig'idagi foydali quvvatini iste'mol qilingan quvvatga nisbati yoki foydali ishning shu vaqt oralig'idagi sarflangan to'liq ishga nisbati foydali ish koeffitsienti deyiladi.**

Foydali ish koeffitsienti (qisqacha f.i.k.) o'lchamsiz miqdor bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta = \frac{N_f}{N} \quad (1.95)$$

Formuladan ko'rinib turibdiki, mashinaning f.i.k. qanchalik katta bo'lsa, iste'mol qilinadigan quvvatning shunchalik ko'p qismi foydali ishga sarflanib, isrofgarchilik kamayadi.

Zararli qarshiliklarni amalda butunlay yo'qotishning iloji yo'q, shu bois f.i.k. doimo birdan kichik bo'ladi.

1.33-§. Aylanma harakatda ish va quvvat

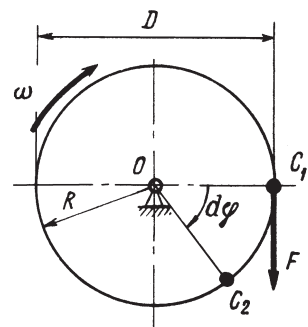
Qo'zg'almas o'qqa o'rnatilgan mutlaq qattiq jismning ixtiyoriy C_1 nuqtasiga \vec{F} kuch qo'yilgan bo'lsin (1.62-shakl).

Bu kuch ta'sirida $T_e = F \cdot \frac{D}{2}$ moment hosil bo'lib, jism chizma tekisligiga perpendikular bo'lgan o'q atrofida aylanma harakat qiladi. Odatda, T_e ga aylantiruvchi moment deyiladi. Jism $d\varphi$ burchakka burilganda C_1 nuqta aylana yoyi bo'yicha $s = \widetilde{C_1 C_2} = R d\varphi$ masofa bosib, C_2 vaziyatni egallaydi. Bu holda \vec{F} kuchning bajargan elementlar ishi quyidagicha aniqlanadi:

$$dW_e = F \cdot s = F \cdot R d\varphi = F \cdot \frac{D}{2} d\varphi$$

Jism chekli φ burchakka burilganda F kuchning bajargan ishi quyidagi integral yordamida aniqlanadi:

$$W_e = \int_0^{\varphi} F \cdot \frac{D}{2} d\varphi$$



1.62-shakl

Agar $F \frac{D}{2} = const$ ekanigini e'tiborga olsak, u holda $W_e = T_e \int_0^\varphi d\varphi = T_e \varphi$, ya'ni $W_e = T_e \varphi$ ifoda hosil bo'ladi.

Ta'rif: **qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi qattiq jismga qo'yilgan kuchning bajargan ishi aylantiruvchi momentni aylanish burchagiga ko'paytmasiga teng.**

Quvvatni aniqlashga o'tamiz:

$$N = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta W_e}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{T_e \Delta \varphi}{\Delta t} = T_e \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t}$$

Kinematikadan

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} = \omega$$

ekanligi ma'lum.

Natijada, $N = T_e \omega$ munosabat hosil bo'ladi.

Ta'rif: **qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi qattiq jismga qo'yilgan kuchning quvvati aylantiruvchi momentni burchak tezlikka ko'paytmasiga teng.**

Quvvatni minutiga aylanishlar soni orqali ifodalaymiz:

$$N = T_e \cdot \frac{\pi n}{30} \quad (1.96)$$

Bundan

$$T_e = 9,55 \cdot \frac{N}{n} \quad (1.97)$$

kelib chiqadi.

1.34-§. Moddiy nuqtaning harakat miqdori o'zgarishi haqidagi teorema

Moddiy nuqtaning **harakat miqdori** deb nuqtaning m massasini uning v tezlik vektoriga ko'paytmasiga teng bo'lgan

$$\vec{\kappa} = m\vec{v} \quad (1.98)$$

vektorga aytiladi.

Massa musbat va skalyar kattalik bo'lganligi uchun harakat miqdori vektori $\vec{\kappa}$ ning yo'nalishi doimo tezlik yo'nalishi bilan bir xil bo'ladi.

Xalqaro birliklar sistemasi (SI)da harakat miqdori $kg \cdot \frac{m}{sek}$ bilan o'lchanadi.

Harakat miqdori tushunchasi kuch impulsi* tushunchasi bilan chambarchas bog'liq.

Moddiy nuqtaning harakat miqdorini koordinata o'qlariga proyeksiyalash mumkin.

Ta'rif: **moduli va yo'nalishi o'zgarmas bo'lgan kuchning muayyan vaqt oralig'idagi kuch impulsi deb, \vec{F} kuch vektorini shu vaqt oralig'iga ko'paytmasiga teng bo'lgan vektorga aytiladi:**

$$\vec{S} = \vec{F} \cdot t \quad (1.98)$$

Bu yerda $t = t_2 - t_1$ ga teng (t_1 va t_2 — tegishli vaqtning boshlang'ich va oxirgi paytlari).

Vaqt skalyar kattalik bo'lganligi uchun kuch impulsi vektori \vec{S} ning yo'nalishi \vec{F} kuchning yo'nalishiga mos keladi.

Kuch impulsi ham harakat miqdori singari xalqaro birliklar sistemasi (SI)da N·sek bilan o'lchanadi.

Endi o'zgarmas kuch ta'sirida to'g'ri chiziqli harakatlanayotgan A moddiy nuqtaning harakat miqdori o'zgarishini ko'rib chiqamiz (1.69-shakl).

Kinematikadan ma'lumki, moddiy nuqtaning tezlanishini

$$w = \frac{v_2 - v_1}{t}$$

ko'rinishda ifodalash mumkin. Bundan

$$w \cdot t = v_2 - v_1$$

Dinamikaning ikkinchi qonunini

$$F = m \cdot w$$

skalyar ko'rinishda yozib, uning ikkala tomonini t ga ko'paytiramiz:

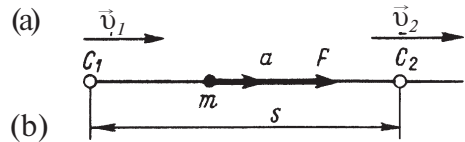
$$F \cdot t = m \cdot w \cdot t \quad (e)$$

Yuqoridagilarni e'tiborga olsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$mv_2 - mv_1 = \kappa \quad (1.99)$$

Bu ifoda moddiy nuqta harakat miqdorining o'zgarishi haqidagi teoremani ifodalaydi.

Demak, moddiy nuqta harakat miqdorining biror chekli vaqt oralig'ida o'zgarishi shu vaqt ichida unga ta'sir etuvchi kuchning impulsiga teng.



1.63- sh a k l

(d)

* Impuls lotincha so'z bo'lib, «turtki» degan ma'noni anglatadi.

1.35-§. Potensial va kinetik energiya

Mexanikada jismning energiyasi deganda uning muayyan sharoitlarda qandaydir ishni bajara olish qobiliyatini tavsiflovchi fizik kattalik tushuniladi.

Mexanik energiya potensial va kinetik energiyalarga ajraladi.

Jism yoki jismlarni tashkil etgan qismlarning o'zaro joylashuvigagina bog'liq bo'lgan energiya potensial yoki holat energiyasi deyiladi.

Jismning potensial energiyasi u bir vaziyatdan boshqa vaziyatga siljiganda yoki ko'chganda bajara oladigan ishi bilan o'lchanadi. Masalan, Yerdan h balandlikdagi G og'irlikka ega bo'lgan jismning potensial energiyasi Gh ko'paytmaga teng, chunki u Yerga tushishida xuddi shunday ishni bajaradi.

Potensial energiya tushunchasi nisbiy tushuncha bo'lib, faqat jismlarning vaziyatlarini o'zaro taqqoslagandagina ma'noga ega bo'ladi. Masalan, chuqurligi h_0 bo'lgan quduq chetida yotgan G_0 og'irlikdagi biror jismning yer sirtiga nisbatan potensial energiyasi nolga teng. Lekin shu vaqtda xuddi shu jism quduq tubiga nisbatan G_0h_0 potensial energiyaga ega.

Shuni alohida ta'kidlash muhimki, deformatsiyalanuvchi* barcha haqiqiy jismlarning potensial energiyasi mavjuddir. Masalan, jism tashqi kuch ta'sirida elastik deformatsiyalanganda uni tashkil etgan zarrachalarning joylashuv holati o'zgaradi, ya'ni deformatsiyaning potensial energiyasi paydo bo'ladi. Kuchning ta'siri to'xtatilgach, to'plangan potensial energiya hisobiga jism o'zining dastlabki holatiga to'liq qaytadi.

Jismning mexanik harakatdagi energiyasiga kinetik energiya yoki harakat energiyasi deyiladi.

Mexanikada moddiy nuqta harakatining dinamik xususiyatlaridan biri sifatida uning kinetik energiyasi olinadi.

Kinetik energiyani aniqlash uchun moddiy nuqta massasini uning tezligi kvadratining yarmiga ko'paytirish lozim:

$$E_k = \frac{mv^2}{2} \quad (1.101)$$

Birliklarning texnik sistemasida kinetik energiya ham xuddi shu ish kabi kilogrammetrda (kgm), SI sistemasida esa Joulda (J) o'lchanadi.

To'liq energiya potensial va kinetik energiyalar yig'indisiga teng:

$$W_T = E_p + E_k \quad (1.101)a$$

yoki

$$W_T = Fh + \frac{mv^2}{2} \quad (1.101)b$$

* Deformatsiya deganda tashqi kuch ta'sirida jismning shakli va hajmining o'zgarishi tushuniladi. Bu haqda kengroq ma'lumotlar 2.2-§ da berilgan.

Quyidagi ifoda mexanik energiyaning saqlanish qonunini ifodalaydi:

$$E_p + E_k = const \quad (1.102)$$

Energiyaning saqlanish qonuni energiyaning hamma vaqt o'zgarmay qolishini tasdiqlaydi. Boshqacha aytganda, Quyosh va Yer sistemasida potensial va kinetik energiyalarning yig'indisi doimo o'zgarasdir.

1.36-§. Qattiq jismning kinetik energiyasi

Har qanday jismni alohida olingan moddiy nuqtalarning yig'indisidan iborat, deb qarash mumkin. Shu sababli jismning kinetik energiyasi uni tashkil etgan n ta moddiy nuqtalarning kinetik energiyalari yig'indisiga teng:

$$E_k = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_i^2}{2} \quad (1.103)$$

Qattiq jismning kinetik energiyasini uning quyidagi harakatlarida hisoblashni ko'rib chiqamiz.

1. Ilgarilanma harakat (1.64-shakl).

Qattiq jism ilgarilanma harakat qilganda uning barcha nuqtalari har onda bir xil tezlikka ega bo'ladi:

$$v_i = v_A = v_B = \dots v_C \quad (1.104)$$

Bu yerda v_c — massa markazining tezligi.

Shuning uchun ilgarilanma harakatdagi jismning kinetik energiyasi massasi butun jism massasiga teng bo'lgan massalar markazining kinetik energiyasiga teng:

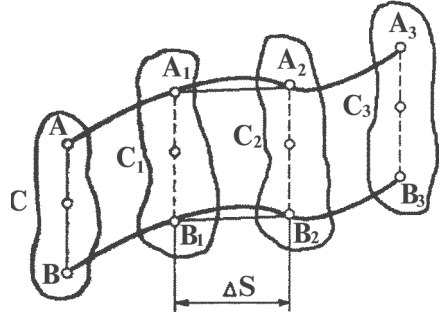
$$E_k = \sum_{i=1}^n \frac{m_i v_i^2}{2} = \frac{v_c^2}{2} \cdot \sum_{i=1}^n m_i;$$

yoki

$$E_k = \frac{M v_c^2}{2} \quad (1.105)$$

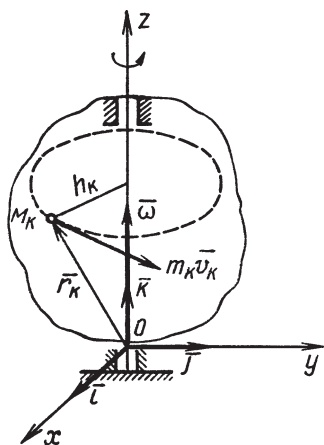
Bu yerda M — jismning massasi.

2. Qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakat.



1.64- sh a k l

Qo'zg'almas o'q atrofida aylanayotgan jism istalgan M_K nuqtasi tezligi $v_K = \omega h_K$ ga teng (1.65-shakl).



1.65- sh a k l

Bunda ω — jismning burchak tezligi;

h_K — M_K nuqtadan aylanish o'qigacha bo'lgan masofa.

Bu holda, jismning kinetik energiyasi

$$E_K = \sum_{i=1}^n \frac{m_K v_K^2}{2} = \sum_{i=1}^n \frac{m_K \omega^2 h_K^2}{2} = \frac{\omega^2}{2} \cdot \sum_{i=1}^n m_K h_K^2$$

yoki

$$E_K = I_z \frac{\omega^2}{2} \quad (1.106)$$

bo'ladi.

Bunda $I_z = \sum_{i=1}^n m_K h_K^2$ jismning aylanish o'qiga nisbatan inersiya momenti.

Binobarin, qo'zg'almas o'q atrofida aylanayotgan jismning kinetik energiyasi jismning aylanish o'qiga nisbatan inersiya momenti bilan uning burchak

tezligi kvadrati ko'paytmasining yarmiga teng.

3. Tekis parallel harakat.

Tekis parallel harakatni massalar markazi bilan birgalikdagi ilgarilanma harakat va uning atrofidagi aylanma harakatdan iborat ekanligini 1.27-§ da ko'rgan edik. Shu sababli

$$E_K = \frac{M v_C^2}{2} + I_{zC} \frac{\omega^2}{2} \quad (1.107)$$

Bu yerda I_{zC} — massalar markazi orqali harakat tekisligiga perpendikular ravishda o'tuvchi o'qqa nisbatan jismning inersiya momenti.

Tekis parallel harakatdagi jismning kinetik energiyasi massalar markazi bilan birgalikdagi jismning ilgarilanma harakat kinetik energiyasi va massalar markazi orqali harakat tekisligiga perpendikular ravishda o'tuvchi o'q atrofidagi aylanma harakat kinetik energiyalarining yig'indisiga teng.

1.37-§. Moddiy nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teorema

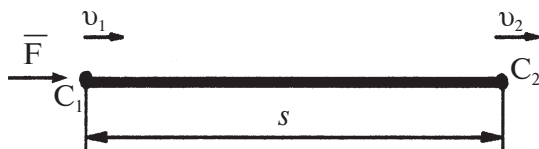
O'zgarmas kuch ta'sirida A moddiy nuqta to'g'ri chiziq bo'ylab C_1 holatdan C_2 holatga ko'chsin (1.66-shakl).

Moddiy nuqtaning o'rtacha tezligini

$$v_{o'rt} = \frac{v_1 + v_2}{2}$$

yoki

$$v_{o'rt} = \frac{s}{t} \quad (a)$$



1.66-sh a k l

formuladan aniqlash mumkin.

Bulardan

$$s = \frac{v_1 + v_2}{2} \cdot t \quad (b)$$

ekanligi kelib chiqadi.

F kuchning s ko'chishda bajargan ishini topamiz:

$$W_e = Fs = mw \cdot \frac{(v_1 + v_2)}{2} \cdot t \quad (d)$$

Bu yerda $w = \frac{v_2 - v_1}{t}$ ekanligi ma'lum.

Natijada,

$$W_e = m \frac{(v_2 - v_1)}{t} \cdot \frac{(v_1 + v_2)}{2} \cdot t = \frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2}$$

yoki

$$\boxed{\frac{mv_2^2}{2} - \frac{mv_1^2}{2} = W_e} \quad (1.108)$$

munosabat hosil bo'ladi.

(1.108) tenglama chekli ko'chishda moddiy nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teoremani ifodalaydi: **moddiy nuqtaning biror chekli ko'chishda kinetik energiyasining o'zgarishi unga ta'sir etuvchi kuchning mazkur ko'chishda bajargan ishiga teng.**

Agar moddiy nuqtaga $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta'sir ko'rsatsa, u holda (1.108) tenglamaning o'ng tomoniga shu kuchlarning teng ta'sir etuvchisi R ning bajargan ishi qo'yiladi. Odatda, bu ish barcha tashkil etuvchi kuchlar ishining algebraik yig'indisiga teng:

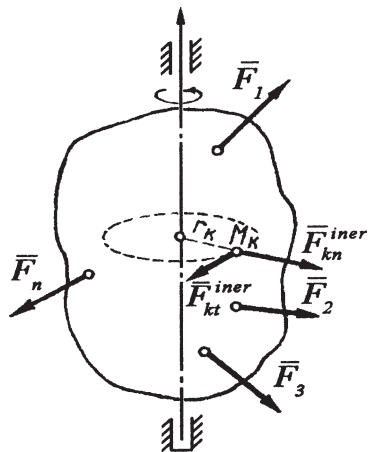
$$W_R = W_{F_1} + W_{F_2} + W_{F_3} + W_{F_4} + \dots + W_{F_n} \quad (1.109)$$

1.38-§. Qattiq jismning aylanma harakati uchun dinamikaning asosiy tenglamasi

Qattiq jism $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta'sirida qo'zg'almas z o'qi atrofida ε burchak tezlanish bilan harakatlanayotgan bo'lsin (1.67-shakl).

Kinetostatika usuli yordamida jismning burchak tezlanishini aniqlashga o'tamiz.

z o'qi atrofida aylanuvchi jismning muvozanat sharti quyidagicha: jismga qo'yilgan barcha faol kuchlardan va jismni tashkil etgan zarrachalarning inersiya kuchlaridan z o'qqa nisbatan olingan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lishi shart.



1.67-sh a k l

$$\sum_{i=1}^n M_{iz} = 0 \quad (1.110) \text{ a}$$

yoki

$$\sum_{i=1}^n M_z(F_i) - \sum_{i=1}^n M_z(F_i^{in}) = 0 \quad (1.110) \text{ b}$$

Bu yerda $\sum_{i=1}^n M_z(F_i)$ — faol kuchlardan z o'qqa nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisi.

Soddaroq bo'lishi uchun faol kuchlardan z o'qqa nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisini aylantiruvchi moment deb ataymiz va uni $T_{ayl} = \sum_{i=1}^n M_z(F_i)$ deb belgilaymiz.

$\sum_{i=1}^n M_z(F_i^{in})$ — inersiya kuchlardan z o'qqa nisbatan olingan momentlarining algebraik yig'indisi.

Chizmadan ko'rinib turibdiki, m_i moddiy nuqtaga normal va urinma kuchlanishlar bo'ylab inersiya kuchining tashkil etuvchilari ta'sir etmoqda.

Inersiya kuchining normal tashkil etuvchisining ta'sir chizig'i z o'qni kesib o'tganligi sababli mazkur o'qqa nisbatan moment bermaydi.

Inersiya kuchining urinma tashkil etuvchisi z o'qqa nisbatan moment beradi. Dastlab, inersiya kuchining urinma tashkil etuvchisini aniqlaymiz:

$$F_{ii}^{in} = m_i \cdot w_i = m_i r_i \varepsilon \quad (d)$$

U holda,

$$T_{ayl} - \sum_{i=1}^n F_{ii}^{in} \cdot r_i = 0$$

yoki

$$T_{ayl} - \varepsilon \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i^2 = 0 \quad (e)$$

Jismning z o'qqa nisbatan inersiya momenti $I_z = \sum_{i=1}^n m_i \cdot r_i^2$ ekanligini e'tiborga olib, quyidagi muhim tenglamani hosil qilamiz:

$$\boxed{I_z \cdot \varepsilon = T_{ayl}} \quad (1.111)$$

Bu yerda ε — burchak tezlanish.

Bu tenglama qo'zg'almas o'q atrofida aylanuvchi qattiq jism uchun dinamikaning asosiy tenglamasi deyiladi va quyidagicha ta'riflanadi: jismning o'qqa nisbatan inersiya momentini burchak tezlanishga ko'paytmasi aylantiruvchi momentga tengdir.

Jismlarning aylanma harakati uchun dinamikaning asosiy tenglamasi

$$I_z \cdot \varepsilon = T_{ayl} \quad (1.112)$$

ning ko'rinishi ilgarilanma harakat uchun Nyutonning ikkinchi qonuni

$$\boxed{m \cdot \vec{w} = \vec{F}} \quad (1.113)$$

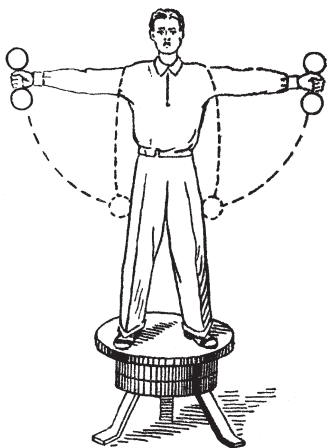
ni eslatadi. Go'yoki jismning massasi o'rnida o'qqa nisbatan inersiya momenti, chiziqli tezlanishi o'rnida burchak tezlanish, kuch o'rnida esa aylantiruvchi moment turibdi.

Oxirgi ikkita muhim tenglamalarni solishtirib, quyidagi xulosaga kelish mumkin:

✓ jismning massasi ilgarilanma harakatda, o'qqa nisbatan inersiya momenti esa aylanma harakatda inersiya o'lchovi bo'ladi;

✓ jismning massasi o'zgaras kattalikdir, ammo o'qqa nisbatan inersiya momenti jismning vaziyatiga qarab o'zgaradi (bu fikrni 1.68-shaklda tasvirlangan

N. E. Jukovskiy «stolchasi»dagi odamning ikki xil vaziyatdagi harakati ham tasdiqlaydi: vertikal o'qqa osongina aylanuvchan stoldagi odim qo'llarini (qadoq toshlar bilan birgalikda) yon tomonga ko'targan paytda hosil bo'ladigan inersiya momenti qo'llarni pastga tushirgan holatdakisiga nisbatan «keskin» farq qiladi.



1.68-sh a k l

Shunday qilib, aylanma harakatdagi jismning burchak tezlanishi

$$\varepsilon = \frac{T_{ayl}}{I_z} \quad (1.114)$$

formuladan topiladi.

VII bobga oid masalalar

1.16-masala (dinamikaning birinchi masalasiga oid). Massasi 0,8 kg bo'lgan jismning harakati

$$x = 5t + 3, \quad y = 6 + t - 3t^2$$

tenglamalar bilan ifodalanadi; bu yerda t sekund, x va y lar metrlar hisobida berilgan.

Jismga ta'sir etuvchi kuch aniqlansin.

Yechish.

Jismning kinematik harakat tenglamalari Dekart koordinata o'qlarida berilganligi uchun tezlanishning o'qlardagi proyeksiyalari quyidagicha aniqlanadi:

$$\ddot{x} = 0, \quad \ddot{y} = -6 \text{ m/sek}^2$$

Endi jismga ta'sir etuvchi kuchning koordinata o'qlaridagi proeksiyalarini topamiz:

$$F_x = m\ddot{x} = 0, \quad F_y = m\ddot{y} = 0,8(-6) = -4,8N$$

U holda,

$$F = F_y = -4,8N$$

1.17-masala (dinamikaning birinchi masalasiga oid). Massasi 0,5 kg bo'lgan jism

$$x = 5 \cdot \cos 3\pi t, \quad y = 2 \sin 4\pi t$$

qonuniyatga muvofiq harakatlanmoqda; bu yerda t sekund, x va y lar metrlar hisobida berilgan. Jismga ta'sir etuvchi kuchning proyeksiyalari qanday ifodalanadi?

Yechish.

Harakat tenglamalaridan vaqt bo'yicha ikki marta hosila olib, tezlanishlarning o'qlardagi proyeksiyalarini topamiz:

$$\ddot{x} = -45\pi^2 \cos 3\pi t, \quad \ddot{y} = -32\pi^2 \sin 4\pi t,$$

F kuchning koordinata o'qlaridagi proyeksiyalari quyidagicha:

$$F_x = m\ddot{x} = -22,5\pi^2 \cos 3\pi t \quad \frac{\text{kg} \cdot \text{sm}}{\text{sek}^2} \cdot N;$$

$$F_y = m\ddot{y} = -16\pi^2 \sin 4\pi t \quad \frac{\text{kg} \cdot \text{sm}}{\text{sek}^2} \cdot N$$

Harakat tenglamalarini e'tiborga olib, oxirgi ifodani quyidagicha o'zgartiramiz:

$$F_x = -22,5\pi^2 \frac{1}{5} x = -44,37x$$

$$F_y = -16\pi^2 \frac{1}{2} \cdot y = -78,88y$$

1.18-masala (dinamikaning ikkinchi masalasiga oid). Silliq gorizontal tekislikda yotgan massasi 5 kg bo'lgan jismga $F=20\text{kN}$ kuch gorizontal yo'nalishda ta'sir etmoqda. Ushbu kuch ta'sir etgunga qadar jism tinch holatda bo'lgan.

Jism $t=15$ sek vaqt o'tgach qanday tezlik bilan harakatlanadi?

Yechish.

Jismning gorizontal o'q bo'ylab harakat tenglamasi

$$mw_x = \sum X_i$$

yoki

$$mw_x = F_x$$

ko'rinishga ega.

Masalaning shartiga binoan, jism tekis tezlanuvchan harakat qilmoqda, shu bois $w = w_x = \text{const}$ bo'ladi.

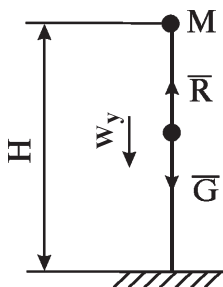
Oxirgi ifodadan

$$w = \frac{F}{m} = \frac{20}{5} = 4 \text{ m/sek}$$

Tekis tezlanuvchan harakatda jismning tezligi quyidagicha aniqlanadi:

$$v = v_0 + wt$$

Tekshirilayotgan hol uchun $v_0 = 0$ ga teng.



1.69- sh a kl

Shunday qilib, izlanayotgan tezlik

$$v = wt = 4 \cdot 15 = 60 \text{ m/sek}$$

1.19-masala (dinamikaning ikkinchi masalasiga oid). Og'irlik kuchi ta'sirida M jism $H=2000$ m balandlikdan havoning qarshiligiga duch kelgan holda tushmoqda. (1.69-shakl).

Havoning qarshilik kuchi o'zgarmas bo'lib, og'irlik kuchining uchdan biriga teng.

Jism boshlang'ich paytda tinch holatda bo'lgan. $t=3$ sek o'tgach, jism qanday tezlik va tezlanishga ega bo'ladi? Jism qancha vaqtdan keyin yerga tushadi?

Yechish.

Dinamikaning asosiy tenglamasiga ko'ra

$$mw_y = \sum Y_i = G - \frac{1}{3}G = \frac{2}{3}G$$

bundan

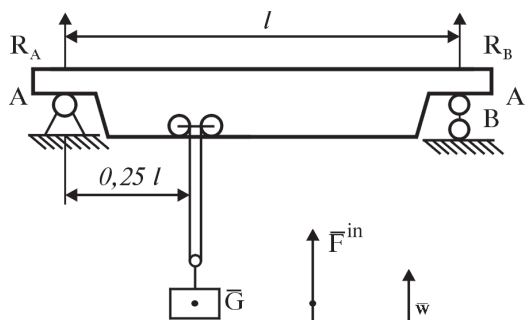
$$w = w_y = \frac{2G}{3m} = \frac{2mq}{3m} = \frac{2 \cdot 9,81}{3} = 6,54 \text{ m/sek}$$

Jism tekis tezlanuvchan harakat qilib, yerga tushmoqda;

Shu sababli: $v = v_0 + wt$

Masalaning shartiga muvofiq $v_0 = 0$ ga teng. U holda

$$v = wt = 6,54 \cdot 3 = 19,62 \text{ m/sek}^2$$



1.70-sh a kl

Bosib o'tilgan yo'l formulasi quyidagi ko'rinishga ega:

$$H = v_0 t + 0,5wt^2$$

Oxirgi ifodadan

$$t = \sqrt{\frac{2H}{w}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2000}{19,62}} = 14,28 \text{ sek}$$

1.20-masala. Massasi $m = 500$ kg yuk $w = 5$ m/sek² tezlanish bilan yuqoriga ko'tarilmoqda (1.70-shakl).

Tayanchlarda hosil bo'luvchi reaksiya kuchlarini hisoblang. Tayanchlar oralig'i $l=12$ m ga teng.

Yechish.

Yukning inersiya kuchi \bar{F}^{in} yuk tezlanishi \bar{w} ga teskari yo'naladi va modul jihatidan

$$F^{in} = mw = 1500 \cdot 5 = 7500 \frac{kg \cdot m}{sek^2} = 7,5kN$$

ga teng.

Tayanch bog'lanishlarini tegishli \bar{R}_A va \bar{R}_B reaksiyalar bilan almashtiramiz. Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{aligned} \sum Y_i &= 0; & R_A + R_B - F^{in} &= 0 \\ \sum M_A(\bar{F}_i) &= 0; & F^{in} \cdot \frac{l}{4} - R_B \cdot l &= 0 \end{aligned}$$

Bundan

$$\begin{aligned} R_B &= \frac{1}{4} \cdot F^{in} = 1,875kN \\ R_A &= F^{in} - R_B = 7,5 - 1,875 = 5,625kN \end{aligned}$$

ekanligi kelib chiqadi.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Dinamikada mexanik harakat qanday holda o'rganiladi?
2. Dinamikadagi ikki masalaning mohiyati nimadan iborat?
3. Dinamika qonunlaridan birini ta'riflang va uning ma'nosini tushuntiring.
4. Inersiya kuchi qanday paydo bo'ladi?
5. D'alamber prinsipining mohiyati nimada?
6. Ish va quvvat formulalarini yozing. Ularning o'lchamligi qanaqa?
7. Foydali ish koeffitsienti qanday aniqlanadi? Uning mazmunini yoriting.
8. Potensial va kinetik energiyalar qanday formulalardan topiladi?
9. Aylanma harakat uchun dinamikaning asosiy tenglamasi qanday ko'rinishga ega?

MATERIALLAR QARSHILIGI

VIII **BOB**

Umumiy tushunchalar

2.1-§. Materiallar qarshiligi fanining mohiyati va predmeti

Barcha muhandislik konstruksiyasi (mashina yoki inshoot) va uning qismlari mustahkamlik, bikrlik hamda ustuvorlik kabi muhim konstruktiv talablarga javob berishi lozim.

Muayyan miqdordagi tashqi yuklar ta'siridagi konstruksiya va ular qismlarining:

— **buzilmasdan (ikki qismga ajralib ketmasdan) qarshilik ko'rsata olishiga mustahkamlik;**

— **geometrik o'lchami, shakli o'zgarsa-da, lekin «haddan tashqari katta» deformatsiyalar hosil qilmaslik yoki boshqacha aytganda deformatsiyalarga qarshilik ko'rsata olishiga bikrlik;**

— **dastlabki (yuk qo'yilmagan paytdagi) elastik muvozanat holatini saqlay olishiga ustuvorlik deyiladi.**

Konstruksiya va konstruksiya qismlarining ko'ndalang kesim yuza o'lchamlari kattalashtirilsa bir vaqtning o'zida ularning mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligi oshishi tabiiy. Ammo bunday hollarda faqat materiallarga emas, balki mehnat ham ko'proq sarflanadi. Shu bois muhandis-loyihachilar loyihalashning boshqa maqbul usullarini izlashlari — materiallarni mumkin qadar kam talab qilgan holda yuqorida zikr etilgan uchta muhim talablarga bir vaqtda javob bera oladiganini tanlashlari, aniqrog'i, materiallar qarshiligi faniga murojaat qilishlari zarur.

Materiallar qarshiligi fanida yechiladigan masalalarning asosiy mazmuni quyidagilardan iborat:

- **konstruksiya elementlarining o'ziga xos, ayniqsa, xavfli kesimlaridagi ichki zo'riqish kuchlari, kuchlanishlar, deformatsiyalar va ko'chishlarni aniqlash;**
- **konstruksiya elementlarining mustahkamlik, bikrlilik, ustuvorlik kabi talablarni qanoatlantiruvchi zaruriy, ishonchli va foydalanishga qulayroq o'lchamlarini aniqlash;**
- **berilgan o'lchamlar bo'yicha konstruksiya elementlarining xavf-xatarsiz ishlashni ta'minlovchi eng katta kuch (yuk)larni topish.**

Bu fanda barcha masala va muammolar nazariy jihatdan matematika, nazariy mexanika hamda amaliy jihatdan esa qattiq jismlar fizikasi, materialshunoslik kabi fanlarga tayanib yechiladi.

Shuni alohida ta'kidlash zarurki, amaliy hisoblashlarda konstruksiya qismlarining hamma xossalari bir vaqtda e'tiborga olish juda qiyin.

Shu sababli materiallar qarshiligi fanini o'rganish jarayonida hamda uning barcha yechim va xulosalarini olishda quyidagi cheklanish (gipoteza)larga tayanish zarur:

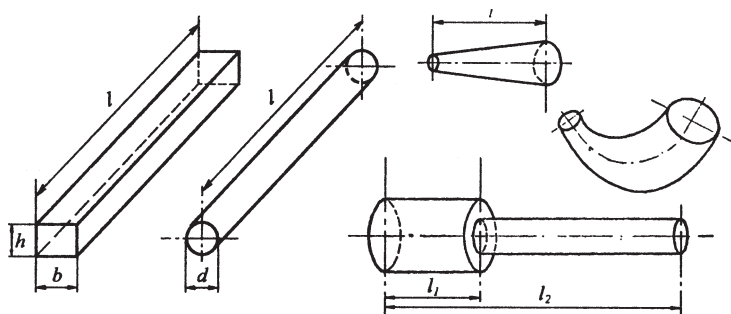
- **jism materiali yaxlit (g'ovaksiz);**
- **jism materiali bir jinsli;**
- **jism materiali izotrop;**
- **jism to'la elastik;**
- **kuchlanish va deformatsiyalar o'zaro chiziqli bog'lanishda.**

Bundan tashqari yana ikkita tamoyil ishlatiladi:

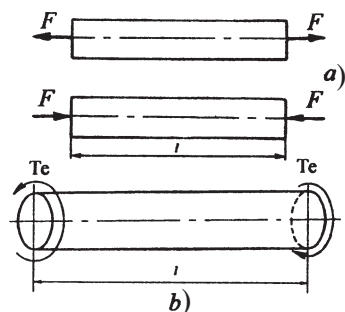
- **kuchlar ta'sirining bir-birlariga xalal bermaslik tamoyili (mazmuni: jism nuqtalarida hosil bo'ladigan kuchlanish va deformatsiyalar tashqi kuch (yuk)larning ketma-ket yoki tartibsiz qo'yilishiga bog'liq bo'lmaydi, balki ikkala holda ham kuchlanish va deformatsiyalar bir xil bo'ladi);**
- **Sen-Venan tamoyili (mazmuni: jismning birorta kichik bo'lagiga qo'yilgan muvozanatlashuvchi kuchlarning ta'siridan yuzaga kelgan kuchlanishlar «mahalliy» xarakterga ega bo'lib, ular kuchlar qo'yilgan qismdan uzoqlashgan sari juda tez so'na boshlaydi).**

Materiallar qarshiligida, asosan, brus va yupqa devorli sterjenlar o'rganiladi.

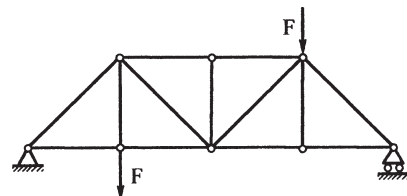
Ko'ndalang kesim yuza o'lchamlari uzunlik o'lchamiga nisbatan juda kichik bo'lgan jismlar brus deyiladi (2.1-shakl).



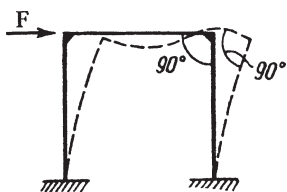
2.1-sh a k l



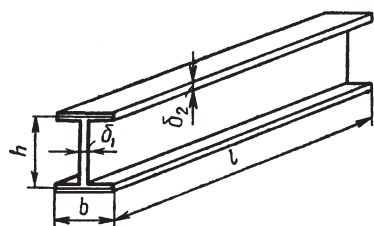
2.2-sh a k l



2.3-sh a k l



2.4-sh a k l



2-5-sh a k l

Bruslar o'qlarining holatiga ko'ra to'g'ri yoki egri, ko'ndalang kesim yuzasiga ko'ra esa o'zgarmas yoki o'zgaruvchan kesim yuzali bo'lishi mumkin.

Agar brus cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatsa yoki ishlasa **sterjen** (2.2-shakl, a), buralishiga qarshilik ko'rsatsa **val** (2.2-shakl, b) va egilishga qarshilik ko'rsatsa **to'sin** (2.2-shakl, d) deb ataladi.

Bir qancha sterjenlarning sharnirlar vositasida tutashtirilishidan hosil bo'lgan geometrik o'zgarmas tuzilmaga **ferma** deyiladi (2.3-shakl).

Bir qancha bruslarning o'zaro biktir qilib tutashtirilishi natijasida hosil bo'lgan tuzilmaga **rama** deyiladi (2.4-shakl).

Ramaning vertikal sterjenlari ustun, gorizontal sterjenlari esa rigel deyiladi.

Uchala o'lchamlari mos ravishda bir-birlaridan taxminan 8—10 martagacha farq qiluvchi jismlarga **yupqa devorli sterjen** deyiladi (2.5-shakl).

Yupqa devorli sterjenlar garchi nisbatan yengil bo'lsa-da, yetarlicha mustahkamlik va bikrlikka ega; shu sababli ular mashinasozlikda, samolyot-sozlikda, kemasozlikda va qurilish konstruksiyalarida keng ko'lamda ishlatiladi.

2.2-§. Tashqi kuchlar va deformatsiyalar

Tashqi kuch (yuk)lar jismlarga qo'yilishiga qarab **hajmiy** va **sirtqi** kuchlarga ajratiladi.

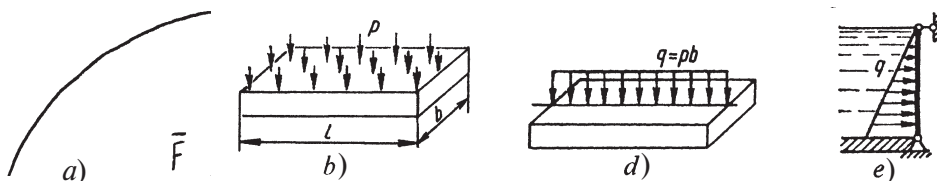
Hajmiy kuchlar jismlarning har bir ichki elementlari hajmiga ta'sir qilib, hajm birligiga to'g'ri keluvchi kuchning miqdori bilan tavsifladi va xalqaro birliklar sistemasi (SI)da kN/m^3 , N/m^3 kabi birliklarda o'lchanadi.

Og'irlik kuchlari va inersiya kuchlari hajmiy kuchlarga misol bo'ladi.

Sirtqi kuchlar tekshirilayotgan jismga qo'shni ikkinchi jismdan o'tadigan kuchlar natijasi bo'lib, to'plangan va yoyilgan (taqsimlangan) kuchlarga ajratiladi:

— jismning o'lchamlariga nisbatan juda kichik sirtiga ta'sir ko'rsatuvchi kuchlar to'plangan kuchlar deb atalib, xalqaro birliklar sistemasi (SI)da kN yoki N lar bilan o'lchanadi (2.6-shakl, a).

— aksincha, jism sirtidagi birorta yuzaga yoki undagi chiziqning biror qismiga ta'sir ko'rsatuvchi kuchlarga yoyilgan kuchlar deb ataladi (2.6-shakl, b); odatda, yuza bo'ylab taqsimlangan kuchlar kN/m^2 , N/m^2 lar, uzunlik bo'yicha taqsimlanganlari esa kN/m , N/m lar bilan o'lchanadi (2.6-shakl, d,e).



2.6-shakl

Tashqi kuchlar ta'sir etish muddatiga ko'ra doimiy (masalan, konstruksiya yoki uning qismlarining xususiy og'irlik kuchlari) va vaqtinchalik (masalan, poezdning temir yo'lga ta'siri) kuchlarga bo'linadi.

Bundan tashqari tashqi kuchlar jismlarga ta'sir etish tavsifiga ko'ra statik va dinamik kuchlarga ham bo'linadi.

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

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

Tashqi kuchlar yoki haroratning o'zgarishi natijasida barcha real jismlar deformatsiyalanadi, boshqacha aytganda ularning geometrik shakli, o'lchamlari va hajmi o'zgaradi.

Jismlarning deformatsiyalari ikki xil ko'rinishda namoyon bo'ladi:

- elastik deformatsiya;
- plastik deformatsiya.

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

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

2.3-§. Ichki kuchlar. Kuchlanishlar

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

Jismlar deformatsiyalanganda ularning kesimlaridagi zarrachalar bir-birlaridan qochishga yoki o'zaro yaqinlashishga intiladilar; **deformatsiyalangan jism zarrachalarining muvozanatini saqlovchi kuchlarga ichki zo'riqish kuchlari yoki ichki kuchlar deyiladi.**

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

Kesish usulining mazmunini tushuntirish maqsadida ixtiyoriy tayanchlarda (tayanchlar shaklda ko'rsatilmagan) yotuvchi birorta brusning muvozanatini tekshiramiz (2.7-shakl, a).

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

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

a) brusni ixtiyoriy V tekislik bilan fikran kesib, uni ikki qismga ajratamiz;

b) ixtiyoriy tomonni, masalan chap tomonni tashlab yuborib, o'ng tomonni alohida ajratib olamiz; albatta, bunday holatda ajratilgan qismning muvozanati buzilishi tabiiy;

d) ajratilgan qismning muvozanatini tiklash maqsadida tashlab yuborilgan tomonning ta'sirini kesim yuza bo'yicha ixtiyoriy ravishda taqsimlanuvchi va kesimning har bir nuqtasiga qo'yilgan kuchlar bilan almashtiramiz (2.7-shakl, b);

e) quyidagi statika tenglamalari yordamida ajratilgan qismning muvozanatini tekshiramiz:

$$\begin{aligned} \sum X_i = \sum F_{ix} = 0 & \quad \sum M_{xi} = \sum M_x(F_i) = 0 \\ \sum Y_i = \sum F_{iy} = 0 & \quad \sum M_{yi} = \sum M_y(F_i) = 0 \\ \sum Z_i = \sum F_{iz} = 0 & \quad \sum M_{zi} = \sum M_z(F_i) = 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Agar brusdan ajratilgan qism bitta tekislikda yotuvchi kuchlar ta'sirida bo'lsa, u holda yuqoridagi muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sum X_i = 0, \quad \sum Y_i = 0, \quad \sum M_{xi} = 0 \quad (2.2)$$

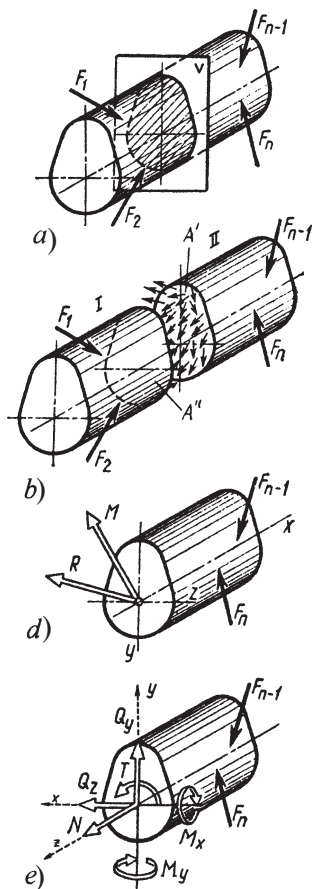
Endi kesimlardagi barcha ichki kuchlarni bitta bosh vektor R va bosh moment M bilan almashtirib, kesim og'irlik markaziga keltiramiz (2.7-shakl, d).

Bosh vektor va bosh momentlarni x, y, z o'qlariga proektsiyalab, quyidagi oltita ichki kuch omillariga ega bo'lamiz (2.7-shakl, e):

$$\begin{aligned} Q_x = \pm \sum X_i & \quad M_x = \pm \sum M_x(F_i) \\ Q_y = \pm \sum Y_i & \quad M_y = \pm \sum M_y(F_i) \\ N_z = \pm \sum Z_i & \quad M_z = \pm \sum M_z(F_i) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Bu yerda, $N=N_z$ — bo'ylama kuch;

Q_x, Q_y — ko'ndalang (kesuvchi yoki qirquvchi) kuchlar;



2.7-shakl

M_x, M_y — eguvchi momentlar;

$T = M_z$ — burovchi moment.

Ichki kuchlar quyidagicha ta'riflanadi:

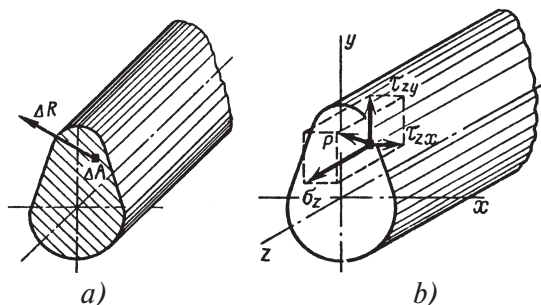
— ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan tekshirilayotgan kesim normaliga mos keluvchi o'qqa nisbatan olingan proyeksiyalarning algebraik yig'indisiga bo'ylama kuch deyiladi;

— ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan ox va oy markaziy bosh inersiya o'qlariga* nisbatan olingan proyeksiyalarning algebraik yig'indisiga ko'ndalang (kesuvchi) kuch deyiladi;

— ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan tekshirilayotgan kesim og'irlik markazidan o'tuvchi ox va oy o'qlarga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisiga eguvchi moment deyiladi;

— ajratilgan qismga qo'yilgan tashqi kuch va reaksiya kuchlaridan tekshirilayotgan kesim normaliga mos keluvchi o'qqa nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisiga burovchi moment deyiladi.

Tekshirilayotgan jismlarning istalgan kesimida yotuvchi nuqtadagi ichki kuchlar intensivligining o'lchovini bilish maqsadida **kuchlanish** tushunchasi kiritilgan.



2.8-shakl

Faraz qilaylik, tekshirilayotgan kesimning biror nuqtasi atrofidan olingan DA elementar yuzachaga ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi DR qo'yilgan bo'lsin (2.8-shakl, a).

Ichki kuchlar teng ta'sir etuvchisining elementar yuzachaga nisbati o'rtacha kuchlanish deyilib, quyidagicha ifodalanadi:

* bosh inersiya o'qlari (J_{max} va J_{min}) deb, tekis shaklning ixtiyoriy nuqtasidan o'tuvchi shunday ikkita o'zaro perpendikular o'qlarga aytiladiki, bu o'qlarga nisbatan olingan o'qli inersiya momentlari ekstremal (maksimal yoki minimal) qiymatlarga, markazdan qochirma inersiya momentlari esa nolga teng bo'ladi. Bosh inersiya o'qlarining yana shunday xarakterli xususiyati mavjudki, maksimal o'q doimo o'qli inersiya momenti katta bo'lgan o'q bilan kichik burchak tashkil etadi.

$$p_{o'rt} = \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad (2.4)$$

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

To'la kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A} \quad (2.5)$$

Kuchlanishlar Pa , MPa lar bilan o'lchanadi.

To'la kuchlanish vektorini koordinata o'qlariga parallel bo'lgan uchta tuzuvchiga ajratamiz (2.8-shakl, b); bu tuzuvchilarning birinchisini σ normal va qolgan ikkitasini τ urinma kuchlanishlar deb ataymiz. Odatda, to'la kuchlanishning tashkil etuvchilari bir indeksli σ (bu yerda, indeks yuzaga o'tkazilgan normalning yo'nalishini ko'rsatadi) va qo'sh indeksli (bu yerda, birinchi indeks yuzaga o'tkazilgan normalning yo'nalishini, ikkinchisi esa urinma kuchlanish tashkil etuvchisining yo'nalishini ko'rsatadi) bilan belgilanadi.

Yuqoridagi ifodadan foydalanib, normal va urinma kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_z = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta N_z}{\Delta A} \quad (2.5a)$$

$$\tau_{zx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_x}{\Delta A} \quad (2.5b)$$

$$\tau_{zy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta Q_y}{\Delta A} \quad (2.5d)$$

Normal kuchlanishlar bo'ylama (chiziqli) deformatsiyalarni, urinma kuchlanishlar esa siljish (burchakli) deformatsiyalarni yuzaga keltiradi.

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

$$p = \sqrt{\sigma_z^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2} \quad (2.6)$$



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Mashina va inshoot qismlariga qanday konstruktiv talablar qo'yiladi?
2. Materiallar qarshiligi fanida deformatsiyalanuvchi qattiq jism qanday guruhlarga ajratib o'rganiladi?
3. Tashqi kuchlar qanday guruhlarga ajratiladi?
4. Deformatsiyalarning turlarini tushuntiring.
5. Ichki kuchlar deganda qanday kuchlarni tushunasiz? Kesish usulining mohiyati nimadan iborat?
6. Nima maqsadda kuchlanish tushunchasi kiritilgan? Uning o'lchamligi qanday?
7. Materiallar qarshiligi fanida qabul qilingan cheklanish (gipoteza)larning mazmunini izohlang.
8. Materiallar qarshiligi fanida hal etiladigan masalalarning mohiyati nimalardan iborat?

Cho‘zilish yoki siqilish

2.4-§. Asosiy mulohazalar

Agar tekshirilayotgan sterjenlarning ko‘ndalang kesimlarida oltita ichki kuch faktorlaridan faqatgina bitta bo‘ylama kuch N_z ta’sir ko‘rsatib, qolganlari esa nolga teng bo‘lsa, u holda **cho‘zilish** yoki **siqilish** deformatsiyasi sodir bo‘ladi.

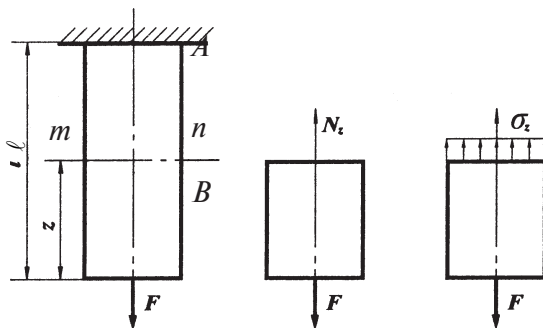
Biz bu bobda faqatgina markaziy cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyasini o‘rganish bilan chegaralanamiz.

Misollar: vagonlarni o‘zaro bog‘lovchi moslamalar, yuk ko‘tarish kranlaridagi po‘lat arqonlar, tasmali uzatmalarda tasmalar va shu kabilar cho‘zilishga, g‘ishtlar yoki toshlardan terilgan devorlar, temir-beton ustunlar va shu kabilar esa siqilishga qarshilik ko‘rsatadi.

2.5-§. Sterjenlarning markaziy cho‘zilish yoki siqilishga qarshilik ko‘rsatishi

I. Masalaning statik tomoni

Tekshirilayotgan sterjenni ixtiyoriy $m-n$ tekislik bilan fikran kesib, uni ikkita **A** va **B** qismlarga ajratamiz (2.9-shakl). Bu qismlardan birini, masalan yuqoridagisini tashlab yuborib, uning qoldirilgan qismga ko‘rsatgan ta’sirini N_z ichki kuch bilan almashtiramiz.



2.9-shakl

Ajratilgan qism uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum Z_i = 0 \quad \text{yoki} \quad -N_z + F = 0 \quad (2.7)$$

Agar normal kuchlanishni ko'ndalang kesim yuza bo'yicha tekis taqsimlangan, deb faraz qilsak, u holda (2.5)a ifoda

$$N_z = \sigma A \quad (2.8)$$

ko'rinishga keladi.

Bundan

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.9)$$

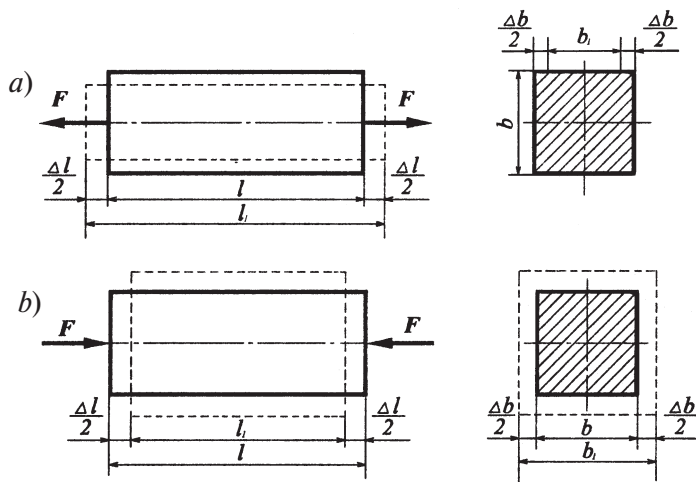
ekanligi kelib chiqadi.

Muvozanatning boshqa tenglamalari esa ayniyatga aylanadi.

II. Masalaning geometrik tomoni

Markaziy cho'zilish (siqilish)ga doir masalalarga geometrik nuqtai nazardan yondashish uchun sterjen deformatsiyalarining geometrik xossalarini tekshirish zarur.

Agar uzunligi ℓ va ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan sterjenga F kuchlar ta'sir etsa, u holda sterjen uzayib (2.10-shakl, a) yoki aksincha, qisqarib (2.10-shakl, b) ℓ_1 uzunlikka erishadi. Odatda, sterjen uzunligining bunday o'zgarishiga **bo'ylama deformatsiya** deyiladi.



2.10-sh a k l

Sterjen dastlabki uzunligi ℓ ning

$$\ell_1 - \ell = \Delta\ell \quad \text{yoki} \quad \ell - \ell_1 = \Delta\ell \quad (2.10)$$

miqdorga o'zgarishi absolyut uzayish yoki **absolyut qisqarish** deyiladi.

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

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

$$\varepsilon = \frac{\Delta\ell}{\ell} = \text{const} \quad (2.11)$$

Bu yerda ε — o'lchamsiz miqdor bo'lib, **nisbiy bo'ylama deformatsiya** deyiladi.

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

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

$$\varepsilon' = \frac{\Delta b}{b} \quad (2.12)$$

Elastiklik chegarasida nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning nisbiy bo'ylama deformatsiyaga to'g'ri mutanosib bog'lanishdaligi va ishoralari esa qarama-qarshi ekanligi tajribalarda tasdiqlangan:

$$\varepsilon' = \mu\varepsilon \quad (2.13)$$

Bu yerda μ — ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti yoki Puasson koeffitsienti deb atalib, materiallarning elastiklik xossalarini tavsiflaydi.

Barcha materiallar uchun Puasson koeffitsientining o'zgarish chegarasi $\mu = 0 \div 0,5$ ekanligi tajribalardan isbotlangan.

Ba'zi materiallar uchun μ ning qiymatlari 2.1-jadvalda keltirilgan.

Materiallar	μ	$E \cdot 10^5 \text{ MPa}$
Po'lat	0,26–0,33	(1,9–2,15)
Kulrang cho'yan (SCh 12–28, SCh 15–32)	0,23–0,27	(0,8–1,5)
Mis	0,31–0,33	(1,1–1,3)
Alyuminiy qotishmalar	0,33–0,36	(0,69–0,71)
Qarag'ay	–	(0,1–0,12)
Tekstolit	–	(0,07–0,13)
Beton	0,16–0,18	(0,15–0,23)
Rezina	0,5	0,00008
Po'kak (tiqin)	0	–

III. Masalaning fizik tomoni

Qo'yilgan masalaga fizik tomondan yondashish maqsadida tajribalardan olingan quyidagi asosiy natijalardan foydalanamiz:

a) sterjenning ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanish mazkur sterjen materialining elastiklik chegarasidagi kuchlanishiga yetmaguncha u elastik deformatsiyalanadi;

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

$$\frac{\sigma}{E} = \varepsilon \quad \text{yoki} \quad \boxed{\sigma = E\varepsilon} \quad (2.14)$$

Demak, cho'zilgan (siqilgan) sterjenlarda normal kuchlanish nisbiy bo'ylama deformatsiyaga to'g'ri mutanosib (mutanosib) bog'lanishda ekan; bu ta'rifga Guk qonuni deyiladi.

Bu yerda E – birinchi tur elastiklik moduli yoki Yung moduli deb atalib, kuchlanish o'lchov birligida ifodalanadi va materiallarning elastiklik xossasini tavsiflaydi. Aniqrog'i uning qiymati qancha katta bo'lsa, material shuncha elastik deb hisoblanadi.

2.1-jadvalda ba'zi materiallar uchun E ning qiymati keltirilgan.

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

Aksincha, elastiklik moduli E ning qiymati hamma yo‘nalishlarda turlicha bo‘lsa, u holda material **anizotrop** deyiladi; yog‘ochlar anizotrop material hisoblanadi.

(2.13) ni nazarda tutib, oxirgi formulani quyidagicha yozamiz:

$$\sigma = -\frac{1}{\mu} E \varepsilon' \quad (2.15)$$

XULOSA

Endi markaziy cho‘zilish (siqilish)ga oid masalalarni statik, geometrik va fizik nuqtayi nazardan tahlil qilish natijasida kelib chiqadigan xulosalar bilan tanishamiz.

Yuqoridagi formulalarni sterjenning absolyut deformatsiyasi Δl ga nisbatan yechib, quyidagiga ega bo‘lamiz:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} \quad (2.16)$$

bu yerda EA – sterjenning cho‘zilish va yoki siqilishdagi bikrligi.

(2.16) formuladan quyidagi xulosalarga kelish mumkin:

1) bir xil o‘lchamli sterjenlarning absolyut deformatsiyalari ta’sir etuvchi kuchga to‘g‘ri mutanosib bog‘lanishda bo‘ladi (2.11-shakl, a):

$$\Delta l_1 : \Delta l_2 = F_1 : F_2 \quad (a)$$

2) kesim yuzalari o‘zaro teng bo‘lgan sterjenlarning bir xil kuchdan hosil bo‘lgan absolyut deformatsiyalari ularning uzunliklariga to‘g‘ri mutanosibdir (2.11-shakl, b):

$$\Delta l_1 : \Delta l_2 = l_1 : l_2 \quad (b)$$

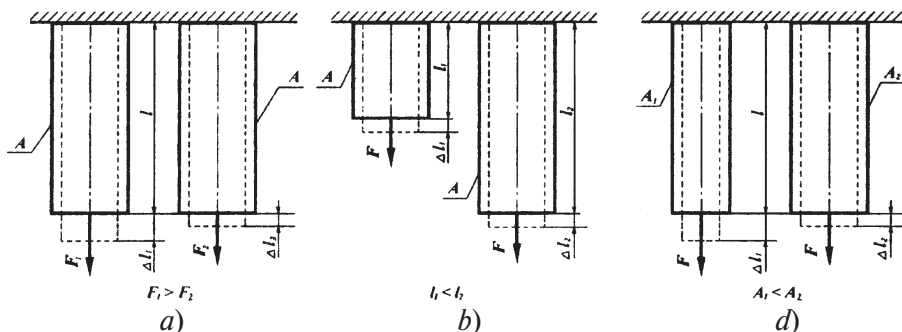
3) uzunliklari o‘zaro teng bo‘lgan sterjenlarning bir xil kuchdan hosil bo‘lgan deformatsiyalari bo‘lakcha ko‘ndalang kesim yuzasiga teskari mutanosibdir (2.11-shakl, d):

$$\Delta l_1 : \Delta l_2 = A_2 : A_1 \quad (d)$$

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

$$\Delta l = \sum_{i=1}^n \Delta l_i = \sum_{i=1}^n \frac{N_i l_i}{E_i A_i} \quad (2.17)$$

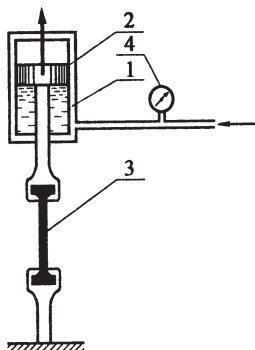
Bu yerda A va E lar o‘zgarmas miqdorlar hisoblanadi.



2.11-shakl

2.6-§. Materiallarning mexanik xossalarini tajriba yordamida tekshirish

Konstruksiya yoki konstruksiya elementlarining mustahkamligi, bikrligi va ustuvorligiga oid turli xil masalalarni yechayotganda ularni yasash uchun ishlatiladigan materiallarning mexanik xossalarini bilish juda muhimdir.



2.12-shakl

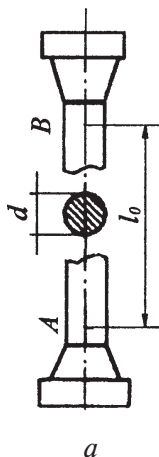
Materiallarning mexanik xossalari deyilganda ularning elastiklik (E , μ), mustahkamlik (σ_{mut} , σ_e , $\sigma_{o.ch.}$, σ_m), plastiklik (δ_q , Ψ) va energetik (u , a) tavsifnomalari tushuniladi.

Materiallarning mexanik xossalari tajribalar o‘tkazish usuli bilan aniqlanadi. Buning uchun materiallardan maxsus namunalar tayyorlanib, ular sinov mashinalarida cho‘zilish va siqilishga sinaladi.

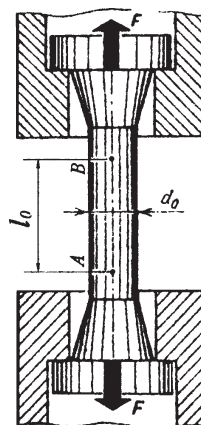
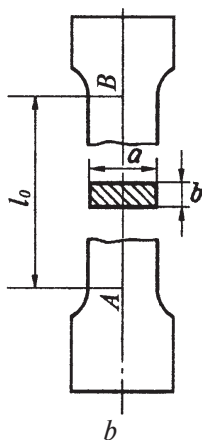
2.12-shaklda gidravlik usulda ishlaydigan sinov mashinasining prinsipial sxemasi keltirilgan; suyuqlik silindr 1 ga ma‘lum bosim ostida haydalgach, porshen 2

ni yuqoriga ko'tarib, namuna 3 ni cho'zadi. Cho'zuvchi kuchning qiymatini manometr 4 bilan o'lchanadigan bosim bo'yicha aniqlash mumkin. Ko'pgina zamonaviy sinov mashinalarida namunaga ta'sir etuvchi kuch F va shu kuch tufayli vujudga kelgan absolyut deformatsiya Δl orasidagi bog'lanish grafigini tajriba davomida chizib boruvchi avtomatik yozuv qurilmasi o'rnatilgan. Odatda, $F=f(\Delta l)$ bog'lanishdagi grafikka namunalarning cho'zilish yoki siqilish diagrammalari deyilib, u materiallarning mexanik xossalarini batafsil aniqlashga imkon beradi.

Materiallarni cho'zilishga sinash. Materiallarni cho'zilishga sinash uchun ulardan silindrik va tekis shakldagi maxsus namunalar tayyorlanadi (2.13-shakl, a, b).



2.13-shakl



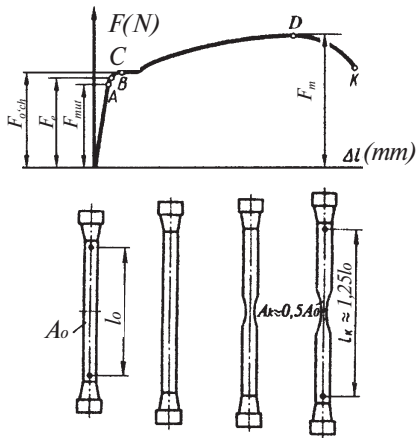
2.14-shakl

Odatda, o'rta qismining uzunligi va diametri orasidagi munosabatlarga qarab silindrik namunalar uzun ($l_0 = 10d$) va qisqa ($l_0 = 5d$) qilib yasaladi.

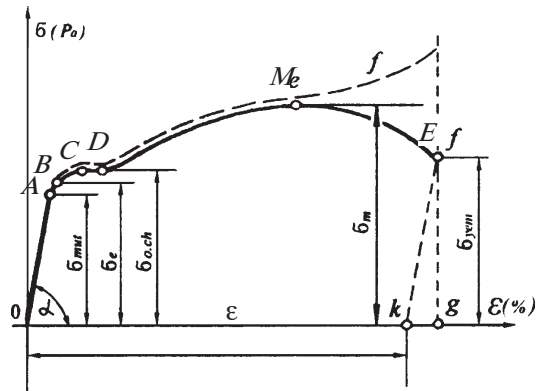
Sinov mashinasining pastki va yuqori qisqichlariga namuna mahkam o'rnatilib, keyin cho'ziladi (2.14-shakl).

2.15-shaklda kam uglerodli (St3) po'lat materialidan tayyorlangan namunaning cho'zuvchi kuch ostida «o'zini qanday tutish»ni ko'rsatuvchi birlamchi cho'zilish diagrammasi keltirilgan.

Ma'lumki, materiallar qarshiligida ko'pchilik konstruksiya elementlari normal kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi. Shuning uchun birlamchi cho'zilish diagrammasini $\epsilon\sigma$ koordinata tekisligida ifodalash zarur: cho'zilish diagrammasidagi absissa o'qidagi hamma qiymatlarni mos ravishda l_0 marta, ordinata qiymatlarini esa A_0 marta kamaytirish yo'li bilan osongina shartli kuchlanish diagrammasiga o'tish mumkin (2.16-shakl).



2.15-sh a k l



2.16-shakl

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

Endi diagrammalardagi tavsifli nuqta va zonalarini qayd etib, namunaning deformatsiyalanish jarayonini tahlil qilamiz.

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

Diagrammaning **OB** qismiga elastik zonasi deyiladi; bu zonada kuch (kuchlanish) bilan absolyut (nisbiy) deformatsiya orasida to'g'ri mutanosib bog'lanish bo'lib, material Guk qonuniga to'la bo'ysunadi. Kuchlanish diagrammasidagi nuqtaning holati mutanosiblik chegarasi deyiladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_{mut} = \frac{F_{mut}}{A_0} \quad (2.18)$$

Bu yerda F_{mut} — mutanosiblik chegarasiga mos kelgan kuch.

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

OA to'g'ri uchastkaning absissa o'qiga og'ish burchagining tangenisi elastiklik moduliga teng bo'ladi.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma_{mut}}{\varepsilon} = E \quad (2.19)$$

A nuqtadan boshlab diagramma egrilana boshlaganligi sababli Guk qonuni buziladi. Diagrammaning egri chiziqli uchastkasida yotuvchi **B** nuqtaning holati elastiklik chegarasi σ_e ga mos keladi.

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

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_0} \quad (2.20)$$

bu yerda, F_e – elastiklik chegarasiga mos keluvchi maksimal kuch.

Agar kuchlanishlarning qiymati σ_e dan oshib ketmasa, u holda namunada faqat elastik deformatsiya hosil bo‘ladi; aksincha, oshib ketse, namunada ham elastik, ham qoldiq deformatsiyalar paydo bo‘ladi.

Diagrammaning **CD** qismiga *oquvchanlik* zonasi deb ataladi. **C** nuqtadan boshlab, diagrammalar yo‘nalishini o‘zgartiradi, ya’ni deyarli o‘zgarmas kuchda ham sezilarli darajada deformatsiyaning oshishi sodir bo‘ladi — material go‘yoki «oqadi». Bu holatga to‘g‘ri kelgan kuchlanish oquvchanlik chegarasi deb ataladi va uning qiymati quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{o.ch} = \frac{F_{o.ch}}{A_0} \quad (2.21)$$

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

Diagrammaning gorizontaal uchastkasi oquvchanlik maydonchasi deb ataladi.

Oquvchanlik zonasida namunaning yaltiroq sirti xiralashib, uning o‘qi bilan 45° burchak tashkil etuvchi darz chiziqlar — Lyuders-Chernov chiziqlari hosil bo‘ladi.

Shuni ham ta’kidlab o‘tish kerakki, ba’zi maxsus po‘latlar, mis va bronza kabi materiallarning cho‘zilish diagrammasida oqish chegarasi aniq ko‘rinmaydi. Shu bois, bunday materiallar uchun oqish chegarasi shartli ravishda kuchlanishning 0,2 protsent qoldiq deformatsiya beradigan miqdori $\sigma_{0,2}$ ga teng qilib olinadi.

Diagrammalarning navbatdagi holati namunaga ta’sir etuvchi kuch (kuchlanish) va absolyut (nisbiy) deformatsiyalarning o‘shishi bilan tavsiflanadi. Cho‘zilish diagrammasining **DM** qismi mustahkamlanish zonasi deb ataladi; **M** nuqtaning holati materialning mustahkamlik chegarasi yoki vaqtlı qarshiligi **M** ga mos keladi.

Namuna chidash bera olmaydigan eng katta kuchning uning dastlabki kesim

yuzasiga boʻlgan nisbati **mustahkamlik chegarasi** deb ataladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_0} \quad (2.22)$$

Bu yerda F_m – mustahkamlik chegarasiga mos keluvchi maksimal kuch.

Kuchlanish σ_m ga yetganda namunaning koʻndalang kesim yuzasi qisqarib, «boʻyin» hosil boʻladi. «Boʻyin» boshlanishi bilanoq diagrammada koʻrsatilgandek, kuch va kuchlanish tobora kamaya boshlaydi. Namuna E nuqtaga tegishli

$$\sigma_e = \frac{F_e}{A_0} \quad (2.23)$$

kuchlanishda uziladi.

Bu yerda F_e – namunaning yemirilish paytidagi kuch.

Diagrammaning **ME** qismiga «mahalliy» oquvchanlik zonasi deyiladi.

Yuqorida bayon qilingan choʻzilish diagrammasining tavsifli nuqtalariga tegishli σ_{mut} , $\sigma_{o.ch}$ va σ_m kuchlanishlar materialning mustahkamlik tavsiflari deyiladi.

Materialning plastiklik tavsiflari esa quyidagilardan iborat:

a) nisbiy qoldiq uzayish

$$\delta_q = \frac{l_q - l_0}{l_0} \cdot 100\% \quad (2.24)$$

bu yerda l_0 – namunaning tajribadan oldingi uzunligi;

l_q – namunaning uzilgandan keyingi uzunligi;

b) kesim yuzaning nisbiy qoldiq ingichkalanishi:

$$\psi = \frac{A_0 - A_b}{A_0} \cdot 100\% \quad (2.25)$$

bu yerda A_0 – namunaning tajribadan oldingi koʻndalang kesim yuzasi;

A_b – namuna uzilgandan keyingi «boʻyin»ning koʻndalang kesim yuzasi.

Materiallarni siqilishga sinash. Turli xil materiallar siqilish deformatsiyasiga turlicha qarshilik koʻrsatadi.

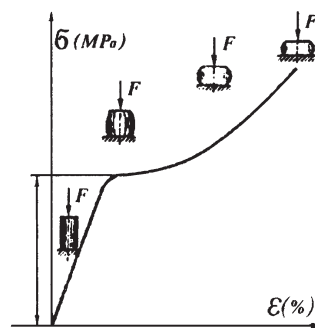
Metall materiallarni siqilishga sinashdan avval ulardan uzunligi diametri bilan $l=(1\div 3) d_0$ munosabatda bo'lgan silindrik namunalar tayyorlanadi; mo'rt va anizotropik materiallarni sinash uchun esa kub yoki silindrik shaklida tayyorlangan maxsus namunalar ishlatiladi.

Tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning buzilmasdan qoldiq deformatsiya olish layoqatiga **plastiklik** deyiladi. Materiallarni shtamplash, cho'zish, egish va shu kabi bir qancha texnologik jarayonlarni bajarishda ularning plastiklik xossaligidan foydalaniladi. Odatda, materiallarning plastikligi foizlarda ifodalanuvchi nisbiy uzayish δ_0 va kesim yuzalarining nisbiy ingichkalanishi ψ bilan o'lchanadi. Alyuminiy, latun, kam uglerodli po'latlar kabi materiallar yuqori plastiklik xossaligini o'zida namoyon qiladi.

Yuklanishning dastlabki davrida plastik materiallarning siqilish diagrammasi (2.17-shakl) cho'zilish diagrammasi kabi Guk qonuniga bo'ysunuvchi to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi; namuna esa yassilana borib, bochkasimon shaklni egallay boshlaydi.

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

$$\sigma_{o.ch} = \frac{F_{o.ch}}{A_0} \quad (2.26)$$



2.17- sh a k l

ko'rinishda yoziladi.

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

Namuna siqilganda buzilish belgilari sodir bo'lmasdan, u go'yoki «kulcha»lana boshlaydi, ya'ni uning ko'ndalang kesim o'lchamlari kattalashib, mustahkamligi orta boradi. Shuning uchun ham plastik materiallarning mustahkamlik chegarasini aniqlab bo'lmaydi.

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

Tashqi ta'sir kuchi natijasida materiallarning sezilarli darajada qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan buzilish qobiliyatiga **mo'rtlik** deyiladi. Cho'yan, yuqori uglerodli asbobsozlik po'latlari, g'isht, beton va shu kabilar mo'rt materiallar hisoblanib, ularda δ_0 va ψ larning miqdorlari yetarli darajada kichik bo'ladi.



2.18-sh a k l

Mo‘rt materiallar cho‘zilishdan ko‘ra siqilishga yaxshiroq ishlaydi. Ular siqilish jarayonida asos tekisligiga taxminan 45° qiyalikda yemirila boshlaydi (2.18-shakl).

Mo‘rt materiallar uchun mustahkamlik chegarasi

$$\sigma_M = \frac{F_M}{A_0} \quad (2.27)$$

ko‘rinishda bo‘ladi.

Bu yerda F_M — mustahkamlik chegarasiga to‘g‘ri kelgan yemiruvchi (chegaraviy) kuch;

A_0 — namuna ko‘ndalang kesimining deformatsiyagacha bo‘lgan yuzasi.

Ko‘pgina materiallar, xususan yog‘ochlar siqilganda anizotropik xossalarni o‘zlarida namoyon qiladi. Boshqacha aytganda, tolalari bo‘ylab va tolalariga tik yo‘nalgan siquvchi kuchlarga ular turlicha bardosh beradi. 2.19-shaklda yog‘och (qayin) namunaning siqilish diagrammasi keltirilgan.

Yog‘ochlarning mustahkamlik chegarasi quyidagi munosabatlardan topiladi:

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

$$\sigma'_M = \frac{F'}{A_0} \quad (2.28)$$

b) siquvchi kuch tolalarga tik yo‘nalganda:

$$\sigma''_M = \frac{F''}{A_0} \quad (2.29)$$

bu yerda F'_M va F''_M — namunani siquvchi (emiruvchi) kuchlar;
 A_0 — namunaning deformatsiyagacha bo‘lgan yuzasi.

2.2-jadvalda ba‘zi mashinasozlik materiallarining asosiy mexanik tavsiflari keltirilgan.

Materiallar	σ_{mut}^+ MP _a (cho‘zilishda)	σ_{mut}^- MP _a (siqilishda)	$\sigma_{o,ch}$ MP _a	δ_q %	Ψ %
Po‘latlar:					
St3	388..470	—	220..240	27..15	—
St5	500..620	—	260..280	21..19	—
30	500	—	300	21	50
45	610	—	360	16	40
40X	1000	—	800	10	45
Cho‘yanlar:					
SCH 12—28	120	500	—	—	—
SCH 21—40	210	950	—	—	—
VCH 50—1,5	500	1600	380	1,5	—
KCH 37—12	370	—	—	12	—
Dyuralyumin	450..540	—	290..440	14..8	—
Tekstolit	60...110	130..150	—	—	—

Tajribalardan olingan cho‘zilish yoki siqilish diagrammalaridan foydalanib, materiallarning quyidagi energetik tavsifnomalarini aniqlash mumkin:

a) deformatsiyaning potensial energiyasi

$$U = \frac{F^2 \cdot l}{2EA} \quad \text{yoki} \quad U = \frac{\sigma^2 \cdot Al}{2E} \quad (2.30)$$

Izoh: Oxirgi formulalar tarkibidagi kuch va kuchlanishlarning kvadratlari deformatsiyaning potensial energiyasi hamma vaqt musbat ekanligini ko‘rsatadi.

b) solishtirma potensial energiya

$$a = \frac{U}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (2.31)$$

2.7-§. Joiz kuchlanishlar

Tajribalar yordamida materiallarning mexanik xossalari aniqlangandan keyin, shunday kuchlanishlarni topish mumkinki, bu kuchlanishlar ta’sirida mazkur materiallardan tayyorlangan konstruksiya elementlari uzoq muddat davomida

o'zining mustahkamligini yo'qotmasdan xavf-xatarsiz ishlaydi. Odatda, bunday kuchlanishlarga mos ravishda materiallarning joiz (ruxsat etilgan) normal (σ_{adm})* va urinma (τ_{adm}) kuchlanishlari deb ataladi. Ba'zi adabiyotlarda σ_{adm} ni oddiy cho'zilish (siqilish)ga, τ_{adm} ni esa siljish (kesilish)ga joiz kuchlanishlar deb ham yuritiladi.

Ma'lumki, konstruksiya elementlari ishlash jarayonida qoldiq deformatsiyalarni hosil qilmasligi kerak. Buning uchun esa joiz kuchlanishning qiymati mutanosiblik yoki elastiklik chegaralaridan oshib ketmasligi shart. Shu sababli joiz normal kuchlanish xavfli kuchlanish σ_h ning ma'lum qismini tashkil qiladi:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_h}{n} \quad (2.32)$$

bu yerda, n — qiymati birdan kichik bo'lgan miqdor bo'lib, mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti deb yuritiladi.

Mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti konstruksiya yoki uning qismlarini tayyorlash uchun ishlatiladigan materiallarning plastikligi, mo'rtligi va kuchlar quyulishining tavsiflari kabi bir qancha faktlarga bog'liqdir.

Bundan tashqari mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti fan-texnika rivojlanish darajasiga ham bog'liq ekanligini alohida ta'kidlab o'tish muhimdir. Chunki, fan-texnika rivojlangan sari yangi, sifatli materiallarni tayyorlashga, detallarga ishlov berish texnologiyasini takomillashtirishga, hisoblash jarayonlarida esa barcha real sharoitlarni e'tiborga olishga erishiladi; bu o'z navbatida mustahkamlikning ehtiyot koeffitsientini kamaytirishga yoki joiz kuchlanishni oshirishga imkon beradi. Shuning uchun ham joiz kuchlanishlar oldindan yuqori tashkilotlar tomonidan qat'iy belgilanadi, unga amal qilish esa barcha muhandis-texnik xodimlar uchun majburiy hisoblanadi.

Amaliy hisoblashlarda statik kuchlar ta'siridagi plastik materiallar uchun xavfli kuchlanishning qiymati oquvchanlik chegarasi $\sigma_{o'ch}$ ga teng qilib olinadi:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{o'ch}}{n_{o'ch}} \quad (2.33)$$

bu yerda $n_{o'ch}$ — 1,4 ÷ 1,6 ga teng bo'lib, oquvchanlik chegarasidagi mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti deyiladi.

Statik kuchlar ta'siridagi mo'rt materiallar uchun esa xavfli kuchlanish o'rniga mustahkamlik chegarasi σ_m olinadi:

* indeksdagi *adm* inglizcha *admissible* so'zidan qisqartirilgan bo'lib, joiz degan ma'noni bildiradi.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_m}{n_m} \quad (2.34)$$

bu yerda $n_m = 2,5 \div 3,0$ ga teng bo'lib, mustahkamlik chegarasidagi mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti deyiladi.

Yog'och materiallari uchun esa mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti 3 dan 8 gacha oraliqda tanlanadi.

Ko'p ishlatiladigan metallar uchun joiz normal kuchlanishning qiymatlari 2.3-jadvalda keltirilgan.

2.3-jadval

Materiallarning nomi	σ_{adm} (MPa hisobida)	
	cho'zilishda	siqilishda
Kulrang cho'yanlar:		
SCh 12-28	20÷30	70÷110
SCh 15-32	25÷40	90÷150
Po'latlar:		
St 3	160	160
Uglerodli konstruksion po'lat	60÷250	60÷250
Ligerlangan konstruksion po'lat	140÷400 va yuqori	100÷400 va yuqori
Latun	70÷140	70÷140
Qarag'ay (tola bo'ylab)	7÷10	10÷12
Qarag'ay (tolaga tik)	—	1,5÷2
G'isht	0,2 gacha	0,6÷2,5
Beton	0,1÷0,7	1÷9

2.8-§. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti

Agar sterjenning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'lgan maksimal normal kuchlanishning qiymati uning materiali uchun joiz normal kuchlanishdan oshib ketmasa, u holda sterjen mustahkam deb hisoblanadi.

Cho'zilish yoki siqilishda sterjenlarning mustahkamlik sharti

$$\sigma_{max} = \frac{N_{max}}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (2.35)$$

ko'rinishda yoziladi.

Bu formula asosida quyidagi uch xil masala hal qilinadi:

1) *mustahkamlikka tekshirish.*

Bu quyidagi formula yordamida bajariladi:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \quad (2.36)$$

Agar sterjenga ta'sir etuvchi cho'zuvchi (siquvchi) kuchlar va uning ko'ndalang kesim o'lchamlari ma'lum bo'lsa, u holda ko'ndalang kesimdagi maksimal normal kuchlanishni aniqlab, uni joiz kuchlanish bilan solishtirib ko'rish mumkin; ular orasidagi farq amalda 5 foizdan oshmasligi kerak.

2) *mustahkam kesim yuza tanlash.*

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

$$A \geq \frac{N_{max}}{\sigma_{adm}} \quad (2.37)$$

ifodadan tanlanadi.

3) *eng katta kuchni aniqlash.*

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

$$N_{max} \leq \sigma_{adm} \cdot A \quad (2.38)$$

2.9-§. Ichki kuchlarning epyuralari va unga oid masalalar

Brus (sterjen, val, to'sin)larni mustahkamlik va bikrikka hisoblash paytlarida ularning qaysi kesimlarida ichki kuchlar ekstremal (maksimal yoki minimal) qiymatlarga erishishini, aniqrog'i, ichki kuchlarning brus uzunligi bo'yicha o'zgarish qonuniyatini bilishga to'g'ri keladi. Odatda, bu qonuniyatni analitik bog'lanishlar va ular yordamida quriladigan epyuralar orqali ifodalash mumkin.

Ichki kuchlarning brus uzunligi bo'yicha o'zgarish qonuniyatini ko'rsatuvchi grafik yoki diagramma mazkur ichki kuchlarning epyuralari yoki qisqacha epyura deyiladi.

Demak, epyuralarni to'g'ri qurish muhim ahamiyatga ega ekan, chunki ular yordamida brusning xavfli kesimi tanlanadi hamda ichki kuchlarning hisobiy qiymatlari aniqlanadi.

Har bir ichki kuchning o'ziga aynan bitta tenglama mos keladi.

Epyuralarni qurishda quyidagi umumiy tartiblardan foydalanish tavsiya etiladi:

1) statikaning muvozanat tenglamalari yordamida tayanch reaksiya kuchlari* aniqlanadi;

2) brusni tegishli «oraliq»larga ajratib, ma'lum tartibda ular I, II, III,... raqamlar bilan belgilanadi; oraliqning chegaralari quyidagilardan iborat bo'lishi mumkin (2.20-shakl):

a) to'plangan kuchlar va juft kuchlar qo'yilgan kesimlar;

b) bitta qonuniyat bo'yicha o'zgaruvchi yoyilgan kuchlarning boshlanish va oxirgi kesimlari;

d) bruslarning siniq joylari.

3) kesish usulidan foydalanib, har bir oraliq uchun ichki kuchlarning analitik ifodalari yoziladi; bunda ichki kuchlarning ishoralariga alohida e'tibor berish zarurdir.

4) analitik ifodalar tarkibidagi o'zgaruvchi z ga tegishli qiymatlar berib, har bir oraliqning tavsifli kesimlaridagi ichki kuchlarning miqdorlari — ordinatalari hisoblanadi.

5) ordinatalar aniq masshtab bilan brus o'qiga parallel qilib o'tkazilgan nol chizig'iga tik (perpendikular) qilib joylashtiriladi va epyura chiziladi; odatda, epyurada musbat qiymatlar nol chizig'ining yuqori, manfiy qiymatlar esa pastki qismiga joylashtiriladi.

6) epyura nol chizig'iga tik bo'lgan chiziqlar bilan shtrixlanadi.

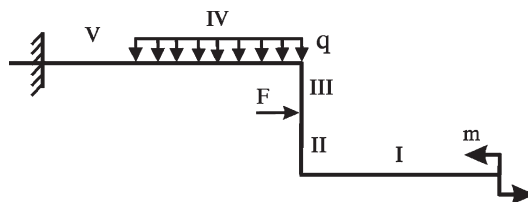
2.1-masala. O'zgarmas kesimli brus $F_1 = F$, $F_2 = 2F$ va $F_3 = 4F$ kuchlar bilan yuklangan (2.21-shakl, a).

Bo'ylama kuch epyurasini qurish talab etiladi.

Yechish.

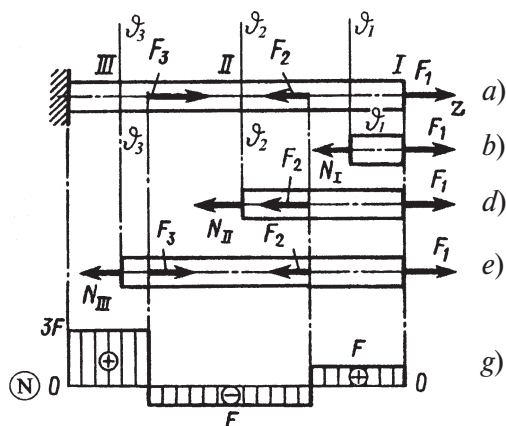
Sterjen o'ng tomondagi uchi bilan qistirib mahkamlanganligi sababli masalani chap tomondan boshlab yechamiz; z o'qini sterjen o'qi bo'ylab yo'naltiramiz. Sterjen uchta oraliqdan iborat.

Kesish usulidan foydalanamiz: har bir oraliqni mos ravishda v_1-v_1 , v_2-v_2 va v_3-v_3 tekisliklari bilan fikran qirqib, qirqilgan kesimlarga nisbatan



2.20-shakl

* faqat bir uchi bilan qistirib mahkamlangan bruslar uchun bu tavsiyani bajarmasa ham bo'ladi, chunki masala brusning erkin uchidan boshlab ham yechilishi mumkin.



2.21-shakl

bo'ylama kuchlarning tenglamalarini yozib olamiz (2.21-shakl, b,d,e).

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

$$N(z) = \pm \sum Z_i \quad (a)$$

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

Endi (a) ni har bir qirqilgan kesimga nisbatan yozib chiqamiz:

I oraliq ($0 \leq z_1 \leq l$)

o'ng tomon uchun: $N(z_1) = F_1 = F = \text{const}$

II oraliq ($l \leq z_2 \leq 3l$)

o'ng tomon uchun: $N(z_2) = F_1 - F_2 = F - 2F = \text{const}$

III oraliq ($0 \leq z_3 \leq l$)

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

Bu qiymatlar yordamida aniq masshtab bilan bo'ylama kuchning epyurasini quramiz (2.21-shakl, g).

2.2-masala. Pog'onali brusga $F_1 = F$ va $F_2 = 2,5 \cdot F$ kuchlar ta'sir etmoqda (2.22-shakl, a). Uning kesim yuzasi $A = 10^3 \text{ mm}^2$, cho'zilishdagi va siqilishdagi joiz kuchlanishlari tegishli $\sigma_{adm}^+ = 40 \frac{N}{\text{mm}^2}$ va $\sigma_{adm}^- = 120 \frac{N}{\text{mm}^2}$ ga teng. F kuchning joiz qiymatini toping.

Yechish.

Kesish usulidan foydalanib, har bir oraliq uchun bo‘ylama kuch N va normal kuchlanish σ larning epyuralarini quramiz (2.22-shakl, b,d).

Normal kuchlanish epyurasidan ko‘rinib turibdiki, bruchning I oralig‘ida eng katta siquvchi normal kuchlanish $\sigma_{\max}^- = \frac{F}{A}$, III oralig‘da esa eng katta cho‘zuvchi normal kuchlanish $\sigma_{\max}^+ = 0,75 \frac{F}{A}$

paydo bo‘ladi.

Cho‘zilish (siqilish)da mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\text{I oralig‘ uchun } \sigma_1 = \frac{N_1}{A} = \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{a})$$

$$\text{III oralig‘ uchun } \sigma_{III} = \frac{N_3}{2A} = 0,75 \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (\text{b})$$

Bulardan

$$F'_{adm} = A \cdot \sigma_{adm} = 10^3 \cdot 120 = 120 \text{ kN}$$

$$F'''_{adm} = \frac{1}{0,75} A \cdot \sigma_{adm} = \frac{1}{0,75} \cdot 10^3 \cdot 40 = 53,4 \text{ kN}$$

$F'''_{adm} \leq F'_{adm}$ bo‘lganligi uchun joiz kuch sifatida

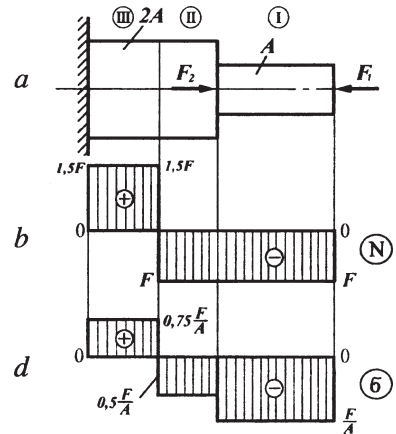
$$F_{adm} = F'''_{adm} = 53,4 \text{ kN}$$

olinadi.

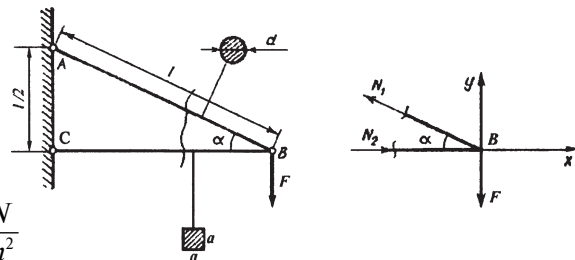
2.3-masala. Kronshteynning gorizontaal o‘rnatilgan CB sterjeni yog‘ochdan, AB tortqisi esa po‘latdan tayyorlangan (2.23-shakl, a). Tortqining uzunligi $\ell = 5 \text{ m}$ bo‘lib, $\alpha = 30^\circ$ ostida B tugunga sharnir vositasida birlashtirilgan; tugunga $F = 2,5 \cdot 10^4 \text{ N}$ yuk osilgan. Sterjenning kesimi kvadrat, tortqiniki esa doiraviy bo‘lib, joiz kuchlanishlari

$$\sigma_{adm}^{yoq.} = 100 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \quad \sigma_{adm}^{po'l} = 1600 \text{ a} 10^5 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

ga teng.



2.22-shakl



2.23-shakl

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

Yechish.

Kesish usulidan foydalanib (2.23-shakl, b), B tugunning muvozanatini tekshiramiz:

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

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

Bu yerda N_1 — tortqida paydo bo'luvchi ichki zo'riqish (bo'ylama cho'zuvchi kuch);

N_2 — sterjenda paydo bo'luvchi ichki zo'riqish (bo'ylama siquvchi kuch).

$$\text{Bundan } N_1 = \frac{1}{\sin \alpha} \cdot F = \frac{2,5 \cdot 10^4}{0,5} = 5 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$N_2 = F \operatorname{ctg} \alpha = 2,5 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{3} \approx 4,25 \cdot 10^4 \text{ N}$$

(2.37) formulani tadbiq etib, ko'ndalang kesimning xavfsiz o'lchamlarini aniqlaymiz:

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

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

Ikkinchi tomondan tortqi va sterjen yuzalari quyidagicha aniqlanadi:

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4}; \quad A_2 = a^2$$

Demak,

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

Bulardan

$$d = \sqrt{\frac{5 \cdot 10^{-3}}{4\pi}} = 0,02 \text{ m} \quad a = \sqrt{4,25 \cdot 10^{-3}} = 0,065 \text{ m}$$

2.4-masala. Chap uchi bilan sharnir va BC tortqi yordamida devorga mahkamlangan mutlaq qattiq jism AD ga $F = 40kN$ kuch qo'yilgan (2.24-shakl, a). Tortqi materiali St 3 po'latdan yasalgan bo'lib, kesimi ikkita teng yonli burchaklik (GOST 8509-72 bo'yicha o'lchamlari $40 \cdot 40 \cdot 4$ mm, $A_0 = 3,08$ sm²)dan iborat. Bundan tashqari $a = 2m$, $\ell = 2,5m$, $\alpha = 30^\circ$ va $\sigma_{adm} = 160MPa$ ekanligi ma'lum.

Tortqi mustahkamlikka tekshirib ko'rilsin.

Yechish.

Kesish usulini qo'llab, quyidagi muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.24-shakl, b):

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

bundan

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

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

$$\sigma_h = \frac{N}{A} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,08 \cdot 10^{-4}} = 162 \cdot 10^6 Pa = 162MPa$$

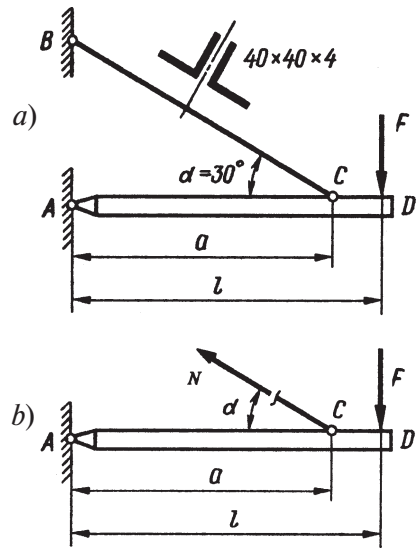
Kuchlanishlar farqi

$$\delta = \frac{|\sigma_h - \sigma_{adm}|}{\sigma_{adm}} \cdot 100\% = \frac{162 - 160}{160} \cdot 100\% = 1,25\%$$

2.10-§. Cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga oid statik aniqlash masalalar

Cho'zilish (siqilish) deformatsiyasiga oid masalalarni yechayotganda, bordiyu sterjenlar (sterjenlar tizimi)ning tayanchlarida hosil bo'luvchi reaksiya kuchlari yoki ularning ko'ndalang kesimlaridagi zo'riqish kuchlarini statikaning muvozanat tenglamalari yordamida aniqlash mumkin bo'lmasa, bunday masalalarga cho'zilish (siqilish)dagi statik aniqlash masalalar deyiladi.

Bu mavzuni quyidagi ikkita masala orqali tushuntiramiz.



2.24-shakl

2.5-masala. Ko'ndalang kesim yuzasi A ga teng bo'lgan ustunning yuqori uchi shipga, pastki uchi esa polga qistirib mahkamlangan bo'lib, unga $F_1 = 50$ kN va $F_2 = 100$ kN tashqi kuchlar qo'yilgan (2.25-shakl, a).

Ustunning ko'ndalang kesimida hosil bo'luvchi zo'riqish kuchlarini topish talab etiladi. Birklik $EA = \text{const}$, $\ell_1 = 0,3$ m, $\ell_2 = 1,1$ m, $\ell = 2$ m deb hisoblansin.

Yechish.

1. Masalani statik tomonini tekshiramiz. Yuqori va pastki tayanchlarni R_C va R_B reaksiya kuchlari bilan almashtiramiz.

Ustun F kuch va ship bilan polning reaksiyalari ta'sirida muvozanat holatida turadi; shu sababli, statikaning muvozanat tenglamasi quyidagicha ko'rinishda yoziladi:

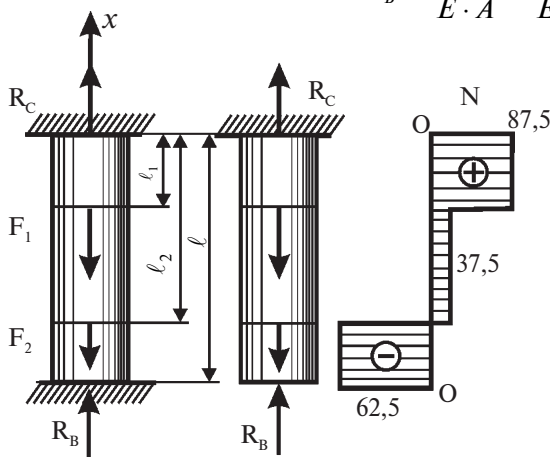
$$\sum X_i = 0 \quad \text{yoki} \quad R_C + R_B - F_1 - F_2 = 0 \quad (a)$$

Oxirgi tenglamada ikkita noma'lum bor, ya'ni masala bir marta statik aniqmasdir. Qo'shimcha tenglama tuzish uchun deformatsiyalarni solishtirish usulidan foydalanamiz.

II. Ustunni pastki tayanchdan ozod qilib, asosiy tizim tanlaymiz; berilgan tizimga ekvivalent tizim hosil qilish uchun asosiy tizimga F_1 , F_2 va R_B kuchlarni ta'sir ettiramiz (2.25-shakl, b).

III. Guk qonunidan foydalanib, B kesimning ko'chishini topamiz va uni nonga tenglashtiramiz:

$$\delta_B = \frac{F_1 \cdot \ell_1}{E \cdot A} + \frac{F_2 \cdot \ell_2}{E \cdot A} - \frac{R_B \cdot \ell}{EA} = 0 \quad (b)$$



2.25-shakl

IV. Cintez. Hosil qilingan (a) va (b) tenglamalar noma'lum reaksiya kuchlariga nisbatan yechiladi:

$$R_B = 62,5 \text{ kN}, \quad R_C = 87,5 \text{ kN} \quad (d)$$

Kesish usulidan foydalanib, ustunning barcha ko'ndalang kesim yuzalarida hosil bo'luvchi bo'ylama kuch epyurasini qurish mumkin (2.25-shakl, e).

2.6-masala. Sterjenlar tizimining sharnirli A tuguniga Q yuk osib

qo'yilgan (2.26-shakl, a); sterjenlarning materiali, ko'ndalang kesim yuzasi va uzunliklarini ma'lum deb, ularda tashqi yukdan hosil bo'lgan zo'riqishlar aniqlansin. Bikrlik $EA = \text{const}$ deb hisoblansin.

Yechish.

I. Masalaning statik tomonini tahlil qilamiz. Kesish usulidan foydalanib, A sharnirli tugunning muvozanatini tekshiramiz (2.26-shakl, b):

$$\begin{aligned} \sum X_i &= 0, & N_2 \sin \alpha - N_3 \sin \alpha &= 0 \\ \sum Y_i &= 0, & N_1 + N_2 \cos \alpha + N_3 \cos \alpha - Q &= 0 \end{aligned} \tag{a}$$

Bu tenglamalarning birinchisidan

$$N_2 = N_3$$

ekanligi ma'lum; buni e'tiborga olib, ikkinchisini

$$N_1 + 2N_2 \cos \alpha = Q \tag{b}$$

shaklida yozamiz.

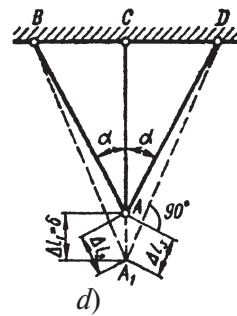
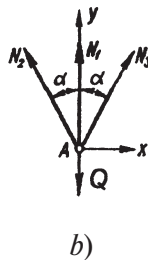
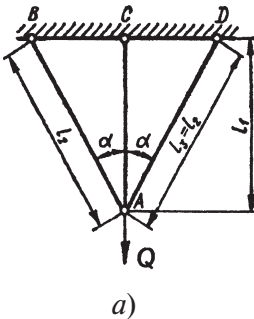
Oxirgi tenglama ikkita noma'lum bo'lganligi uchun masala bir marta statik aniqlamas deyiladi.

II. Masalaning geometrik tomonini tekshiramiz; 2.26-shakl, d dan foydalanib, sterjenlarning deformatsiyalari orasidagi munosabatni quyidagicha yozamiz:

$$\Delta l_2 = \Delta l_3 = \Delta l_1 \cdot \cos \alpha \tag{d}$$

III. Masalaning fizik tomonini qarab chiqamiz. Guk qonuniga asosan sterjenlarning deformatsiyasini aniqlaymiz:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E \cdot A} \tag{e}$$



2.26-sh a k l

IV. Sintez, ya'ni yuqori olingan tenglamalardan ichki zo'riqish kuchlarini topamiz:

$$N_1 = \frac{Q}{1 + 2\cos^2\alpha}; \quad N_2 = N_3 = \frac{Q}{1 + 2\cos^2\alpha} \cdot \cos\alpha$$



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Tekis kesimlar gipotezasi (Bernulli gipotezasi)ning mohiyati nimadan iborat?
2. Cho'zilish yoki siqilishda absolyut va nisbiy deformatsiyalar qanday aniqlanadi?
3. Materiallarning turlariga qarab Puasson koeffitsientining o'zgarish chegarasini izohlang.
4. Guk qonunini ta'riflang, uning matematik ifodasini yozing.
5. Elastiklik moduli (birinchi tur)ning mohiyati nimadan iborat?
6. Qanday kattaliklar materiallarning mexanik xossalarini ifodalaydi?
7. Kam uglerodli po'latning cho'zilish diagrammasi qanday tavsifli nuqtalarga ega? Namunada «bo'yin» qachon hosil bo'ladi?
8. Mutanosib lik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralarini mohiyatini tushuntiring.
9. Turli xil (plastik, mo'rt va anizotropik) materiallarning siqilish diagrammalarini izohlang.
10. Plastik va mo'rt materiallar uchun joiz kuchlanish qanday aniqlanadi?
11. Cho'zilish yoki siqilishda mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega? Ushbu mustahkamlik sharti yordamida qanday masalalarni hal etish mumkin?
12. Cho'zilish yoki siqilishda deformatsiyaning potensial energiyasi qanday topiladi?
13. Deformatsiya va ko'chishlarning o'zaro farqini aniq misol yordamida tushuntiring.
14. Cho'zilish yoki siqilishda statik aniqmas masalalarga misollar keltiring.
15. Cho'zilish yoki siqilishda statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?

Kuchlanishlarning tahlili

2.11-§. Nuqtadagi kuchlanishlar. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar

Aytaylik, deformatsiyalanuvchi qattiq jism tashqi kuch (to‘plangan kuch, yoyilgan yuk va juft kuch)lar tizimi ta’sirida muvozanatda bo‘lsin (2.27-shakl). Umumiy holda jismning istalgan K nuqtasi atrofidan ajratib olingan elementar paralleloipedga normal va urinma kuchlanishlarning tashkil etuvchilari ta’sir ko‘rsatadi (2.28-shakl).

Tabiiyki, elementar paralleloiped tomonlarining joylashish holatlari o‘zgartirilgan taqdirda tomonlarga ta’sir etuvchi kuchlanishlarning miqdorlari va yo‘nalishlari ham o‘zgaradi. Hatto, elementar paralleloipedning shunday joylashtirish mumkin ekan, bunday holatda uning tomonlariga urinma kuchlanishlar ta’sir ko‘rsatmas ekan.

Odatda, urinma kuchlanishlar ta’sir ko‘rsatmaydigan yuzalarga bosh yuzalar deyiladi; mazkur yuzadagi normal kuchlanishlarga esa bosh kuchlanishlar deyiladi.

Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ lar orqali belgilanib,

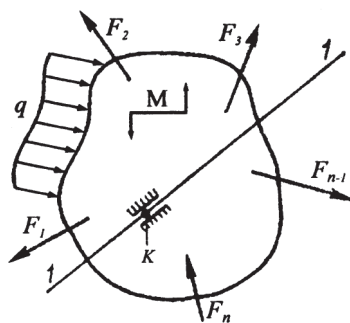
$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$$

ko‘rinishdagi munosabatda bo‘ladi.

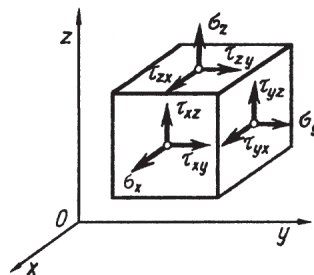
Nuqtadagi kuchlanish holati deb, mazkur nuqta orqali o‘tkaziladigan barcha yuzachalarda paydo bo‘ladigan normal va urinma kuchlanishlarning to‘plamiga aytiladi.

Kuchlanish holatlari uch xil bo‘ladi:

a) **chiziqli yoki bir o‘qli kuchlanish holati;** bunday kuchlanish holatida jismning har qanday nuqtasi atrofidan faqatgina bitta bosh yuza o‘tkazish mumkin (2.29-shakl, a);



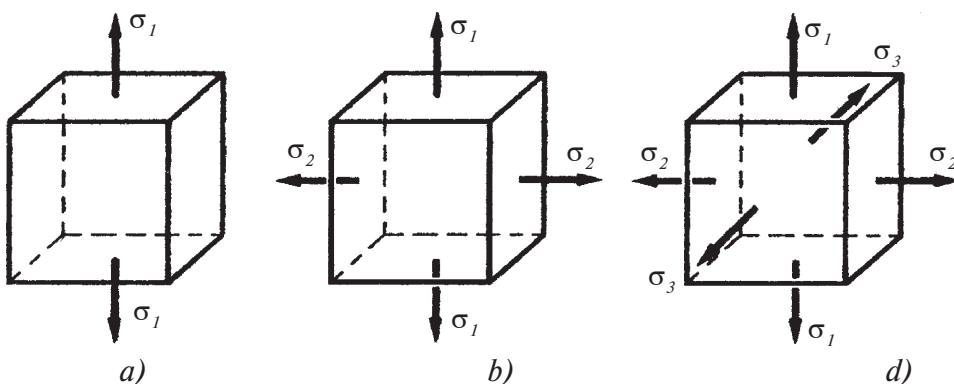
2.27-shakl



2.28-shakl

b) **tekis yoki ikki o'qli kuchlanish holati**; bu xil kuchlanish holatida esa jismning har qanday nuqtasi atrofidan o'zaro tik yo'nalgan ikkita bosh yuza o'tkazish mumkin (2.29-shakl, b);

d) **fazoviy yoki uch o'qli kuchlanish holati**; bunday kuchlanish holatida esa jismning har qanday nuqtasi atrofidan o'zaro tik yo'nalgan uchta bosh yuza o'tkazish mumkin (2.29-shakl, d).



2.29 - sh a k l

2.12-§. Qiya kesimlardagi kuchlanishlar

Shu vaqtgacha faqat sterjenlarning o'qiga tik bo'lgan ko'ndalang kesimlardagi normal kuchlanishlarni aniqlash bilan shug'ullandik. Endi esa istalgan qiya kesimlardagi kuchlanishlarni aniqlashga o'tamiz. Buning uchun har bir kuchlanish holatini faqat statik tomondan tekshirish kifoya.

Masalani bunday mukammalroq tahlil qilish, birinchidan, materiallarning mustahkamligi haqida to'la mulohaza yuritishga, ikkinchidan esa, hatto, oddiy cho'zilish (siqilish)da ham sterjenlarning qiya kesimlarida normal va urinma kuchlanishlarning paydo bo'lishini, aniqrog'i, cho'zilish (siqilish) va siljish deformatsiyalarining o'zaro bog'liq ekanligini ko'rsatishga imkon beradi.

Biz faqat chiziqli va tekis kuchlanish holatlari uchun qiya kesimlardagi kuchlanishlarni o'rganish bilan chegaralanamiz, xolos.

I. Chiziqli kuchlanish holati

Cho'zuvchi kuchlanish ta'siridagi prizmatik sterjenning istalgan burchakka qiyalangan kesimidagi kuchlanishlarni aniqlaymiz (2.30-shakl, a). Buning uchun quyidagi ishlarni ketma-ket bajarish tavsiya etiladi:

1) sterjenni uchta, ya'ni kuchlanish yo'nalishiga tik, unga parallel va ko'ndalang kesimga nisbatan α burchakka qiyalangan tekisliklar bilan fikran kesamiz;

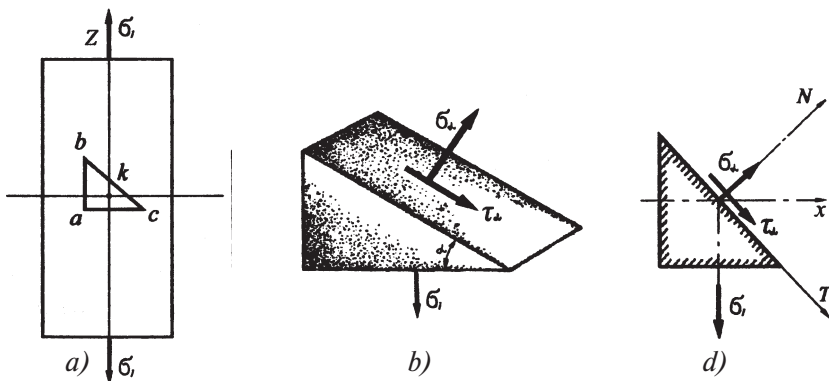
2) $abc d'b'c'$ elementar bo'lakchani ajratib olamiz (2.30-shakl, b). Agar og'ma yuzani ΔA ga teng deb qabul qilsak, u holda sterjen o'qiga tik bo'lgan yuza $\Delta A_y = \Delta A \cos\alpha$ bo'ladi;

3) tashlab yuborilgan qismning ajratib olingan bo'lakchaga ko'rsatuvchi ta'sirini ichki kuchlar bilan almashtiramiz (2.30-shakl, d):

✓ gorizontal yuzani ΔA_z yuzachaga $\sigma_1 \Delta A \cos\alpha$ normal kuch ta'sir ko'rsatadi;

✓ vertikal yuzani $\Delta A_x = \Delta A \cdot \sin\alpha$ yuzachaga esa kuchlar ta'sir ko'rsatmaydi, chunki sterjenning chetki kesimlaridagi σ_1 kuchlanishlar tekis taqsimlanganligi sababli sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan tolalar bir-birlariga bosim ko'rsatmaydi, balki ularning har biri xuddi sterjendek cho'zilishga yoki siqilishga qarshilik ko'rsatadi;

✓ og'ma ΔA yuzachaga esa $\sigma_\alpha \Delta A$ normal va $\tau_\alpha \Delta A$ urinma kuchlar ta'sir ko'rsatadi.



2.30-shakl

1. Statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\Sigma N_i = 0 \quad \text{yoki} \quad \sigma_\alpha \Delta A - \sigma_1 \Delta A \cos\alpha \cdot \cos\alpha = 0 \quad (a)$$

$$\Sigma T_i = 0 \quad \text{yoki} \quad \tau_\alpha \Delta A - \sigma_1 \Delta A \cos\alpha \cdot \sin\alpha = 0 \quad (b)$$

Oxirgi ifodalardan

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha \quad (2.39)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha \quad (2.40)$$

ekanligi kelib chiqadi.

(2.39) va (2.40) formulalar yordamida chiziqli kuchlanish holati uchun qiya kesimlardagi normal va urinma kuchlanishlar aniqlanadi.

Bu formulalardan ko'rinib turibdiki, σ_a va τ_a kuchlanishlar qiya kesim yo'nalishining o'zgarishiga bog'liq ekan.

Quyidagi xususiy hollarni qarab chiqamiz:

$$\text{a) } \alpha = 0 \text{ da } \begin{cases} \sigma_a = \sigma = \sigma_{max}; \\ \tau_a = 0 \end{cases}$$

bo'ladi, ya'ni ko'ndalang kesimda normal kuchlanish maksimal qiymatga teng bo'lar ekan;

$$\text{b) } \alpha = \frac{\pi}{4} \text{ da } \begin{cases} \sigma_\alpha = 0 = \sigma_{min}; \\ \tau_\alpha = 0 \end{cases}$$

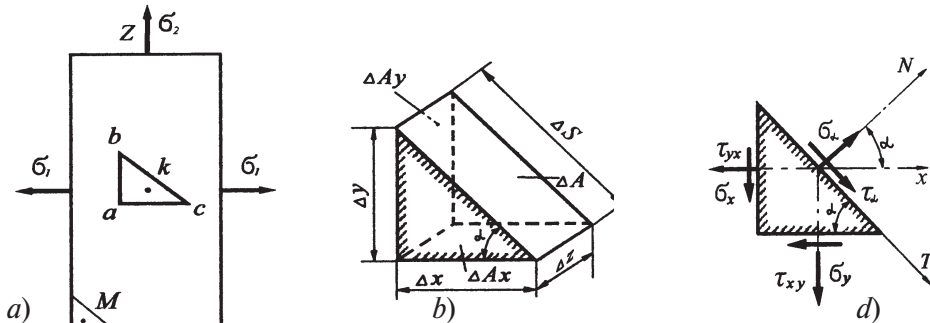
bo'ladi, ya'ni normal kuchlanish minimal qiymatga erishib, sterjenning bo'ylama tolalari bir-birlariga hech qanday bosim bermas ekan;

$$\text{d) } \alpha = \frac{\pi}{4} \text{ da } \begin{cases} \sigma_\alpha = \frac{\sigma_1}{2}; \\ \tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} = \tau_{max} \end{cases}$$

bo'ladi, ya'ni urinma kuchlanish sterjen o'qiga 45° qiyalangan tekislikda maksimal qiymatga erishib, miqdor jihatidan asosiy cho'zuvchi (siquvchi) normal kuchlanishning yarmiga teng ekan.

II. Tekis kuchlanish holati

O'zaro tik (perpendikular) bo'lgan ikki yo'nalishdagi cho'zuvchi bosh kuchlanish (σ_1 va σ_2)lar ta'siridagi prizmatik jismni tekshiramiz (2.31-shakl, a).



2.31-shakl

C nuqta atrofidan ajratib olingan birorta elementning qiya kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlash maqsadida quyidagi ishlarni navbat bilan bajaramiz:

1) *jismni uchta tekislik bilan fikran kesamiz;*

2) *abc a₁ b₁ c₁ elementar bo'lakchani ajratib olamiz (2.31-shakl, b);* og'ma yuzani ΔA ga teng deb qabul qilib, qolgan yuzalarni esa $\Delta A_x = \Delta A \cdot \sin\alpha$ va $\Delta A_y = \Delta A \cdot \cos\alpha$ shaklida yozib olamiz;

3) *tashlangan qismning ajratilgan bo'lakchaga ko'rsatuvchi ta'sirini ichki kuchlar bilan almashiramiz (2.31-shakl, e);* u holda elementning yuzalariga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi:

$$\begin{array}{lll} \Delta A \text{ yuza bo'yicha:} & \sigma_\alpha \Delta A & (\text{normal kuch}) \\ & \tau_\alpha \Delta A & (\text{urinma kuch}) \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} \Delta A_x \text{ yuza bo'yicha:} & \sigma_\alpha \Delta A \cdot \sin\alpha & (\text{normal kuch}) \\ & \tau_{yx} \Delta A \cdot \sin\alpha & (\text{urinma kuch}) \end{array}$$

$$\begin{array}{lll} \Delta A_y \text{ yuza bo'yicha:} & \sigma_y \Delta A \cdot \cos\alpha & (\text{normal kuch}) \\ & \tau_{xy} \Delta A \cdot \cos\alpha & (\text{urinma kuch}) \end{array}$$

4) statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum M_{oi} = 0; \quad \tau_{xy} \Delta A \cos\alpha \frac{\Delta y}{2} + \tau_{yx} \Delta A \sin\alpha \cdot \frac{\Delta x}{2} = 0 \quad (d)$$

$$\sum T_i = 0;$$

$$\tau_\alpha \Delta A - \sigma_x \Delta A \sin\alpha \cos\alpha + \sigma_y \Delta A \cos\alpha \cdot \sin\alpha + \tau_{yx} \Delta A \cos\alpha \cos\alpha + \tau_{xy} \Delta A \sin\alpha \cdot \sin\alpha = 0 \quad (e)$$

$$\sum \mathbf{N}_i = \mathbf{0};$$

$$\sigma_\alpha \Delta A - \sigma_x \Delta A \sin\alpha \cdot \sin\alpha - \sigma_y \Delta A \cos\alpha \cdot \cos\alpha - \tau_{yx} \Delta A \cos\alpha \cdot \sin\alpha - \tau_{xy} \Delta A \sin\alpha \cdot \cos\alpha = 0 \quad (f)$$

$$\text{Chizmadan} \quad \Delta x \cdot \Delta z = \Delta A_y; \quad \Delta y \cdot \Delta z = \Delta A_x$$

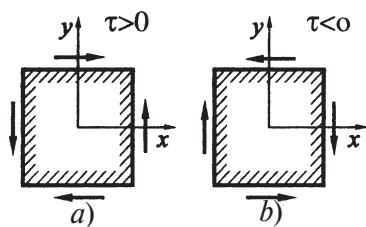
$$\text{yoki bundan} \quad \Delta y = \frac{\Delta A \cdot \sin\alpha}{\Delta z}$$

ekanligini e'tiborga olib, (d) formulani

$$\boxed{\tau_{xy} = -\tau_{yx}} \quad (2.41)$$

ko'rinishda yozamiz.

(2.41) formula urinma kuchlanishlarning juftlik qonunini ifodalaydi va quyidagicha ta'riflanadi: *istalgan ikkita o'zaro perpendikular yuzalardagi urinma*



2.32-shakl

kuchlanishlar miqdor jihatdan bir-biriga teng, lekin yoʻnalishlari esa qarama-qarshi boʻladi.

Demak, umumiy qirraga ega boʻlgan oʻzaro perpendikular yuzalardagi urinma kuchlanishlar bir vaqtning oʻzida ikkalasi ham yoki shu qirra tomonga yoʻnalgan (2.32-shakl, a) yoki undan uzoqlashgan boʻlar ekan (2.32-shakl, b).

Urinma kuchlanishlarning juftlik qonunini nazarda tutib, (e) va (f) ifodalarni soddaroq holga keltiramiz:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_x \sin^2 \alpha + \sigma_y \cdot \cos^2 \alpha - \tau_{xy} \cdot \sin 2\alpha \quad (2.42)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{(\sigma_y - \sigma_x)}{2} \cdot \sin 2\alpha + \tau_{xy} \cdot \cos 2\alpha \quad (2.43)$$

(2.42) va (2.43) formulalar yordamida tekis kuchlanish holati uchun qiya kesimlardagi normal va urinma kuchlanishlar aniqlanadi.

2.13-§. Bosh yuzalarning holati va bosh kuchlanishlarni aniqlash

Oldingi paragrafda keltirib chiqarilgan formulalardan koʻrinib turibdiki, qiya kesimdagi normal va urinma kuchlanishlar mazkur kesimning absissa oʻqi bilan tashkil etgan burchagi σ_{α} ning funksiyasi ekan:

$$\sigma_{\alpha} = f_1(\alpha)$$

$$\tau_{\alpha} = f_2(\alpha)$$

α burchakning qaysi qiymatlarida normal va urinma kuchlanishlar ekstremal (maksimal yoki minimal) qiymatlarga erishadi, degan savol paydo boʻlishi tabiiy. Chunki injenerlik amaliyotida tekshirilayotgan nuqta atrofidan olingan barcha yuzalarning holati va ulardagi kuchlanishlarni aniqlashning zaruriyati tugʻilmaydi.

Amaliyotda ekstremal qiymatlarga ega boʻlgan kuchlanishlar va ular taʼsir etuvchi yuzalarning holatini aniqlash kifoya.

Materiallar qarshiligi fanining toʻla kursida tekis kuchlanish holatida normal kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (2.44)$$

va ikkita o‘zaro tik bosh yuzalarning holati

$$\boxed{\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}} \quad (2.45)$$

ko‘rinishda aniqlanishi isbotlangan.

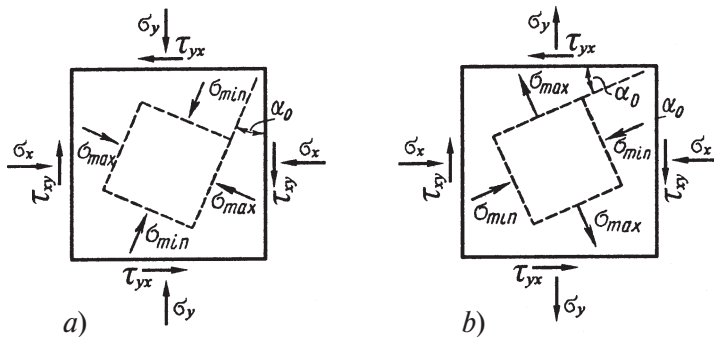
(2.44) formuladagi musbat ishora maksimal bosh kuchlanish

$\sigma_1 = \sigma_{\max}$ ni, manfiy ishora esa minimal bosh kuchlanishni bildiradi.

Shuni ta’kidlab o‘tish kerakki, (2.45) formula bosh yuzalarning holatini aniqlashga yordam bersa-da, lekin qaysi yuzaga σ_{\max} ta’sir etishini ko‘rsata olmaydi. Bu savolga javob berish uchun quyidagi qoidaga murojaat qilamiz:

bosh kuchlanish σ_{\max} ning yo‘nalishi hamma vaqt τ_{xy} va τ_{yx} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan koordinata o‘qlarining ikkita choragi orqali o‘tadi.

2.33-shakl, a, b larda tasvirlangan tekis kuchlanish holati uchun bu qoidadan foydalanib, umumiy holda kuchlanishlarning yo‘nalishini, shuningdek, bosh yuzalarni ham osongina aniqlash mumkin.



2.33- sh a k l

Quyidagi urinma kuchlanishlari ekstremal qiymatini aniqlash formulasi isbotsiz keltirilgan:

$$\boxed{\tau_{\frac{\max}{\min}} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}} \quad (2.46)$$

Demak, maksimal va minimal urinma kuchlanishlar miqdor jihatdan o'zaro teng bo'lib, ishoralari teskari ekan.

Odatda, urinma kuchlanishlari ekstremal qiymatga ega bo'lgan yuzalarga **siljish yuzalari** deyiladi.

Siljish yuzasining holati quyidagicha aniqlanadi (isbotsiz):

$$\operatorname{tg} 2\alpha_1 = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2\tau_{xy}} \quad (2.47)$$

Bosh yuzaning va siljish yuzasining holati formulalaridan

$$\operatorname{tg} 2\alpha_1 = \frac{1}{\operatorname{tg} 2\alpha_0} \quad \text{yoki} \quad \operatorname{ctg} \left(\frac{\pi}{2} - 2\alpha_1 \right) = \operatorname{ctg} (-2\alpha_0)$$

bundan

$$\alpha_1 = \alpha_0 + \frac{\pi}{4}$$

ekanligi kelib chiqadi.

Demak, siljish yuzasi bilan bosh yuza orasidagi burchak miqdor jihatidan 45° ga teng ekan.

Bu xulosaga asosan $\alpha = +45^\circ$ ni (2.42) va (2.43) formulalarga qo'yib

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}; \quad (2.48)$$

$$\tau_\alpha = \tau_{\frac{\max}{\min}} = \pm \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \quad (2.49)$$

ifodalarga ega bo'lamiz.

Xususiy hol. Faraz qilaylik, tekshirilayotgan jism $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$ bosh kuchlanishlar ta'sirida bo'lsin; u holda (2.48) va (2.49) formulalarga asosan $\sigma_\alpha = 0$, $\tau_{\max} = \pm\sigma$ bo'ladi. Kuchlanish holatining bu turiga sof siljish, faqatgina urinma kuchlanishlar paydo bo'ladigan yuzalarga esa sof siljish yuzalari deyiladi.

2.14-§. Sof siljish

Agar elastik sterjendan ma'lum qiyalikdagi tekisliklar yordamida ajratib olingan elementar kubning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsa, u holda kubning bunday tekis kuchlanish holatiga **sof siljish** deyiladi.

I. Masalaning statik tomoni

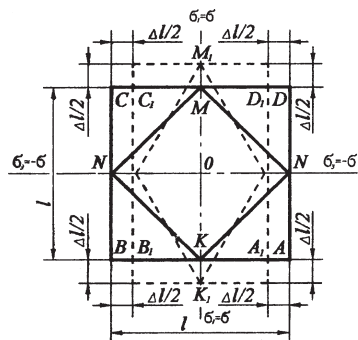
Faraz qilaylik, tekis kuchlanish holatidagi sterjenning biror nuqtasi atrofidan ajratilgan elementar kub $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$ bosh kuchlanishlar ta'sirida bo'lsin (2.34-shakl, a).

Sof siljish yuzasidagi kuchlanishlarni aniqlaymiz ($\alpha=45^\circ$):

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 45^\circ - \sigma_1 \sin^2 45^\circ = 0 \quad (\text{a})$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - (-\sigma_1)}{2} \sin^2 45^\circ = \sigma \quad (\text{b})$$

Demak, urinma kuchlanishning maksimal qiymati sterjenni o'zaro perpendikular o'qlar bo'yicha cho'zuvchi va siquvchi bosh kuchlanishlarga teng ekan. Bundan urinma kuchlanish ta'siridagi tekshirilayotgan element sof siljishda faqat siljish deformatsiyasiga uchrab, uning tomonlari cho'zilmas (siqilmas) ekan, degan xulosa kelib chiqadi.



2.34- sh a k l

II. Masalaning geometrik tomoni

Bosh kuchlanishlar ta'sirida elementar kubning AD, BC qirralari cho'zilib, AB, CD qirralari esa siqiladi; ularning absolyut cho'zilish va siqilishlari bir xil bo'ladi:

$$\Delta l = \varepsilon_1 l = |\varepsilon_2 l| = \varepsilon l \quad (\text{d})$$

Kvadrat shakldagi KLMN element esa siljish natijasida $K_1L_1M_1N_1$ romb shaklini egallaydi. Natijada, deformatsiyagacha bo'lgan KLM to'g'ri burchak $K_1L_1M_1$ o'tmas burchakka aylanadi. Bu burchaklarning ayirmasi nisbiy sof siljish burchagi yoki qisqacha, nisbiy siljish deyiladi:

$$\gamma = \angle K_1L_1M_1 - \angle KLM = \angle K_1L_1M_1 - \frac{\pi}{2} \quad (\text{e})$$

bundan

$$\frac{\angle KLM}{2} = \angle K_1L_1O_1 = \frac{\pi}{4} + \frac{\pi}{2}$$

shakldan bu burchakning tangensini aniqlaymiz:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{OL}{OL_1} = \frac{\frac{1}{2} + \frac{\Delta l}{2}}{\frac{1}{2} - \frac{\Delta l}{2}} = \frac{1 + \varepsilon}{1 - \varepsilon}$$

Ikkinchi tomondan γ ning kichikligidan $tg\gamma \approx \gamma$ ekanligini nazarda tutib, ikki burchak yig'indisining tangensini quyidagicha yozamiz:

$$tg\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{tg\frac{\pi}{4} + tg\frac{\gamma}{2}}{1 - tg\frac{\pi}{4} \cdot tg\frac{\gamma}{2}} \cong \frac{1 + \frac{\gamma}{2}}{1 - \frac{\gamma}{2}}$$

Oxirgi ikkita ifodalarni tenglab, nisbiy cho'zilish miqdor jihatidan nisbiy siljishning yarmiga teng ekanligiga ishonch hosil qilamiz:

$$\varepsilon = \frac{\gamma}{2} \quad (2.50)$$

III. Masalaning fizik tomoni

Umumlashgan Guk qonunini e'tiborga olib, nisbiy deformatsiyani

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_3) = \frac{1 + \mu}{E}\sigma$$

yoki

$$\frac{\gamma}{2} = \frac{1 + \mu}{E}\sigma$$

ko'rinishda yozamiz.

Sof siljishdagi element faqat urinma kuchlanish ta'sirida bo'lgani uchun oxirgi ifodani quyidagicha o'zgartirish mumkin:

$$\tau = G\gamma \quad (2.51)$$

bu yerda

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (2.52)$$

bo'lib, siljishdagi elastiklik moduli yoki ikkinchi tur elastiklik moduli deyiladi.

(2.51) formula sof siljish uchun Guk qonunini ifodalaydi.

Umuman olganda, (2.50) va (2.52) munosabatlar cho'zilish (siqilish) va siljish deformatsiyalari orasida bog'lanish mavjud degan xulosani tasdiqlaydi.

2.15-§. Siljishga ishlovchi konstruktsiya qismlarining hisobi

Siljish deformatsiyasining o'ziga xos xususiyati shundaki, tekshirilayotgan kesimda ichki kuch omillaridan faqat kesuvchi kuch mavjud bo'lib, qolganlari esa nolga teng bo'ladi.

Kesuvchi kuchlar kesimda urinma kuchlanishlarni hosil qilishi bizga oldindan ma'lum.

Shuni ta'kidlab o'tish kerakki, real sharoitlarda siljish deformatsiyasiga duch kelgan elementlar faqat sof siljishga emas, balki cho'zilish (siqilish) va egilish kabi deformatsiyalarga ham qarshilik ko'rsatadilar. Amalda siljish deformatsiyasi kesilish yoki yorilish kabi deformatsiyalar tarzida namoyon bo'lib, u ko'pincha boltli, parchin mixli va payvand birikmali konstruktsiya elementlarida uchraydi.

Boltli, parchin mixli va payvand birikmalarni hisoblash uslubi mashina detallari, metall konstruktsiyalar kabi maxsus fanlarda mukammal o'rganiladi. Shu sababli bu yerda faqat parchin mixli birikmalarni hisoblash uslubi qisqacha bayon etilgan, xolos.

Siljish deformatsiyasiga oid amaliy hisoblashlarni osonlashtirish maqsadida quyidagi cheklanishlar kiritilgan:

a) siljish sodir bo'lgan kesimdagi urinma kuchlanishlar bir tekisda taqsimlangan deb faraz qilinadi; bundan

$$Q = \tau A \quad (2.53)$$

ekanligi kelib chiqadi;

b) konstruktsiya elementlarini bir-birlariga biriktirishda ishlatiladigan barcha biriktiruvchi detallar (bolt, parchin mixlar va hokazolar) baravar yuklangan deb faraz qilinadi.

Qalinligi δ bo'lgan ikkita list (tunuka) uchma-uch joylashtirilib, ularning ustidan va ostidan δ_1 qalinlikdagi ustquyma (po'lat taxtakach)lar qo'yilib, parchin mixlar yordamida biriktirilgan (2.35-shakl, a). Bunday birikmalarda ishlovchi parchin mixlar ikki kesilishli parchin mixlar deyiladi.

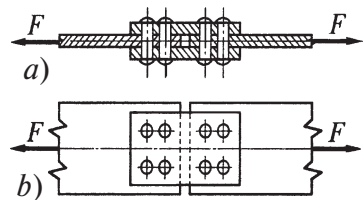
Bitta parchin mix uchun muvozanat tenglamasini yozamiz:

$$\sum X_i = 0, \quad -\tau_{kes} \cdot A - \tau_{kes} \cdot A + F = 0$$

bundan listlarni cho'zuvchi kuchni

$$F = 2\tau_{kes} A$$

ko'rinishda yozib olamiz.



2.35-shakl

Oxirgi ifodani umumlashtirib, kesilishdagi mustahkamlik shartini quyidagicha yozamiz:

$$\tau_{kes} = \frac{F}{n2A} < \tau_{max} \quad (2.54)$$

bunda $A = \frac{\pi d^2}{4}$ — bo‘lib, parchin mixning ko‘ndalang kesim yuzasi;

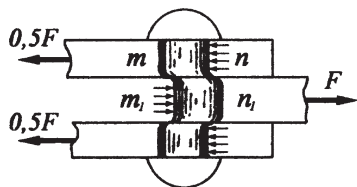
d — parchin mix sterjenining diametri;

n — parchin mixlar soni;

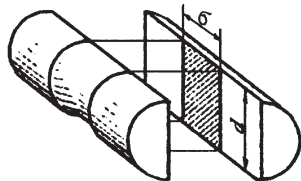
τ_{adm} — parchin mix materiali uchun siljishdagi joiz urinma kuchlanish.

Odatda, τ_{adm} bilan oddiy cho‘zilish (siqilish)dagi normal kuchlanishning joiz qiymati σ_{adm} orasida quyidagi munosabat mavjud:

$$\tau_{adm} = k \sigma_{adm} \quad (2.55)$$



a)



b)

2.36-sh a k l

bunda k o‘zgarmas son bo‘lib, quyidagicha tanlanadi:

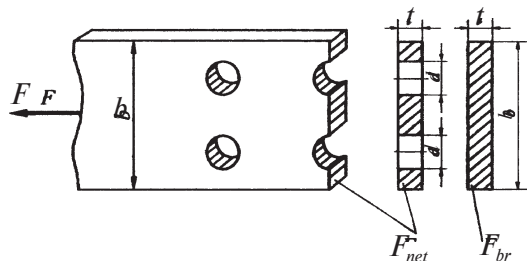
- mo‘rt materiallar uchun $k = 0,7 - 1,0$;
- plastik materiallar uchun $k = 0,5 - 0,6$;
- anizotrop materiallar (masalan, o‘rtacha sifatli qarag‘ay) uchun $k = 0,1$.

Listlarni cho‘zuvchi kuch F ma’lum qiymatga yetganda list parchin mixni yoki aksincha, parchin mix listni ezishi mumkin. Konstruktiv talablarga asosan hamma vaqt $\delta > \delta_1$ bo‘lganligidan ustquymalarni ezilishga hisoblashning zaruriyati yo‘q.

2.36-shakl, a va b larda tasvirlangan ikki kesimli parchin mix ezilgan sirtining shartli yuzasi $A_{ez} = \delta d$ bilan aniqlanadi.

Ikki kesilishli parchin mixlarning ezilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{n\delta d} < \sigma'_{con} \quad (2.56)$$

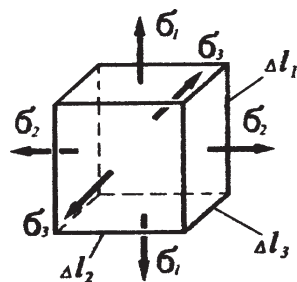


2.37-sh a k l

Bunda σ'_{con} — ezilish uchun joiz kuchlanish.

Odatda, σ'_{con} oddiy cho‘zilish (siqilish)dagi joiz normal kuchlanishga nisbatan quyidagicha olinadi:

$$\sigma'_{con} = (2 \div 2,5)\sigma_{adm} \quad (2.57)$$



2.38- sh a k l

Endi ulanuvchi listlarning cho‘zilish yoki siqilishdagi puxtaligini tekshirishga o‘tamiz. Ulanuvchi listning ko‘ndalang kesim yuzasini A_{brutto} va parchin mixlar o‘tadigan teshiklar chiqarib tashlangandan keyin qolgan yuzani esa A_{netto} bilan belgilaymiz (2.37-shakl).

Ulanuvchi listlarning cho‘zilishdagi yoki siqilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \frac{F}{A_{netto}} < \sigma_{adm} \quad (2.58)$$

Bu formuladan A_{netto} aniqlangach, quyidagi taqribiy formulalar yordamida A_{brutto} topiladi:

a) cho‘zilgan listlar uchun

$$A_{brutto} = A_{netto} + 0,15A_{netto}$$

b) siqilgan listlar uchun

$$A_{brutto} = A_{netto} + 0,3A_{netto}$$

Siqilishga qarshilik ko‘rsatuvchi listlar egilishga ham qarshilik ko‘rsatadilar; shu sababli ularning ko‘ndalang kesim yuzasi cho‘zilgan listlarga nisbatan yana 15 foizga oshiriladi.

2.16-§. Umumlashgan Guk qonuni

Aytaylik, fazoviy kuchlanish holatidagi izotrop jismning ixtiyoriy nuqtasi atrofidan ajratib olingan elementar parallelepiped σ_1 , σ_2 va σ_3 bosh kuchlanishlar ta‘sirida bo‘lsin (2.38-shakl); parallelepipedning chiziqli o‘lchamlari Δl_1 , Δl_2 , Δl_3 ga teng.

I. Masalaning geometrik tomoni

Kuchlar ta'sirining mustahkamlik prinsipiga ko'ra, har bir nisbiy deformatsiyani quyidagicha yozish mumkin (masalan, ε_1 uchun):

$$\varepsilon_1 = \varepsilon'_1 + \varepsilon''_1 + \varepsilon'''_1 \quad (a)$$

bu yerda, ε'_1 — uzunligi $\Delta \ell_1$ bo'lgan qirraning σ_1 bosh kuchlanish ta'siridan olgan bo'ylama nisbiy deformatsiyasi;

ε''_1 — uzunligi $\Delta \ell_2$ bo'lgan qirraning σ_2 bosh kuchlanish ta'siridan olgan bo'ylama nisbiy deformatsiyasi;

ε'''_1 — uzunligi $\Delta \ell_3$ bo'lgan qirraning σ_3 bosh kuchlanish ta'siridan olgan ko'ndalang nisbiy deformatsiyasi.

II. Masalaning fizik tomoni

Yuqorida keltirilgan nisbiy bo'ylama va nisbiy ko'ndalang deformatsiyalarni quyidagicha yozamiz:

$$\varepsilon'_1 = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon''_1 = -\mu \cdot \frac{\sigma_2}{E}, \quad \varepsilon'''_1 = -\mu \cdot \frac{\sigma_3}{E} \quad (b)$$

Oxirigi munosabatlarni e'tiborga olib, σ_1 bosh kuchlanishga parallel qirraning to'la nisbiy deformatsiyasini

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \cdot \frac{\sigma_2}{E} - \mu \cdot \frac{\sigma_3}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (2.59)$$

shaklida ifodalaymiz.

Agar xuddi shu tartibda qolgan ikki yo'nalishdagi nisbiy deformatsiyalarni ham aniqlasak, u holda barcha bosh yo'nalishlardagi nisbiy deformatsiyalar quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{aligned} \quad (2.60)$$

Deformatsiya bilan kuchlanishlarning umumiy munosabatini ko'rsatuvchi (2.60) formula fazoviy kuchlanish holatidagi jismlar uchun umumlashgan Guk qonunini ifodalaydi.

Xususiy hol. Tekis kuchlanish holati uchun $\sigma_3 = 0$ ekanligi ma'lum; u holda umumlashgan R.Guk qonuni quyidagicha bo'ladi:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2) \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E}(\sigma_2 - \mu\sigma_1) \\ \varepsilon_3 &= \frac{-\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2) \end{aligned} \quad (2.60) \text{ a}$$

Demak, tekis kuchlanish holatida ham uchinchi bosh kuchlanish σ_3 yo'nalishi bo'yicha deformatsiya sodir bo'lar ekan.

2.17-§. Mustahkamlik nazariyalari

Mustahkamlik nazariyalari deb, materiallarda xavfli holatning boshlanish sabablarini tajribalarga asoslangan cheklanish (taxmin)lar yordamida turli omillarga bog'lab tekshiruvchi nazariyalarga aytiladi.

Quyida keng tarqalgan uchta klassik va bitta energetik nazariyalar haqida ayrim ma'lumotlar keltiriladi.

Mustahkamlikning birinchi nazariyasi dastlab XVII asrda Galiley tomonidan taklif etilgan bo'lib, u ko'pincha eng katta normal kuchlanish nazariyasi deb yuritiladi.

Mustahkamlikning birinchi nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi degan gipoteza (tahmin)ga asoslangan; bu nazariyaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{ekv}^I = \sigma_1 < \sigma_{adm} \quad (2.61)$$

Bu yerda σ_1 — tekshirilayotgan murakkab kuchlanish holatidagi jism (detal)ning eng xavfli nuqtasidagi bosh kuchlanishlarning eng kattasi;

σ_{adm} — material uchun joiz normal kuchlanish bo'lib, uning qiymati mazkur materialdan yasalgan namunani oddiy cho'zilish (siqilish)ga sinash yo'li bilan aniqlanadi.

Bu nazariyaning asosiy kamchiligi shundan iboratki, (2.61) ifoda tarkibida σ_2 va σ_3 bosh kuchlanishlar ishtirok etmaydi. Boshqacha aytganda, murakkab va oddiy kuchlanish holatidagi jismlar go'yoki bir xilda qarshilik ko'rsatadilar. Vaholanki, amalda bunday emas — materialning mustahkamligiga σ_2 , σ_3 lar ham katta ta'sir ko'rsatadilar.

Masalan, har tomonlama (gidrostatik) bosim ostida siqilayotgan sement kubik mustahkamlik chegarasidan bir necha barobar katta kuchlanishga ham yemirilmasdan bardosh bera oladi. Bu holda kubikning qarshilik ko'rsatish qobiliyati birinchi nazariya bo'yicha aniqlanganiga nisbatan ancha yuqoridir.

Birinchi nazariya mo'rt materiallarni cho'zishga sinashda tasdiqlangan. Hozirgi vaqtda bu nazariya ishlatilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatgagina ega, xolos.

Mustahkamlikning ikkinchi nazariyasini birinchi marta 1682-yilda Marriot taklif qilgan bo'lib, u eng katta nisbiy cho'zilish nazariyasi degan nom olgan.

Mustahkamlikning ikkinchi nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta cho'zilish sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslangan; bu nazariyaga muvofiq

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 < \varepsilon_{adm} \quad (2.62)$$

shart bajarilishi lozim.

Bu yerda ε_1 — tekshirilayotgan murakkab kuchlanish holatidagi jismning eng xavfli nuqtasidagi bosh nisbiy deformatsiyalarning eng kattasi ($\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$);
 ε_{adm} — materialning oddiy cho'zilish (siqilish)dagi joiz normal kuchlanishi σ_{adm} ga tegishli nisbiy deformatsiyasi.

Guk qonuniga asosan:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (a)$$

$$\varepsilon_{adm} = \frac{1}{E} \sigma_{adm} \quad (b)$$

Oxirgi ifodalarni e'tiborga olib, ikkinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik shartini

$$\sigma_{ekv}^{\text{II}} = \sigma_1 - \mu (\sigma_2 + \sigma_3) < \sigma_{adm} \quad (2.63)$$

ko'rinishda yozamiz.

Bu nazariyaning birinchi nazariyadan afzalligi shundaki, (2.63) shartda barcha bosh kuchlanishlar ta'siri e'tiborga olingan. Ammo bu nazariyaning hali ba'zi natijalari tajribada to'liq tasdiqlanmagan. Masalan, bu nazariyaga muvofiq, o'zaro tik ikki yo'nalishda siqilayotgan kubikning mustahkamligi bir tomonga qarab siqilayotgan kubikning mustahkamligidan yuqori bo'lishi kerak. Lekin bu xulosa tajribada tasdiqlanmaydi.

Ikkinchi nazariyaning natijalari faqatgina mo'rt materiallar uchun tajribada tasdiqlangan.

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasini birinchi bo'lib 1773-yilda Kulon yaratgan bo'lib, u eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi deb ham yuritiladi.

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi materialda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga eng katta urinma kuchlanishlar sabab bo'ladi, degan taxminga asoslangan bo'lib, uning umumiy sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{\max} < \tau_{\text{adm}} \quad (2.64)$$

Bu yerda τ_{\max} — tekshirilayotgan murakkab kuchlanish holatidagi jismning eng xavfli nuqtasidagi eng katta urinma kuchlanish;

τ_{adm} — material uchun joiz urinma kuchlanish bo'lib, uning qiymati namunani oddiy kuchlanish holatida sinash yo'li bilan topiladi.

Oldingi paragraflardan ma'lum:

a) murakkab kuchlanish holatida

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (d)$$

b) oddiy kuchlanish holatida

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{adm}}}{2} \quad (e)$$

Bularni e'tiborga olib, uchinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik shartini quyidagicha yozamiz:

$$\sigma_{\text{ekv}}^{\text{III}} = \sigma_1 - \sigma_3 < \sigma_{\text{adm}} \quad (2.65)$$

Cho'zilish va siqilishga bir xilda qarshilik ko'rsatuvchi plastik materiallar uchun uchinchi nazariya tajribada tasdiqlanuvchi natijalarni beradi.

Bu nazariyaning asosiy kamchiligi shundaki, (2.65) ifoda tarkibiga σ_2 bosh

kuchlanish kirmaydi, ya'ni tekis va fazoviy kuchlanish holatlari orasida go'yoki hech qanday farq yo'qdek.

Shuning uchun bu nazariya tekis kuchlanish holatidagi inshoot va mashina qismlarining mustahkamligini tekshirishda keng qo'llaniladi.

Mustahkamlikning energetik nazariyasi ko'pincha shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya nazariya yoki Guber-Mizes gipotezasi deb ham yuritiladi.

Mustahkamlikning energetik nazariyasi materiallarda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishiga shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya sabab bo'ladi, degan cheklanishga asoslangan; shu bois bu nazariyani shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya nazariyasi deb ham yuritiladi.

Ushbu nazariyaga muvofiq quyidagi shart bajarilishi lozim:

$$a_{max}^{sh} < a_{adm}^{sh} \quad (2.66)$$

Bunda a_{max}^{sh} — murakkab kuchlanish holatidagi jismning xavfli holatiga oid shaklning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiyasi;

a_{adm}^{sh} — joiz kuchlanishga tegishli shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan potensial energiya.

Materiallar qarshiligi fanining to'la kursida quyidagilar isbotlangan:

a) murakkab kuchlanish holatida

$$a_{max}^{sh} = \frac{1 + \mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.67)$$

b) oddiy kuchlanish holatida

$$a_{adm}^{sh} = \frac{1 + \mu}{3E} \sigma_{adm} \quad (2.68)$$

Shunday qilib, to'rtinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\sigma_{ekv}^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} < \sigma_{adm} \quad (2.69)$$

Bu nazariya cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatuvchi plastik materiallar uchun to'g'ri natijalar beradi.

Yuqorida bayon etilgan to'rtala nazariyada ham bitta muhim kamchilik bor: mustahkamlik shartini ifodalovchi barcha formulalar keltirib chiqarilganda Guk qonuniga asoslanilgan, holbuki mustahkamlik chegarasi elastiklik chegarasidan ancha keyinda turadi. Lekin bu formulalar tarkibida materiallarning elastiklik xossalarini tavsiflovchi kattaliklar ishtirok etmaydi. Shu jihatdan olganda, mustahkamlik sharti formulalaridan plastik deformatsiya sharoitida ishlovchi inshoot (mashina) qismlarini hisoblashda foydalanish mumkin.

Shuni ta'kidlab o'tish muhimki, ayni paytda mavjud mustahkamlik nazariyalarini takomillashtirish hamda yangi nazariyalar yaratish borasida ko'p ishlar qilinmoqda. Shu o'rinda N.N. Lavidenkov, B.Y. Fridman, I.I. Tarasenko, G.S. Pisarenko, A.A. Lebedyev kabi olimlarning qilgan va olib borayotgan ishlari diqqatga sazovordir.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Bosh yuza va bosh kuchlanishlarni tushuntiring.
2. Kuchlanish holati deganda nimani tushunasiz?
3. Kuchlanish holatining qanday turlarini bilasiz?
4. Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimlardagi normal va urinma kuchlanishlar qanday topiladi?
5. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni qanday ko'rinishda ifodalanadi? Uning ma'nosini tushuntiring.
6. Tekis kuchlanish holati uchun quyidagilar qanday aniqlanadi:
 - normal kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari;
 - bosh yuzaning holati;
 - urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari;
 - siljish yuzasining holati.
7. Sof siljish nima? Sof siljishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?
8. Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari orasida qanday munosabat mavjud?
9. Kesilishdagi mustahkamlik shartini yozing va ma'nosini tushuntiring.
10. Umumlashgan Guk qonuni qanday ko'rinishga ega?
11. Mustahkamlik nazariyalaridan birining mohiyatini tushuntiring.

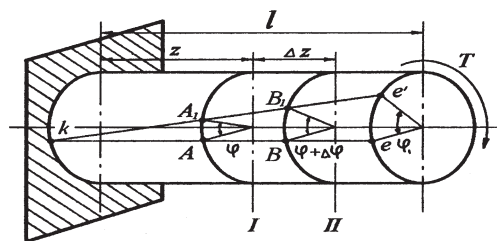
XI BOB

Buralish

2.18-§. Asosiy tushunchalar

Agar kuchlanish holatidagi brusning ko'ndalang kesimlarida ichki kuch faktorlaridan faqat burovchi moment mavjud bo'lib, qolganlari esa nolga teng bo'lsa, u holda buralish deformatsiyasi sodir bo'ladi.

Amalda buralish deformatsiyasini juda ko'p uchratish mumkin. Masalan, tirsakli, transmission va shu singari vallar, fazoviy konstruksiya elementlari, prujinalarning o'ramlari, bolt va shu kabilar asosan buralish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatadilar.

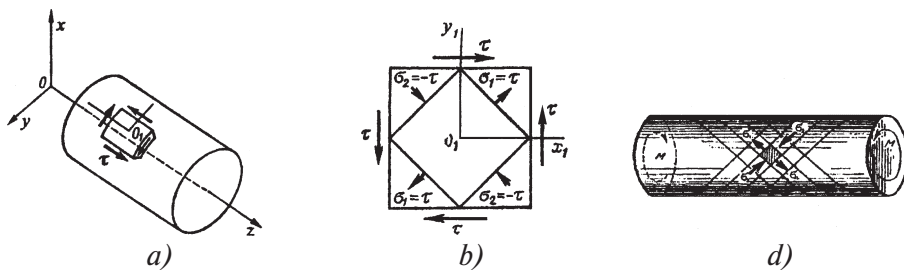


2.39- sh a k l

Materiallar qarshiligi fani faqat doiraviy kesim yuzali yaxlit va g'ovak vallarning buralishini o'rganish bilan chegaralanadi.

Aytaylik, bir uchi bilan mahkamlangan, ikkinchi uchiga esa $T=T_z = const$ burovchi moment qo'yilgan doiraviy kesimli yaxlit val buralishga qarshilik ko'rsatayotgan bo'lsin (2.39-shakl).

Burovchi moment ta'siridan valning ixtiyoriy kesimlarida urinma kuchlanish hosil bo'lishi bizga oldindan ma'lum. Valning sirtidan tomonlari ko'ndalang va bo'ylama kesimlariga parallel bo'lgan element sof siljish holatida bo'ladi (2.40-shakl, a,b,d).



2.40- sh a k l

Val o'qiga 45° qiya bo'lgan yuzalar bosh yuzalar bo'lib, bu yuzalardagi cho'zuvchi va siquvchi bosh kuchlanishlar τ urinma kuchlanishga teng bo'ladi.

2.41-shaklda turli xil materiallardan tayyorlangan namunalarning buralishi natijasida yemirilish jarayoni tasvirlangan.



2.41-shakl

2.19-§. Buralishda kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash

Doiraviy kesimli valning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'luvchi kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash maqsadida masalaning statik, geometrik va fizik tomonlarini o'rganish lozim.

I. Masalaning statik tomoni

Odatdagidek, quyidagi ishlarni ketma-ket bajaramiz:

1) valdan o'zaro parallel hamda z o'qiga tik bo'lgan $I-I$ va $II-II$ tekisliklari yordamida fikran ajratib olingan cheksiz kichik Δz qalinlikdagi diskni tekshiramiz (2.42-shakl, a).

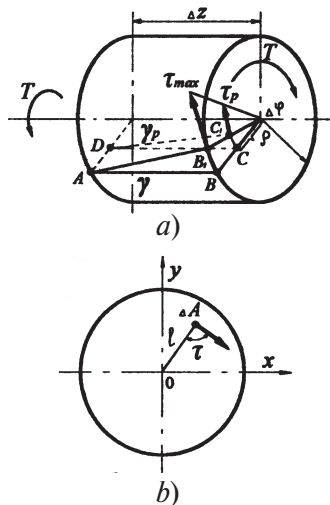
2) tashlangan qismning ajratib olingan qismga ko'rsatgan ta'sirini T_z burovchi moment bilan almashtiramiz.

3) statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.42-shakl, b):

$$\sum M_{xi} = 0 \quad \text{yoki} \quad \sum \tau \Delta A_i \rho - T_z = 0 \quad (a)$$

bu yerda, τ — ixtiyoriy elementar ΔA yuzachadagi urinma kuchlanish;

ρ — elementar yuzachaning radius-vektori.



2.42-shakl

II. Masalaning geometrik tomoni

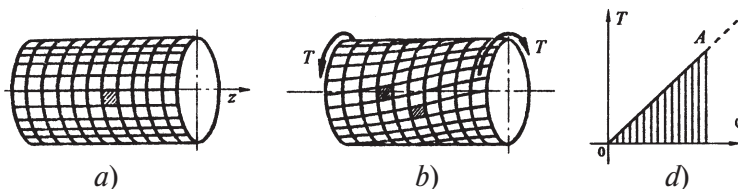
Masalaning geometrik tomonini tahlil qilishdan avval, vallarning buralishiga oid o'tkazilgan tajribalardan kelib chiqqan quyidagi muhim xulosalar bilan tanishib chiqamiz:

a) deformatsiyagacha tekis va valning buralish o'qi (bo'ylama simmetriya o'qi)ga tik bo'lgan barcha ko'ndalang kesimlar deformatsiyadan keyin yana tekisligicha hamda mazkur o'qqa nisbatan tikligicha qoladi. Faqatgina ular buralish o'qi atrofida bir-birlariga nisbatan buriladilar, xolos;

b) buralish natijasida barcha ko'ndalang kesimlarning radiuslari o'zlarining deformatsiyagacha bo'lgan uzunliklarini o'zgartirmaydi, ya'ni kesim gardishi aylanganicha qoladi;

d) valning sirtidagi to'r hosil qilgan kvadratlar buralish natijasida bir xildagi romblarga aylandi (2.43-shakl, a, b). Bundan valning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida (urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan) urinma kuchlanishlar paydo bo'ladi, degan xulosa kelib chiqadi;

e) buralish natijasida barcha ixtiyoriy qo'shni ko'ndalang kesimlar orasidagi masofalar o'zgarmaydi. Bu esa valning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida normal kuchlanishlar mavjud bo'lmagligini tasdiqlaydi.



2.43-shakl

Agar diskni pastki qismi bilan mahkamlangan deb qarash, u holda deformatsiya tufayli uning yuqori qismi birorta burchakka aylanadi. Aniqrog'i, OB radius $\Delta\varphi$ burchakka aylanib, OB^1 va AB kesmasi esa γ burchakka siljib AB^1 holatini egallaydi.

Endi γ va $\Delta\varphi$ burchaklari orasidagi bog'lanishni keltirib chiqaramiz. Buning uchun, birinchidan, BB^1 yoyni uchburchak ΔABB^1 dan

$$BB^1 = AB \cdot \operatorname{tg} \gamma \approx \Delta z \cdot \gamma \quad (b)$$

va ikkinchidan esa izlanayotgan yoyning markaziy burchakka tiralganligidan foydalanib

$$BB^1 = OB \cdot \Delta\varphi = r \Delta\varphi \quad (d)$$

ko'rinishlarda aniqlaymiz.

(b) va (d) ifodalarni o'zaro tenglab, val sirtidagi nisbiy siljishni

$$\gamma = r \cdot \frac{\Delta\varphi}{\Delta z} \quad (2.70)$$

shaklida yozib olamiz.

(2.70) ifodadagi $\frac{\Delta\varphi}{\Delta z}$ nisbat cm^{-1} o'lchamga ega.

Quyidagi munosabatga nisbiy buralish burchagi deyiladi va θ_z bilan belgilanadi:

$$\theta_z = \lim_{\Delta z \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta z} \quad (2.71)$$

Demak, nisbiy siljish va nisbiy buralish burchagi orasida quyidagi munosabat mavjud ekan:

$$\gamma = r \cdot \theta_z \quad (2.72)$$

Bu ifodani kesim markazidan ixtiyoriy masofadagi nuqtalar uchun

$$\gamma_\rho = \rho \cdot \theta \quad (2.72) \text{ a}$$

ko'rinishida yozib olish mumkin.

III. Masalaning fizik tomoni

Biz masalani geometrik nuqtayi nazardan tekshirganimizda valdan ajratilgan elementar diskning sof siljish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatishiga ishonch hosil qildik. Shu sababli, buralish paytida vallarning ko'ndalang kesimlaridagi urinma kuchlanishlar quyidagicha aniqlanadi:

$$\begin{aligned} \text{yoki} \quad & \tau = G \cdot \gamma = G \cdot r\theta \\ & \tau_\rho = G \cdot \rho \cdot \theta \end{aligned} \quad (2.73)$$

Demak, urinma kuchlanish kesim radius-vektoriga to'g'ri mutanosib bo'lib, qutb burchagiga bog'liq emas ekan.

IV. Sintez

(2.73) ifodadagi urinma kuchlanish τ_ρ ning qiymatini (a) tenglamaga keltirib qo'yib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$T_z = \sum G\theta\rho^2 \Delta A_i = G\theta \cdot J_\rho \quad (2.74)$$

Bunda $\sum \rho^2 \Delta A_i$ doira yuzining qutb inersiya momenti J_ρ ga teng ekanligi bizga avvaldan ma'lum.

Oxirgi ifodadan

$$\theta = \frac{T_z}{GJ_\rho} \quad (2.75)$$

ekanligini e'tiborga olib, ko'ndalang kesimning istalgan nuqtasidagi urinma kuchlanishni aniqlovchi formulani hosil qilamiz:

$$\tau_\rho = \frac{T_z}{J_\rho} \cdot \rho \quad (2.76)$$

Urinma kuchlanish kesim markazida nolga teng bo'lib, kesimning gardishida, ya'ni $\rho_{\max} = R$ bo'lganda esa eng katta qiymatga erishadi:

$$\tau_{\max} = \frac{T_z}{J_\rho} \cdot R \quad \text{yoki} \quad \tau_{\max} = \frac{T_z}{W_\rho} \quad (2.77)$$

bu yerda $W_\rho = \frac{J_\rho}{\rho}$ — buralishdagi qarshilik momenti.

Materiallar qarshiligi to'la kursida valning buralishdagi deformatsiyasi — buralish burchagi quyidagicha aniqlanishi isbotlangan:

$$\varphi = \frac{T}{GJ_\rho} \quad (\text{rad}) \quad (2.78)$$

$$\text{yoki} \quad \varphi^0 = \frac{180^0}{\pi} \cdot \frac{T \cdot \ell}{GJ_\rho} \quad (\text{grad}) \quad (2.78)\text{a}$$

Oxirgi ifodalar shaklan va mazmunan cho'zilish (siqilish)dagi absolyut deformatsiyani aniqlaydigan formulaga o'xshaydi. Shu sababli, ko'pincha ularni buralishda Guk qonunining ifodasi deb ham qarash mumkin.

2.20-§. Valning buralishdagi mustahkamlik sharti

Buralishdagi mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_\rho} \leq \tau_{adm} \quad (2.79)$$

Bu yerda τ_{adm} — urinma kuchlanishning joiz qiymati bo'lib, ko'pincha cho'zilish uchun joiz normal kuchlanishning 0,5—0,6 qismiga teng qilib olinadi.

(2.79) hisob tenglamasi yordamida doiraviy kesimli yaxlit va kovak vallar uchun quyidagi uchta masalalarni yechish mumkin:

a) valning kesimidagi kuchlanishni tekshirish masalasi; bu masalaning mohiyati shundaki agar valning kesim yuza o'lchamlari va unga qo'yilgan T ma'lum bo'lsa, u holda tavsifli kesimdagi maksimal urinma kuchlanish aniqlanib, τ_{adm} bilan solishtiriladi:

$$\tau_{max} \leq \tau_{adm} \quad (2.79)a$$

b) val uzata oladigan maksimal burovchi momentni aniqlash masalasi; agar valning kesim yuza o'lchamlari va uning materiali uchun joiz urinma kuchlanish ma'lum bo'lsa, u holda bu masala

$$T_{max} \leq \tau_{adm} \cdot W_{\rho} \quad (2.79)b$$

formula yordamida yechiladi.

d) yangi vallarni loyihalash masalasi; bu masalani yechish uchun val materialining joiz urinma kuchlanishi va tavsifli kesimdagi eng katta burovchi moment ma'lum bo'lishi kerak. Masalan, (2.79) formulaga qarshilik momentining ifodasini qo'yib, yaxlit val uchun quyidagi munosabatga ega bo'lamiz:

$$\frac{16T}{\pi D^3} \leq \tau_{adm} \quad (2.79)d$$

bundan

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \tau_{adm}}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{\tau_{adm}}} \quad (2.80)$$

Xuddi shu tarzda ichi kovak vallar uchun quyidagilarni topamiz:

$$D \geq 1,72 \sqrt[3]{\frac{T}{(1 - \alpha^4) \cdot \tau_{adm}}} \quad (2.81)$$

Bu yerda $\alpha = \frac{d}{D}$ ichki diametrning tashqi diametrga nisbati.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Nisbiy buralish burchagi qanday aniqlanadi?
2. Nisbiy siljish va nisbiy buralish burchagi orasida qanday munosabat mavjud?
3. Buralishda qarshilik momenti qanday aniqlanadi? Uning o'lchamligini yozing.
4. Qanday kattalik buralishdagi bikrlilik deyiladi? Uning o'lchamligini yozing.
5. Buralishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?
6. Kesimi doiraviy vallar buralganda kesimning qaysi nuqtalarida eng katta urinma kuchlanishlar paydo bo'ladi?
7. Kesimi doiraviy vallar buralganda mustahkamlik sharti qanday ko'rinishda yoziladi?

Tekis egilish

2.21-§. Asosiy tushunchalar

Sterjenlarning markaziy cho‘zilish-siqilishini va vallarning buralishini tahlil qilib, ularning deformatsiyagacha bo‘lgan bo‘ylama to‘g‘ri o‘qi deformatsiyadan keyin ham to‘g‘riligicha qolishiga ishonch hosil qilgan edik.

Ammo to‘sinlar egilishining tavsifli xususiyati shundaki, o‘zaro parallel ko‘ndalang kesimlarning bir-birlariga nisbatan og‘ishi va bo‘ylama o‘q ustida yotuvchi barcha nuqtalarning vertikal ko‘chishi natijasida to‘g‘ri chiziqli geometrik o‘q egri chiziqqa aylanadi.

To‘sinlar egilganda barcha kesimlarda ichki kuch faktorlaridan faqat ko‘ndalang kuch Q va eguvchi moment M lar hosil bo‘ladi.

Tashqi yuklarning qo‘yilishi va to‘sinlarning mahkamlanish usullariga ko‘ra egilishlar turli xil bo‘lishi mumkin.

Agar barcha tashqi yuklar (tayanch reaksiyalari ham) to‘sin bo‘ylama o‘qidan o‘tuvchi bitta tekislikda yotsa va bu tekislik simmetriya tekisliklari bilan ustma-ust tushsa, u holda egilish ham mazkur simmetriya tekisligida sodir bo‘ladi; odatda bunday egilish **tekis egilish** deb yuritiladi.

Tashqi yuklarning qo‘yilishi va to‘sinlarning mahkamlanish usullariga qarab tekis egilish sof va ko‘ndalang egilishlarga ajratiladi.

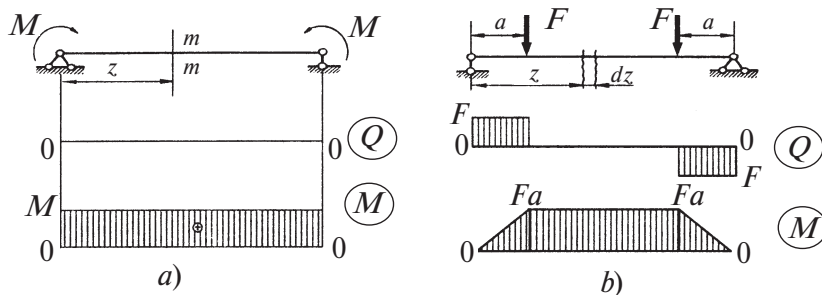
Sof egilishda to‘sinning ko‘ndalang kesim yuzalarida kesuvchi kuch nolga teng bo‘lib, eguvchi moment o‘zgarmas miqdorga teng bo‘ladi; *ko‘ndalang egilishda* esa kesim yuzalarida eguvchi momentdan tashqari kesuvchi kuch ham paydo bo‘ladi.

2.44-shaklda tasvirlangan to‘sinlarning kesuvchi kuch va eguvchi moment epyuralarini tahlil qilib, quyidagi xulosalarga kelish mumkin (to‘sinlarning xususiy og‘irliklari e‘tiborga olinmagan):

2.44-shakl, a da tasvirlangan to‘sin faqat sof egilishga qarshilik ko‘rsatadi;

2.44-shakl, b da tasvirlangan to‘sinning faqat o‘rta qismi sof egilishga, chap va o‘ng qismlari esa ko‘ndalang egilishga qarshilik ko‘rsatadi.

To‘sinning ko‘ndalang kesimlaridagi ichki zo‘riqishlarni mazkur kesimlarda paydo bo‘luvchi kuchlanishlar muvozanatlaydi. Aniqrog‘i, eguvchi momentni normal kuchlanish, kesuvchi kuchni esa urinma kuchlanish muvozanatlaydi.



2.44- sh a k l

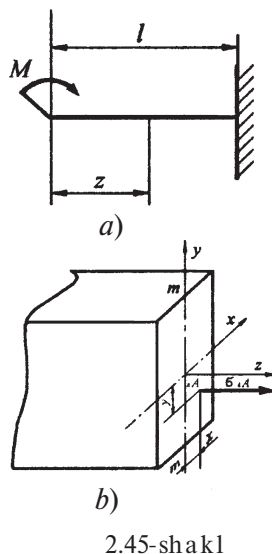
Bundan normal kuchlanish faqat eguvchi momentga, urinma kuchlanish esa kesuvchi kuchga bog‘liq ekan, degan xulosa kelib chiqadi:

$$\sigma = \sigma(M) \quad (a)$$

$$\tau = \tau(Q) \quad (b)$$

Bu xulosa normal va urinma kuchlanishlarni alohida aniqlashga, ya’ni sof va ko‘ndalang egilishlarni bir-birlaridan mustaqil o‘rganishga imkon beradi.

2.22-§. Sof egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash



2.45-sh a k l

Sof egilishga qarshilik ko‘rsatuvchi to‘sinning ixtiyoriy kesimlarida paydo bo‘luvchi eguvchi momentlarni muvozanatlovchi normal kuchlanishni aniqlaymiz.

I. Masalaning statik tomoni

Quyidagi ishlarni ketma-ket bajaramiz:

1) to‘sinni chap tayanchdan ixtiyoriy z absissa bo‘yicha fikran qirqamiz (2.45-shakl, a).

2) $m-m$ kesimning o‘ng tomonini tashlab yuborib, to‘sinning qolgan qismini alohida ajratib olamiz (2.45-shakl, b). Kesimdan koordinatalari x , y va yuzasi ΔA bo‘lgan element ajratib olamiz; bu elementga faqat $\Delta N = \sigma \Delta A$ ichki zo‘riqish ta‘sir ko‘rsatadi;

3) ajratilgan qismning muvozanatini tekshiramiz. Umumiy holda oltita muvozanat tenglamasini tuzish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma F_{ix} &= 0; & \Sigma M_x(F_i) &= 0 \\ \Sigma F_{iy} &= 0; & \Sigma M_y(F_i) &= 0 \\ \Sigma F_{iz} &= 0; & \Sigma M_z(F_i) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.82)$$

Biz tekshirayotgan holat uchun yuqoridagi tenglamalarning dastlabki ikkitasi ayniyat ravishda nolga aylanadi; chunki ΔN_z ichki zo'riqish kuchi ox va oy o'qlariga nisbatan tik yo'nalgan.

Muvozanat tenglamalarining uchinchi

$$\Sigma \sigma \cdot \Delta A_i = 0 \quad (2.82) a$$

to'rtinchi

$$M - \Sigma \sigma y \cdot \Delta A_i = 0 \quad (2.82) b$$

beshinchi esa

$$\Sigma \sigma \cdot \Delta A_i = 0 \quad (2.82) d$$

shaklida ifodalanadi.

Nihoyat, muvozanat tenglamalarining oxirgisi ayniyat ravishda nolga aylanadi, chunki ΔN_z zo'riqish kuchi oz o'qiga parallel yo'nalgandir.

Shunday qilib, cheksiz ko'p noma'lum miqdor σ ga ega bo'lgan uchta tenglamalar sistemasiga ega bo'ldik. Bu jihatdan olganda sof egilishda normal kuchlanishni aniqlash masalasi statik aniqmas ekan.

II. Masalaning geometrik tomoni

Sof egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sin (masalan, rezinadan yasalgan)ning sirtiga to'r chizib (2.46-shakl, a), deformatsiyadan so'ng quyidagi hodisalar namoyon bo'lishini kuzatish mumkin:

1) to'sinning sirtidagi bo'ylama chiziqlar deformatsiyadan keyin oraliq masofa t ni o'zgartirmasdan egrilanadi; ko'ndalang chiziqlar esa to'g'riligicha qoladi. Bu hol, birinchidan y o'qi yo'nalishida chizikli deformatsiya ($\epsilon_y = 0$) mavjud emasligini, ikkinchidan esa Bernulli gipotezasining to'g'ri ekanligini tasdiqlaydi.

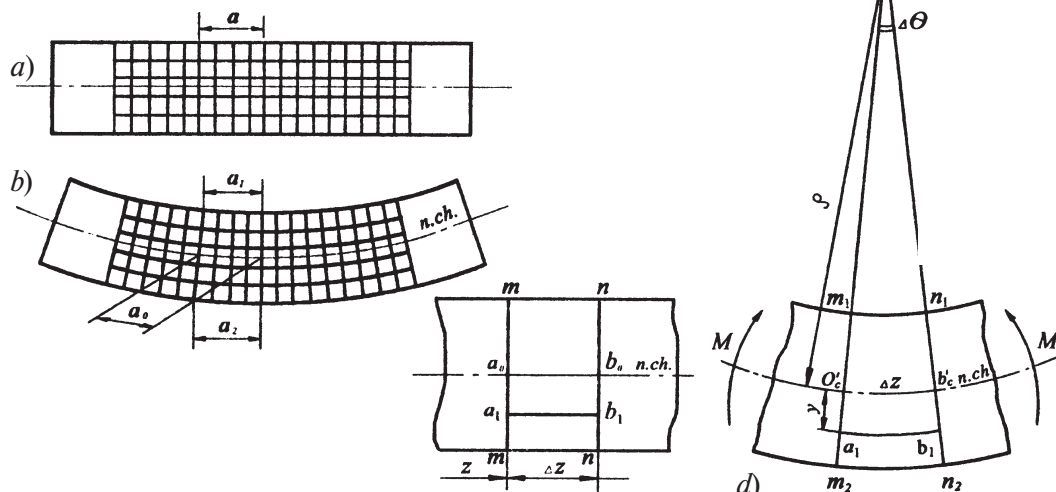
2) to'sinning qavariq tomonidagi tolalari cho'zilib ($a_2 > a$), botiq tomonidagi tolalari esa siqiladi ($a_1 < a$); ular orasida yotuvchi qandaydir tolalar o'z uzunliklarini o'zgartirmaydi (masalan, $a_0 = a$, 2.46-shakl, b). Demak, to'sinning cho'zilgan va siqilgan tolalar qatlami orasida shunday qatlam mavjud ekanki, unda yotuvchi tolalar to'sin egilganda ham o'z uzunliklarini o'zgartirmas ekan.

To'sinning cho'zilmagan va siqilmagan tolalari yotgan qatlami **neytral qatlam** deyiladi. Neytral qatlam tekisligi bilan to'sinning ko'ndalang kesim tekisligi kesishgan chiziq mazkur kesimning **neytral o'qi** deb ataladi. To'sin egilganda har bir ko'ndalang kesim o'zining neytral o'qi atrofida aylanadi.

Brusdan ajratib olingan Δz uzunlikdagi elementni ko'rib chiqamiz (2.46-shakl, d); neytral qatlamdan yuqoridagi barcha tolalar cho'zilib, pastki tolalar esa siqiladi.

Materiallar qarshiligi to'la kursida neytral qatlamdan y masofadagi ixtiyoriy tolaning nisbiy cho'zilishi neytral o'qqacha bo'lgan masofaga mutanosib ekanligi isbotlangan:

$$\varepsilon_z = \frac{y}{\rho} \quad (2.83)$$



2.46 - sh a k l

III. Masalaning fizik tomoni

Masalaning fizik tomonini tahlil qilish uchun tekshirilayotgan tolaning kuchlanish holatini bilish muhimdir. Yuqorida ko'rib o'tganimizdek, birinchidan, tolaning ΔA ko'ndalang kesimida urinma kuchlanish ta'sir ko'rsatmaydi; u holda urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga asosan, to'sin o'qiga parallel kesimlarda ham urinma kuchlanishlar paydo bo'lmaydi. Ikkinchidan, qo'shni tolaning y o'qi yo'nalishidagi o'zaro ta'sirini ifodalovchi normal kuchlanish ham nolga teng, chunki mazkur yo'nalishda chiziqli deformatsiya ($\varepsilon_y = 0$) mavjud emas.

Bundan chiqdi, to'sinning barcha bo'ylama tolalari bir-birlariga bosim ko'rsatmasdan, balki ular chiziqli kuchlanish holatida bo'lib, mustaqil ravishda faqat cho'zilar yoki siqilar ekan; bu xulosa neytral o'qdan y masofada turgan tolalardagi normal kuchlanishlarni aniqlash uchun oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi Guk qonunini qo'llashga imkon beradi:

$$\sigma = E\varepsilon_z \quad (2.84)$$

IV. Sintez

(2.83) munosabatni nazarda tutib, normal kuchlanish uchun quyidagi ifodani yozamiz:

$$\sigma = E \frac{y}{\rho} \quad (2.85)$$

Bu yerda E va ρ lar kesim yuzasi ΔA ga teng bo'lgan elementning holatiga bog'liq bo'lmagan miqdorlardir.

Demak, sof egilishda to'sin ko'ndalang kesimida yotgan barcha nuqtalarning normal kuchlanishi, mazkur nuqtadan neytral o'qqacha bo'lgan masofaga mutanosib ekan.

Oxirgi formula garchi normal kuchlanishning kesim yuza balandligi bo'yicha chiziqli qonuniyat bilan o'zgarishini ifodalasa-da, ammo uning yordamida kuchlanishni hisoblab bo'lmaydi. Chunki neytral o'qning holati va neytral qatlarning egrilik radiusi hozircha bizga ma'lum emas. Shu bois, (2.85) ifodani e'tiborga olgan holda yuqoridagi tenglamalar sistemasini quyidagicha yozamiz:

$$\left. \begin{aligned} \sum E \frac{y}{\rho} \Delta A_i = \frac{E}{\rho} \sum y \Delta A_i = 0 \\ \frac{E}{\rho} \sum y^2 \Delta A_i - M = 0 \\ \frac{E}{\rho} \sum xy \Delta A_i = 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.86)$$

Bizga ma'lumki, (2.86) ifoda tarkibidagi yig'indilar, tegishli ko'ndalang kesim yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momentini va o'qli inersiya momentini hamda x va y o'qlariga nisbatan markazdan qochma inersiya momentini ifodalaydi:

$$S_x = \sum y \Delta A_i, \quad J_x = \sum y^2 \Delta A_i, \quad D_{xy} = \sum xy \cdot \Delta A_i, \quad (2.87)$$

Shuni ham qayd qilish muhimki, $\frac{E}{\rho} = \text{const}$ va nolga teng bo'lmagan miqdordir.

Demak, (2.87) ifodaning birinchi va uchinchisidan $S_x = 0$ va $D_{xy} = 0$ ekanligi kelib chiqadi. S_x ning nolga teng bo'lishi x o'qining kesim yuza og'irlik markazidan o'tishini, D_{xy} ning nolga teng bo'lishi esa ox va oy o'qlarning bosh o'qlar ekanligini bildiradi.

(2.87) ifodaning ikkinchisidan neytral qatlamning egriligini topamiz:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ_x} \quad (2.88)$$

Nihoyat oxirgi ifodani (2.85) ga qo'yib, quyidagi munosabatga ega bo'lamiz:

$$\sigma = \frac{M}{J_x} y \quad (2.89)$$

Bu yerda M_x — kuchlanish topiladigan kesimdagi eguvchi moment.

Olingan ifoda sof egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinning ko'ndalang kesimida yotuvchi istalgan nuqtadagi normal kuchlanishni aniqlash formulasi yoki Navye formulasi deyiladi.

Oxirgi formulani quyidagicha yozamiz:

$$\sigma = \frac{M_x}{\frac{J_x}{y}}$$

Mahrajdagi ifoda $y = y_{max}$ bo'lganda kesim yuzaning neytral o'qqa nisbatan qarshilik momentini ifodalaydi:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{max}}$$

Demak, Navye formulasi

$$\sigma = \frac{M_x}{W_x} \quad (2.90)$$

shaklda yoziladi.

Shuni ta'kidlab o'tish muhimki, Navye formulasi garchi sof egilish holati uchun chiqarilgan bo'lsada, undan ko'ndalang egilgan to'sinning kesimidagi har qanday nuqtaning normal kuchlanishini aniqlashda ham foydalanish mumkin.

2.23-§. Ko‘ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash

To‘sinning ixtiyoriy kesimlarida hosil bo‘luvchi urinma kuchlanishlarning miqdori va kesim yuza bo‘yicha taqsimlanish qonuniyatlarini aniqlaymiz (isbotsiz):

$$\tau_y = \frac{QS_x^{ajr}}{bJ_x} \quad (2.91)$$

Bu yerda S_x^{ajr} — ko‘ndalang kesimdan urinma kuchlanishi topilishi kerak bo‘lgan qatlamning yuqorisidan ajratib olingan yuzachaning neytral o‘qqa nisbatan statik momenti;

$b = b_y$ — urinma kuchlanishi topiladigan qatlamdagi ko‘ndalang kesimning eni;

J_x — ko‘ndalang kesimning neytral o‘qqa nisbatan inersiya momenti;

$Q = Q_x$ — tekshirilayotgan ko‘ndalang kesimdagi kesuvchi kuch.

(2.91) formulani birinchi bo‘lib rus muhandisi D.I. Juravskiy keltirib chiqargan; shuning uchun bu formula Juravskiy formulasi yoki ko‘ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanishni aniqlash formulasi deb ataladi.

To‘g‘ri to‘rtburchakli kesimning balandligi bo‘yicha urinma kuchlanishning taqsimlanish qonuniyatini tekshiramiz (2.47-shakl, a).

Dastlab, urinma kuchlanish topilishi kerak bo‘lgan nuqtadan yuqorida joylashgan yuzaning neytral o‘qqa nisbatan statik momentini aniqlaymiz:

$$S_x^{ajr} = A_{ajr} y_c = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

chunki

$$A_{ajr} = d \left(\frac{h}{2} - y \right), \quad y_c = y + \frac{\left(\frac{h}{2} - y \right)}{2} = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + y \right)$$

Bundan tashqari $J_x = \frac{bh^3}{12}$, $b = const$ ekanliklari ma’lum. Natijada, quyidagi ifoda hosil bo‘ladi:

$$\tau_y = \frac{Q \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)}{b \frac{bh^3}{12}} = \frac{6Q}{bh^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \quad (2.91)a$$

Demak, urinma kuchlanish kesim yuza balandligi bo'yicha parabola qonuniyati bilan o'zgarar ekan.

Urinma kuchlanishning epyurasini quramiz:

$y = \pm 0,5 h$ bo'lganda $\tau = 0$ bo'ladi;

$y = 0$ bo'lganda $\tau = \frac{3Q}{2A}$ bo'ladi.

Urinma kuchlanish τ ning epyurasi 2.47-shakl, b da ko'rsatilgan.

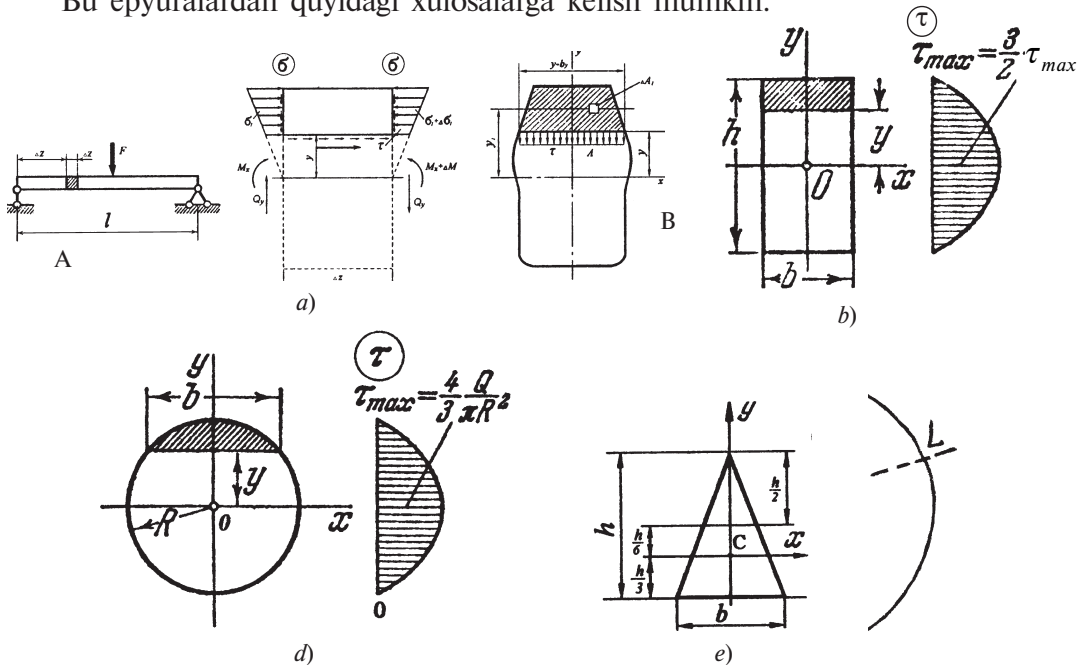
Eng katta urinma kuchlanish neytral o'q ustidagi nuqталarda bo'lib, uning qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{max}}{A}$$

Demak, ko'ndalang egilishdagi eng katta urinma kuchlanish sof siljish holatidagi o'rtacha urinma kuchlanish $\tau_{o'rt} = \frac{Q_{max}}{A}$ dan 1,5 marta katta ekan.

2.47-shakl, d va e larda kesimi tegishlixa doiraviy va uchburchakli to'sinlar uchun urinma kuchlanishning epyurasi keltirilgan (o'quvchilarga mustaqil bajarish tavsiya etiladi).

Bu epyuralardan quyidagi xulosalarga kelish mumkin:



2.47-shakl

a) doiraviy kesimlarda eng katta urinma kuchlanish neytral o'q ustidagi nuqtalarda bo'lib, uning qiymati

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \frac{Q_{max}}{\pi R^2}$$

ga teng;

b) uchburchakli kesimlarda eng katta urinma kuchlanish neytral o'qdan $\frac{h}{6}$ masofadan o'tuvchi chiziq ustida joylashgan nuqtalarda bo'lib, uning qiymati

$$\tau_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q_{max}}{0,5bh}$$

ga teng.

2.24-§. To'sinlarning normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti

Egilishda normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishga ega:

$$\sigma_{max} = \frac{M_x(max)}{W_x} \leq \sigma_{adm} \quad (2.92)$$

Bu yerda W_x — neytral o'qqa nisbatan to'sin ko'ndalang kesimining minimal qarshilik momenti;

$M_x(max)$ — absolyut qiymati bo'yicha eng katta eguvchi moment;

σ_{adm} — tekshirilayotgan to'sin materiali uchun joiz kuchlanish;

To'sinning mustahkamlik shartidan foydalanib, quyidagi uchta masalani yechish mumkin:

a) to'sinni mustahkamlikka tekshirish, ya'ni xavfli kesimdagi haqiqiy maksimal kuchlanishni aniqlab, uni mazkur to'sin materiali uchun joiz kuchlanish bilan taqqoslash:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \quad (2.92)a$$

b) kesim yuza tanlash, ya'ni qarshilik momenti quyidagi shartni qanoatlantirishi kerak:

$$W_x \geq \frac{M_x(max)}{\sigma_{adm}} \quad (2.92)b$$

d) to'sin materiali ko'tara oladigan kuchni topish, ya'ni xavfli kesimdagi eguvchi moment quyidagi shartni qanoatlantirishi kerak:

$$M_x(max) \leq W_x \sigma_{adm} \quad (2.92)d$$

To'sinning urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{max} = \frac{Q(max)S_x^{ajr}(max)}{b_0 J} \leq \tau_{adm} \quad (2.93)$$

Bu yerda $S_x^{ajr}(max)$ — ko'ndalang kesimning neytral o'qi yuqorisidagi yuzaning mazkur o'qqa nisbatan statik momenti;

b_0 — ta'sir chizig'idagi kesimning eni;

τ_{adm} — to'sin materiali uchun joiz kuchlanish.

2.25-§. Egilishdagi ko'chishlarni aniqlash

Biz shu vaqtgacha egilgan to'sinlarni kuchlanishlar (normal, urinma va bosh kuchlanishlar) bo'yicha mustahkamlikka tekshirish bilan shug'ullandik. Endi esa egilgan to'sinlarni bikrlikka tekshirish masalalari haqida fikr yuritamiz.

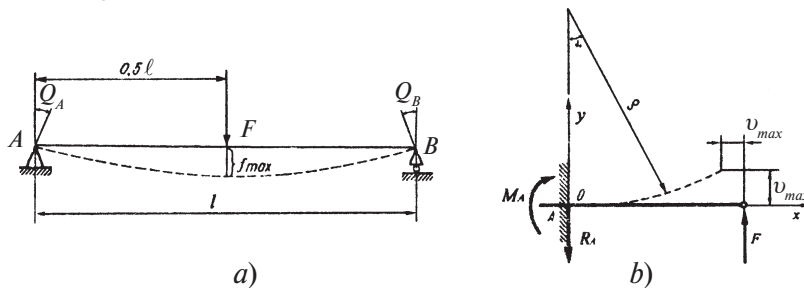
To'sinlarni bikrlikka hisoblash uchun ularni deformatsiyalarini bilish muhimdir.

To'sinlarning egilishdagi deformatsiyalari barcha ko'ndalang kesimlarning holatlarini tavsiflaydigan quyidagi ikkita ko'chishlardan iborat bo'ladi (2.48-shakl, a):

a) istalgan nuqtalarning salqiligi — chiziqli ko'chish;

b) istalgan ko'ndalang kesimlarning aylanish burchaklari — burchakli ko'chish.

To'sinning ko'ndalang kesim og'irlik markazining to'sin o'qiga tik yo'nalishdagi ko'chishi uning mazkur kesimdagi salqiligi deyiladi va v_z yoki f harflari bilan belgilanadi.



2.48- sh a k l

Ixtiyoriy ko'ndalang kesimning dastlabki (deformatsiyalanmagan) vaziyatga nisbatan tekis qolgan holda neytral o'q atrofida ma'lum burchakka og'ishiga mazkur kesimning aylanish burchagi deyiladi va θ harfi bilan belgilanadi.

Deformatsiyalangan to'sinning barcha ko'ndalang kesim og'irlik markazlarining geometrik o'rniga egilgan o'q yoki elastik chiziq deyiladi; elastik chiziq tekis egri chiziq bo'lib, u kuch tekisligida yotadi.

To'sinlarning deformatsiyasini, shuningdek, bikrligini tekshirish masalasi asosan elastik chiziqning $v = v(z)$ ko'rinishdagi tenglamasini aniqlashga keltiriladi. To'sinlarni bikrlikka hisoblash uchun joiz salqilik

$$v_{adm} = \frac{\ell}{m} \quad (a)$$

ni aniqlash muhimdir.

Bunda m – loyihalash meyorlariga muvofiq 300 dan 1000 gacha bo'lgan oraliqdagi o'zgarmas son hisoblanadi; mas'uliyatli inshootlar, xususan temir yo'l ko'priklari uchun $m = 1000$ qilib tanlanadi.

Egilishga qarshilik ko'rsatuvchi barcha mavjud konstruksiya elementlarida gorizontaal ko'chish $u(max)$ vertikal ko'chish $v(max)$ ga qaraganda yetarlicha kichik ekanligi tasdiqlangan. Bu xulosa gorizontaal ko'chishni e'tiborga olmasa ham bo'ladi, yoki boshqacha aytganda barcha nuqtalar faqat vertikal yo'nalishda ko'chadi deb hisoblashga imkon beradi (2.48-shakl, b).

Umuman olganda egilishlardagi ko'chishlar quyidagi cheklanishlarga tayangan holda aniqlanadi:

- 1) salqilik to'sin uzunligiga nisbatan juda kichik deb faraz qilinadi;
- 2) to'sinning kesimi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi (Bernulli gipotezasi);
- 3) ko'ndalang kuchlardan hosil bo'luvchi siljish deformatsiyalari e'tiborga olinmaydi, deb faraz qilinadi; bu taxmin ko'ndalang kesim tekisligi to'sin egilgandan keyin ham elastik chiziqqa tikligicha qoladi, deyishga imkon beradi.

Ma'lumki, elastik chiziqning egriligi $1/\rho$ eguvchi momentga to'g'ri, bikrlikka teskari mutanosib bog'lanishda edi:

$$1/\rho = - M/EJ \quad (b)$$

Ifodadagi minus ishora to'sinning yuqori tolalari cho'zilayotganligini ko'rsatadi.

Egilishdagi deformatsiyalarni aniqlashning bir qancha usullari mavjud; biz faqatgina Vereshagin usuli bilan qisqacha tanishib chiqamiz.

1925-yilda Moskva temiryo'l muhandislari institutining talabasi

A.N.Vereshagin grafo-analitik usulda ko'chishlarni aniqlashni taklif etgan. Ba'zan bu usul epyuralarni o'zaro ko'paytirish usuli ham deb yuritiladi.

Quyida Vereshagin formulasini isbotsiz keltiramiz:

$$\Delta = \frac{A\eta^c}{EJ} \quad (2.94)$$

Demak, Vereshagin usulida ko'chishni aniqlash uchun tashqi kuchdan qurilgan epyura yuzasi A ni mazkur yuza og'irlik markaziga to'g'ri keluvchi birlik kuch epyurasining ordinatasi η^c ga ko'paytirib, olingan natijani brusning bikrligi EJ ga bo'lish kerak.

Agar elastik brus n ta uchastkadan iborat bo'lsa, Vereshagin formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \sum_{i=1}^n A_i \eta_i^c \quad (2.95)$$

Bikrligi pog'anali ravishda o'zgaruvchi n ta uchastkali elastik bruslar uchun Vereshagin formulasi

$$\Delta = \sum_{i=1}^n \frac{A_i \eta_i}{EJ_i} \quad (2.96)$$

ko'rinishda yoziladi.

Shuni ta'kidlab o'tish lozimki, o'zgaruvchan kesimli bruslarning ko'chishlarini Vereshagin usulida aniqlab bo'lmaydi; bunday hollarda ko'chishlarni aniqlashning boshqa usullari qo'llaniladi.

Agar tashqi va birlik kuchlardan qurilgan eguvchi moment epyuralari brusning bo'ylama o'qidan bir tomonda yotsa $A_i \eta_i^c$ ko'paytma musbat, aksincha turli tomonlarda yotsa manfiy ishorali hisoblanadi.

Vereshagin usulida ko'chishlarni aniqlayotganda turli xil geometrik shakllarning yuzalari va og'irlik markaz koordinatalarini hisoblashga to'g'ri keladi. Shu jihatdan olganda 2-ilovaga keltirilgan ma'lumotlarni bilish va ulardan o'rinni foydalanish muhimdir. Bundan tashqari bu usuldan foydalanish qulay bo'lsin uchun eguvchi momentlarning murakkab epyuralari 3-ilovada ko'rsatilgan tartibda tashkil etuvchilarga ajratiladi.

4-ilovada turli xil ko'rinishda yuklangan to'sinlarning o'ziga xos kesimlaridagi ko'chishlarni aniqlash formulalari keltirilgan.

XII bobga oid masalalar

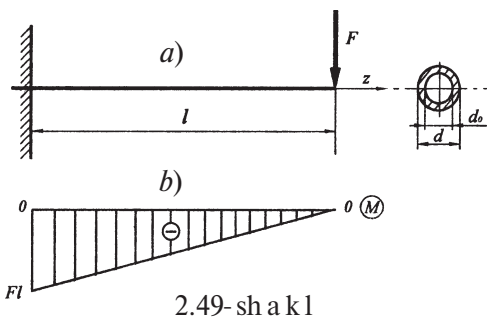
2.7-masala. Uzunligi $\ell = 1,0$ m bo'lgan konsolning uchiga $F = 900$ kN kuch qo'yilgan (2.49-shakl, a). Konsolning kesim yuzasi xalqa ($d=100$ mm, $d_o=80$ mm)dan iborat bo'lib, u St.3 po'latdan tayyorlangan. Po'lat uchun oquvchanlik chegarasi $\sigma_{o.ch.} = 240$ MPa ga teng.

Xavfli kesimdagi mustahkamlikning ehtiyot koeffitsientini hisoblang.

Yechish.

Eguvchi moment epyurasidan ko'rinib turibdiki, xavfli kesim qistirib mahkamlangan tayanch kesimga mos keladi, chunki bu kesimda eng katta eguvchi moment $M_{max} = F\ell = 100$ Nm ta'sir ko'rsatadi (2.49-shakl, b).

Xavfli kesimdagi normal kuchlanishni hisoblaymiz:



$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{F\ell}{0.1d^3(1-c^4)} = \frac{900 \cdot 100}{0.1 \cdot 10^3(1-(0.8)^4)} = 1525 \frac{kG}{sm^2} = 152,5 MPa$$

Ma'lumki, plastik materiallar uchun mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti

$$n = \frac{\sigma_{o.ch.}}{\sigma_{max}}$$

formuladan topiladi.

$$\text{Shunday qilib, } n = \frac{240}{152,5} = 1,58$$

2.8-masala. Po'lat materialdan tayyorlangan oddiy to'singa $F = 3,5$ t kuch ta'sir etmoqda (2.50-shakl, a). To'sinning uzunligi 4 m ga teng. Faraz qilaylik, to'sin uch xil variantda, ya'ni kesimi kvadrat, to'g'ri to'rtburchak va qo'shtavr shaklda tayyorlangan bo'lsin.

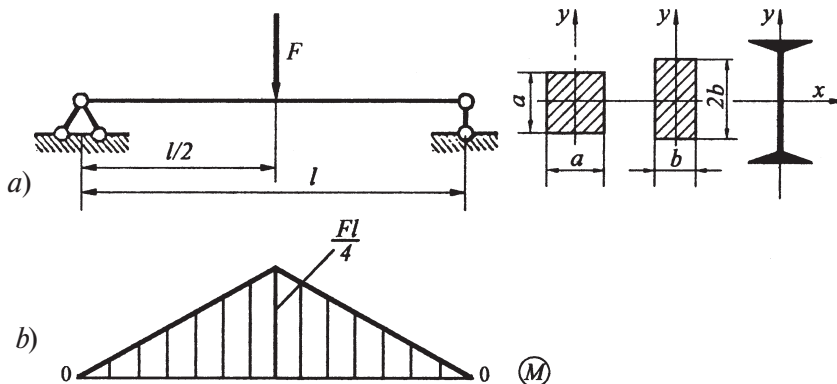
Kesim yuzalarini taqqoslab, tegishli xulosa chiqaring.

Yechish.

Eguvchi moment epyurasini qurib (2.50-shakl, b), xavfli kesimni aniqlaymiz. To'sinning o'rtasida

$$M_{max} = \frac{Pl}{4} = \frac{3,5 \cdot 4}{4} = 3,5 tm$$

moment ta'sir etganligi sababli, bu kesim xavfli kesim deb hisoblanadi.



2.50-sh a k l

Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartidan qarshilik momentining zaruriy qiymatini topamiz:

$$W_x \geq \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{3,5 \cdot 10^5}{1600} = 218 \text{ sm}^3$$

Har bir variant uchun kesim yuza o'lchamlarini aniqlaymiz:

a) kvadrat uchun qarshilik momenti

$$W_x^1 = \frac{a^3}{6}$$

formuladan topiladi. Buni W_x bilan tenglashtirsak

$$a = \sqrt[3]{6W_x} = \sqrt[3]{6 \cdot 218} = 11 \text{ sm}$$

kelib chiqadi.

b) to'g'ri to'rtburchak uchun qarshilik momenti

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{b(2b)^2}{6} = \frac{2}{3}b^3$$

ga teng; yuqoridagi singari kesim yuza o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$b = \sqrt[3]{\frac{3}{2}W_x} = \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot 218} = 6,9 \text{ sm}; \quad h = 2b = 2 \cdot 6,9 = 13,8 \text{ sm}$$

d) qo'shtavr uchun sortament jadvalidan (GOST 8239-72 bo'yicha) $W_x \geq 218 \text{ sm}^3$ ga yaqin bo'lgan №22 qo'shtavr ($W_x^{GOST} = 232 \cdot \text{sm}^3$; $A_{avr} = 30,6 \cdot \text{sm}^2$) ni tanlaymiz.

Topilgan qiymatlar asosida kesim yuzalarini taqqoslaymiz (2.4-jadval).

2.4-jadval

Kesim yuzasi	Kvadrat	To'g'ri to'rtburchak	Qo'shtavr
A, sm	121	95	30,6
$K=A/A_{\text{tavr}}$	4,0	3,15	1,0

Jadvaldan ko'rinib turibdiki, kesim yuzasi qo'shtavr bo'lgan to'sin yengil bo'lib, uni tayyorlashga kam material sarflanar ekan.

2.9-masala. Uzunligi 2ℓ bo'lgan konsolning uchiga $F = \text{const}$ kuch qo'yilgan (2.51-shakl). Vereshagin usuli yordamida K kesimning chiziqli va burchakli ko'chishlarini toping. To'sinning egilishdagi bikrligi $EJ = \text{const}$ deb hisoblansin.

Yechish.

Masala quyidagi tartibda yechiladi:

1. Tashqi kuchdan eguvchi moment epyurasi quriladi. Buning uchun kesish usulidan foydalanib, eguvchi momentning analitik ifodasini tuzamiz:

$$M(z) = -F \cdot z \quad (0 \leq z \leq 2\ell)$$

$z = 0$ da $M(0) = 0$ bo'ladi;

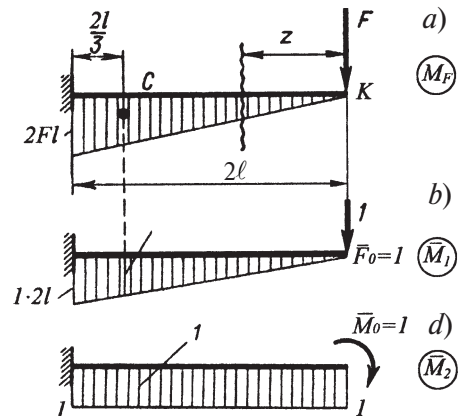
$z = 2\ell$ da $M(2\ell) = -2F\ell$ bo'ladi.

Bu qiymatlar asosida qurilgan M_F epyurasi 2.51-shakl, a da ko'rsatilgan.

2. Masalaning shartiga qarab yordamchi sxemalar chizamiz (2.51-shakl, b, d).

K kesimning chiziqli ko'chishini topish uchun konsolning uchiga $F_0 = 1$ to'plagan kuch, burchakli ko'chishini topish uchun esa $M_0 = 1$ juft kuch — moment qo'yamiz.

Odatdagidek, kesish usulidan foydalanib, birlik kuchlardan \bar{M}_1 va \bar{M}_2 epyuralarni quramiz.



2.51-shakl

2.9-jadvaldagi ma'lumotlar asosida quyidagilarni aniqlaymiz:

$$A = \frac{1}{2} F 2\ell \cdot 2\ell = 2F\ell^2 \quad (\text{tashqi kuchdan hosil bo'lgan eguvchi moment epyurasining yuzasi});$$

$$\eta_1^C = \frac{2}{3} 2\ell = \frac{4\ell}{3} \quad (\text{A yuzaning og'irlik markazi C nuqtaga mos keluvchi, birlik kuchning moment epyurasidan olingan ordinata});$$

$$\eta_2^C = 1 \quad (\text{A yuzaning og'irlik markazi C nuqtaga mos keluvchi, birlik juft kuchning moment epyurasidan olingan ordinata}).$$

K nuqtaning chiziqli ko'chishini aniqlaymiz:

$$\Delta = f_k = \frac{1}{EJ} A\eta_1^C = \frac{1}{EJ} 2F\ell^2 \cdot \frac{4\ell}{3} = \frac{8F\ell^3}{3EJ}$$

K nuqtaning burchakli ko'chishini aniqlaymiz:

$$\Delta = \theta_k = \frac{1}{EJ} A\eta_2^C = \frac{1}{EJ} 2F\ell^2 \cdot \frac{4\ell}{3} = \frac{8F\ell^3}{3EJ}$$

2.10-masala. Egilishdagi bikrligi $EJ = \text{const}$ bo'lgan oddiy to'singa $q = \text{const}$ yoyilgan kuch ta'sir etmoqda (2.52-shakl, a). Tayanchlar orasidagi masofa $2l$ ga teng.

Vereshagin formulasi yordamida K (tayanchlar o'rtasidan olingan) nuqtadagi chiziqli ko'chish va B (qo'zg'almas sharnirli) tayanchdagi burchakli ko'chishni aniqlang.

Yechish.

Masalani quyidagi tartibda yechamiz.

1. Muvozanat tenglamalarini tuzib, tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlaymiz:

$$\sum M_A(F_i) = 0; \quad q 2l \cdot l - R_B 2l = 0$$

$$\sum M_B(F_i) = 0; \quad -q 2l \cdot l - R_A 2l = 0$$

Bundan $R_A = R_B = ql$ ekanligi ma'lum.

2. Tashqi kuchdan eguvchi moment epyurasini quramiz. Buning uchun quyidagi ifodani tuzish lozim:

$$M(z) = R_A \cdot z - qz \cdot \frac{z}{2} = ql \cdot z - 0,5z^2$$

$$z=0 \text{ da } M(0)=0$$

$$z=l \text{ da } M(l)=0,5ql^2=M_{max}$$

$$z=2l \text{ da } M(2l)=0$$

Bu qiymatlar asosida M_F epyurani quramiz (2.52-shakl,b).

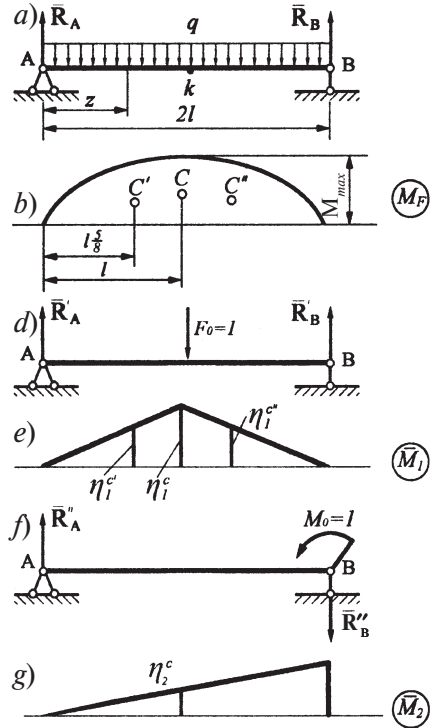
3. K kesimga $F_0 = 1$ kuch qo'yib, A va B tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlaymiz. To'sin simmetrik yuklanganligi sababli $R_A^I = R_B^I = 0,5$ ga teng.

Odatdagidek, har bir uchastka uchun \bar{M}_1 epyurani quramiz (2.52-shakl, d).

M_F va \bar{M}_1 epyuralar yordamida K kesimning salqiliginu topamiz:

$$\Delta = f_k = \frac{1}{EJ} A_1 \eta_1^{c^I} + \frac{1}{EJ} A_2 \eta_2^{c^I}$$

2.9-jadvalga muvofiq tekshirilgan hol uchun kesim yuza va ordinatalarni hisoblaymiz.



2.52-shakl

$$A_1 = A_2 = \frac{2}{3} hl \frac{2}{3} 0,5ql^2 \cdot l = \frac{ql^3}{3}$$

(yuza)

$$\eta_1^{c^I} = \eta_2^{c^{II}} = \frac{5}{8} \frac{l^2}{l} \cdot \frac{l}{2} = \frac{5}{16} l \quad (\text{ordinata})$$

Demak,
$$\Delta_k = f_k = 2 \cdot \frac{1}{EJ} \frac{ql^3}{3} \cdot \frac{5l}{16} = \frac{5ql^4}{24EJ}$$

4. B tayanchga $\bar{M}_0 = 1$ juft kuch qo'yib (2.52-shakl, e), tayanchlardagi reaksiyalarni topamiz:

$$\begin{aligned} \sum M_A(F_i) &= 0; & -M_0 + R_B'' \cdot 2l &= 0 \\ \sum M_B(F_i) &= 0; & -M_0 + R_A'' \cdot 2l &= 0 \end{aligned}$$

Bundan $R_A'' = R_B'' = \frac{1}{2l}$ ekanligi kelib chiqadi.

$\overline{M}_2 = R_A'' \cdot z$ ifoda yordamida $\overline{M}_0 = 1$ juft kuch bilan yuklangan to'singa tegishli epyura quramiz (2.52-shakl, f).

B tayanchning aylanish burchagini topish uchun M_F va \overline{M}_2 epyuralarni bir-biriga ko'paytiramiz:

$$\Delta_B = \theta_B = \frac{1}{EJ} A \eta^c = \frac{1}{EJ} \cdot \frac{2}{3} q l^3 \cdot \frac{1}{2} = \frac{q l^3}{3EJ}$$

Bu yerda $A = \frac{2}{3} \cdot \frac{q(2l)^2}{8} \cdot 2l = \frac{2ql^3}{3}$ — epyuraning yuzasi bo'lib, 3-ilova yordamida aniqlanadi.

$$\text{Demak, } f_k = \frac{5ql^4}{24EJ}; \quad \theta_B = \frac{ql^3}{3EJ}$$



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Egilishda ichki kuch faktorlaridan qaysilari paydo bo'ladi?
2. Sof egilish va ko'ndalang egilish nima?
3. Neytral qatlam va neytral o'q nima?
4. Sof egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
5. Ko'ndalang egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
6. Normal kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega bo'ladi?
7. Urinma kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega bo'ladi?
8. Egilishda paydo bo'luvchi chiziqli va burchakli ko'chishlar qanday aniqlanadi?
9. Vereshagin formulasi qanday ko'rinishga ega?

Murakkab qarshilik

2.26-§. Asosiy tushunchalar

Biz yuqorida o‘tilgan boblarda konstruksiya elementlarining markaziy cho‘zilish yoki siqilish, siljish, buralish, sof va ko‘ndalang egilish kabi oddiy deformatsiyalarini tekshirib chiqdik. Odatda, oddiy deformatsiyalar sodir bo‘lishi uchun tekshirilayotgan elementlarning istalgan ko‘ndalang kesim yuzalarida ichki zo‘riqishlardan faqatgina bittasi ta’sir ko‘rsatishi kerak. Masalan, agar sterjenlarning istalgan ko‘ndalang kesim yuzalari faqat bo‘ylama kuchlar ta’sirida bo‘lsa, u holda markaziy cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyasi paydo bo‘ladi. Bordi-yu, sterjenning barcha ko‘ndalang kesim yuza tekisliklariga mazkur tekisliklarda yotuvchi juft kuchlar ta’sir ko‘rsatsa, buralish deformatsiyasi yuzaga keladi.

Shuni ta’kidlash zarurki, garchi ko‘ndalang egilishga qarshilik ko‘rsatuvchi to‘sinlarning kesimlarida ichki zo‘riqishlardan ikkitasi — ko‘ndalang kuch Q va eguvchi moment M mavjud bo‘lsa-da, ko‘ndalang egilish oddiy deformatsiya tarzida o‘rganildi. Chunki bunday paytlarda xavfli kesimda paydo bo‘luvchi eng katta normal kuchlanish $\sigma_M(\max)$ mazkur kesimdagi eng katta urinma kuchlanish $\tau_Q(\max)$ dan yetarlicha katta bo‘lib, to‘sin ko‘pincha eguvchi moment bo‘yicha mustahkamlikka hisoblanadi.

Lekin muhandislik amaliyotida konstruksiya elementlari bir vaqtning o‘zida ikki yoki undan ortiq oddiy deformatsiyalarga qarshilik ko‘rsatishlari mumkin. Masalan, mashina vallari buralishi hamda egilishi mumkin. Chunki bunday hollarda ularning istalgan ko‘ndalang kesimlariga ichki zo‘riqishlardan faqat burovchi va eguvchi momentlar ta’sir ko‘rsatadi. Ko‘prik va kran fermalari sterjenlarining cho‘zilishi bilan birgalikda egilishga ham qarshilik ko‘rsatishi ularning barcha kesimlarida bo‘ylama kuch va eguvchi moment ta’sirida ekanligidan dalolat beradi.

Tekshirilayotgan konstruksiya elementlari yoki mashina qismlarining barcha ko‘ndalang kesim yuzalariga ta’sir ko‘rsatuvchi ikki yoki undan ortiq ichki zo‘riqishlar natijasida vujudga keladigan deformatsiyalar murakkab deformatsiya yoki murakkab qarshilik deyiladi.

Murakkab deformatsiyaga uchraydigan biki konstruksiya uning tuzilmalari ko'ndalang kesimlaridagi barcha nuqtalarda umumiy holda uchta normal ($\sigma_{N(z)}$, $\sigma_{M(x)}$, $\sigma_{M(y)}$) va uchta urinma ($\tau_{Q(x)}$, $\tau_{Q(y)}$, $\tau_{M(z)}$) kuchlanishlar paydo bo'ladi.

2.27-§. Qiyshiq egilish

To'sinda o'z o'qiga tik yo'nalgan va bosh tekisliklardan birining ham ustida yotmagan natijaviy eguvchi moment ta'siridan qiyshiq egilish deformatsiyasi sodir bo'ladi (2.53-shakl, a).

Qiyshiq egilishda natijaviy eguvchi moment tekisligi bilan egilish tekisligi ustma-ust tushmaydi.

Qiyshiq egilishda natijaviy normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_z = \frac{M_y}{J_y} x + \frac{M_x}{J_x} y \quad (2.97)$$

Oxirgi ifoda qiyshiq egilishni kesimning markaziy bosh inersiya o'qlariga nisbatan olingan eguvchi momentlar ta'siridan hosil bo'lgan ikkita to'g'ri egilishlar yig'indisidan iborat ekanligini tasdiqlaydi. Demak, qiyshiq egilish bosh inersiya tekisliklarida sodir bo'lgan ikkita to'g'ri egilishlar yig'indisidan iborat ekan.

Kuchlanish topiladigan nuqta kesimda joylashuviga qarab musbat yoki manfiy ishorali koordinatalarga ega bo'lishi mumkin. Buni e'tiborga olib (2.97) formulani quyidagi ko'rinishda umumlashtirib yozish maqsadga muvofiqdir:

$$\sigma_z = \pm \frac{M_y}{J_y} x \pm \frac{M_x}{J_x} y \quad (2.98)$$

(2.98) formula bo'yicha kesimning istalgan nuqtasidagi kuchlanish topiladi. Shuni ta'kidlash muhimki, bu formuladan foydalanayotganda kuchlanishi topiladigan nuqtaning koordinatalari ishorasini, albatta, e'tiborga olish zarur.

Tekshirilayotgan holda $M_x = M \cos \varphi$, $M_y = M \sin \varphi$ ekanligini nazarda tutib, neytral o'q tenglamasini

$$y = -\frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi x \quad (2.99)$$

ko'rinishda yozib olamiz.

Neytral o'q koordinata boshidan o'tuvchi to'g'ri chiziq bo'lib, uning holatini β burchak aniqlaydi (2.53-shakl, b). Neytral o'q ustida yotuvchi biror $K(x_0, y_0)$ nuqta uchun

$$y_0 = -\frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi x_0$$

bundan $-\frac{y_0}{x_0} = \frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi$ yoki

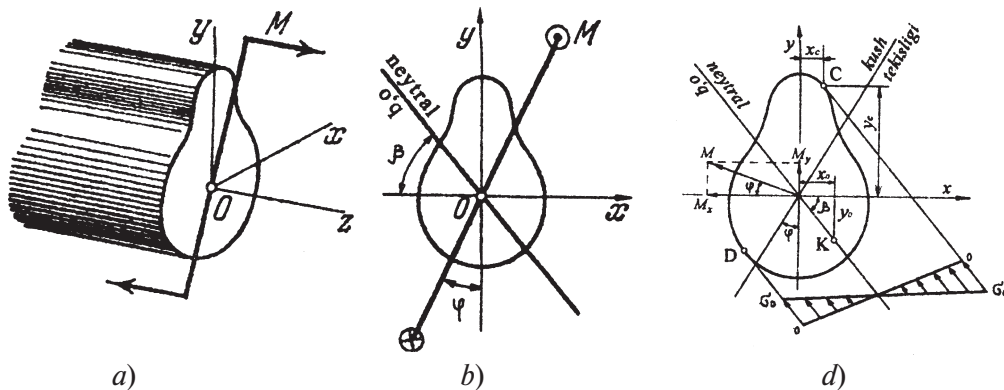
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \varphi$$

(2.100)

(2.100) formula neytral o'qning holatini aniqlaydi. Bu formula qiyshiq egilishda neytral o'qning natijaviy eguvchi moment tekisligining iziga tik emasligini tasdiqlaydi.

Kvadrat, doiraviy, halqa kabi kesimli to'sinlar qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatmaydilar, chunki ularda $J_x = J_y$ va nihoyat $\beta = \varphi$ bo'lib, egilish kuch tekisligida sodir bo'ladi.

Neytral o'qqa parallel holda kesim konturiga urinma o'tkazib, kesim yuzada normal kuchlanish epyurasini quramiz (2.53-shakl, d).



2.53- sh a k l

Epyuradan ko'rinib turibdiki, neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan C va D nuqtalarda tegishli eng katta σ_c cho'zuvchi va σ_d siquvchi kuchlanishlar paydo bo'ladi. Bu kuchlanishlar bo'yicha qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatuvchi to'sinlar mustahkamlikka tekshiriladi.

2.28-§. Markaziy bo'lmagan cho'zilish yoki siqilish

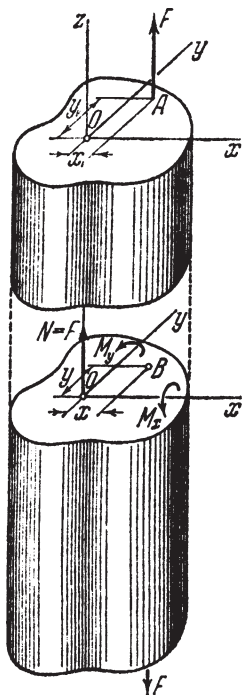
Qutb nuqtasi deb ataluvchi A nuqtaga F kuch qo'yilganda brus kesimlarida $N_z = F$, $M_x = Fy_F$, $M_y = Fx_F$ ichki zo'riqishlar paydo bo'ladi (2.54-shakl). Shu bois, brus markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatadi.

Tekshirilayotgan hol uchun normal kuchlanish formulasi quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_z = \frac{F}{A} \left(1 + \frac{x_F}{i_y^2} x + \frac{y_F}{i_x^2} y \right) \quad (2.101)$$

Bu yerda i_x, i_y lar inersiya radiuslari bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$i_x = \sqrt{\frac{J_x}{A}}, \quad i_y = \sqrt{\frac{J_y}{A}}, \quad (2.102)$$



2.54-shakl

Neytral o'q uchun

$$\left(1 + \frac{x_F}{i_y^2} x + \frac{y_F}{i_x^2} y \right) = 0 \quad (2.103)$$

chunki $\sigma_z \neq 0$.

(2.101) formuladan markazlashmagan cho'zilish (siqilish)ga qarshilik ko'rsatuvchi brusning ixtiyoriy kesimida yotuvchi nuqtalarning normal kuchlanishi topiladi.

(2.103) ifodaga markazlashmagan cho'zilish (siqilish)da neytral o'q tenglamasi deyiladi.

Endi neytral o'qning holatini aniqlashga o'tamiz.

(2.103) tenglamani quyidagicha yozib olamiz:

$$\frac{x}{\left(-\frac{i_y^2}{x_F} \right)} + \frac{y}{\left(-\frac{i_x^2}{y_F} \right)} = 1 \quad (2.104)$$

Bu tenglamadan ko'rinib turibdiki, neytral o'q kesimning og'irlik markazidan o'tmas ekan; neytral o'q bosh inersiya o'qlaridan quyidagi kesmalarni ajratadi:

$$a_x = -\frac{i_y^2}{x_F}, \quad a_y = -\frac{i_x^2}{y_F} \quad (2.105)$$

Demak, neytral o'qning holati kuchning miqdoriga bog'liq bo'lmasdan, balki kuch qo'yilgan nuqtaning holatigagina bog'liq ekan.

Analistik geometriya kursidan ma'lumki, koordinata boshidan birorta

$$ax + by + c = 0 \quad (2.106)$$

ko‘rinishdagi to‘g‘ri chiziqqacha bo‘lgan eng qisqa masofa

$$\overline{OC} = \frac{c}{\sqrt{a^2 + b^2}} \quad (2.107)$$

ga teng.

Tekshirilayotgan hol uchun (2.55-shakl):

$$\overline{OC} = \frac{1}{\sqrt{\frac{x_F^2}{i_Y^4} + \frac{y_F^2}{i_X^4}}} \quad (2.108)$$

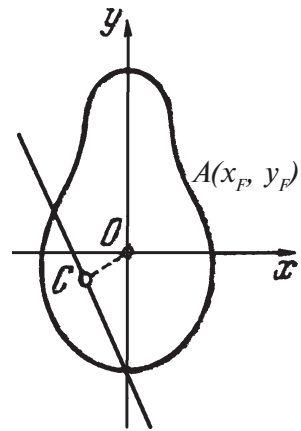
Oxirgi ifoda ham neytral o‘qning holatini aniqlaydi: qutb nuqtasi kesim og‘irlik markaziga yaqinlashgan sari neytral o‘q undan uzoqlasha boradi, aksincha bo‘jsa yaqinlashadi.

Bundan chiqdi, kuchning qo‘yilish nuqtasiga qarab (aytaylik, brus cho‘zuvchi kuch ta’sirida bo‘lsin), quyidagi xulosalarga kelish mumkin:

a) neytral o‘q kesim yuzani kesib o‘tadi; bunday holda kesimda ikki xil ishorali kuchlanish paydo bo‘ladi;

b) neytral o‘q kesimga tegib o‘tadi; kesimda bir xil ishorali kuchlanish paydo bo‘ladi;

d) neytral o‘q kesimning tashqarisidan o‘tadi; kesimda bir xil ishorali kuchlanish hosil bo‘ladi.



2.55-shakl



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Qaysi holdagi egilish qiyshiq egilish deyiladi?
2. Qiyshiq egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
3. Qiyshiq egilishda neytral o‘q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
4. Markazlashmagan cho‘zilish yoki siqilish nima?
5. Markazlashmagan cho‘zilish yoki siqilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
6. Markazlashmagan cho‘zilish yoki siqilishda neytral o‘q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.

Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi (bo'ylama egilish)

2.29-§. Asosiy tushunchalar

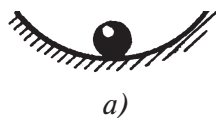
Nazariy mexanikadan ma'lumki, mutlaq qattiq jismlarning muvozanat holati uch xil bo'ladi: ustuvor (turg'un), farqsiz va noustuvor (turg'unmas). Masalan, botiq sirt ichida sharning muvozanati ustuvor bo'ladi, chunki shar biroz qo'zg'atilib, qo'yib yuborilgach, yana o'zining dastlabki muvozanat holatiga qaytib keladi (2.56-shakl, a). Gorizontalk tekislikda yotgan sharcha farqsiz muvozanat holatda bo'ladi (2.56-shakl, b); muvozanat holatdan chiqarilgan sharcha kuch ta'siri to'xtatilgach, o'zining dastlabki holatiga qaytmasdan yangi muvozanat holatni egallaydi. Nihoyat, qavariq sirt ustida turgan shar noustuvor muvozanat holatda bo'ladi (2.56-shakl, d); muvozanatdan chiqarilgan shar kuch ta'siri to'xtatilgandan keyin oldingi holatiga qaytmaydi.

Shunga o'xshash misollarni deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarda, xususan siqilgan sterjenlarning muvozanatini o'rganish jarayonida ham uchratish mumkin.

Yuqorida tekshirilgan misollardan ko'rinib turibdiki, absolyut qattiq jismlarning ustuvorligi ularga qo'yilgan tashqi kuchlarga bog'liq emas. Masalan, sharning og'irligi uning ustuvorligiga ta'sir ko'rsatmaydi. Ammo deformatsiyalanuvchi qattiq jismlarning ustuvorligi ularga ta'sir etuvchi kuchning qiymati, yo'nalishi, qo'yilish joyi kabi bir qancha omillarga uzviy bog'liqdir.

Pastki uchi bilan qistirib mahkamlangan to'g'ri chiziqli uzun va ingichka sterjenning yuqori uchiga statik ravishda asta-sekin oshib boruvchi siquvchi F kuch qo'yilgan bo'lsin (2.57-shakl).

Agar yetarli darajada kichik siquvchi kuch ta'siridagi sterjenni birorta ko'ndalang kuch bilan yon tomondan turtib yuborsak, kuchlar ta'siri to'xtatilgach, sterjen biroz tebranib, o'zining dastlabki to'g'ri chiziqli holatiga qaytadi (2.57-shakl, a). Sterjenning bu holatiga **ustuvor muvozanat** deyiladi.



a)



b)



d)

2.56-sh a k l

Siquvchi kuchni sekin-asta oshira borib, uning shunday qiymatini topish mumkinki, bu qiymatda ko'ndalang yo'nalishdagi turtkidan keyin tashqi ta'sir to'xtatilgach, u to'g'ri chiziqli muvozanat holatiga qaytmasdan, egilganicha qoladi (2.57-shakl, b).

Bordi-yu, sterjen to'g'rilab qo'yilsa, u o'zining dastlabki to'g'ri chiziqli muvozanat holatini egallaydi. Sterjenning bu holatiga **farqsiz muvozanat** deyiladi; bu holatga to'g'ri keluvchi siquvchi kuchning qiymatiga esa kritik qiymat yoki kritik kuch deb aytiladi hamda F_{kr} harfi bilan belgilanadi.

Kritik kuchdan kattaroq kuch bilan siqilgan sterjen tabiiyki, kuch ta'siri to'xtatilgach, dastlabki to'g'ri chiziqli holatiga to'liq qaytmaydi, balki egilib, ustuvorligini yo'qotadi (2.57-shakl, d). Sterjenning bu holatiga **noustuvor muvozanat** deyiladi.

Shunday qilib, kritik kuch farqsiz muvozanat holatiga tegishli shunday kuch ekanki, agar uning qiymati «salgina» kamaytirilsa sterjen ustuvor, aksincha oshirilsa u noustivor muvozanat holatni egallaydi.

To'g'ri chiziqli uzun va ingichka siqilgan sterjenlar ustuvorligining yo'qolish hodisasiga bo'ylama egilish deb ataladi.

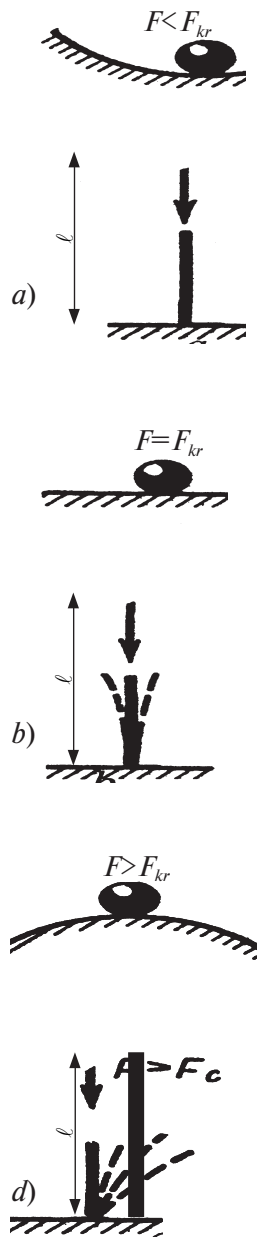
Bo'ylama egilish xavfli, unga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Masalan, siquvchi kuch F_{kr} dan salgina oshirilgandayoq egilish juda tez o'sib (salqilik bilan siquvchi kuch orasida chiziqli bog'lanish mavjud), sterjen to'satdan yemirilishi ham mumkin.

Shu jihatdan qaraganda, siqilgan sterjenlarning xavf-xatarsiz ishlashini ta'minlovchi siquvchi kuchning haqiqiy qiymati F_{kr} ni kritik kuch dan kichik qilib olish maqsadga muvofiqdir:

$$F = \frac{F_{kr}}{n^s} \quad (2.109)$$

Bunda n^s — ustuvorlikning hisoblab aniqlanadigan yoki haqiqiy ehtiyot koeffitsienti)*.

* s—indeksi ingliz tilidagi stabilite (ustuvorlik) so'zidan olingan.



2.57- sh a k l

Ustuvorlikning talab etiladigan yoki zaruriy ehtiyot koeffitsienti maxsus jadvallardan olinadi.

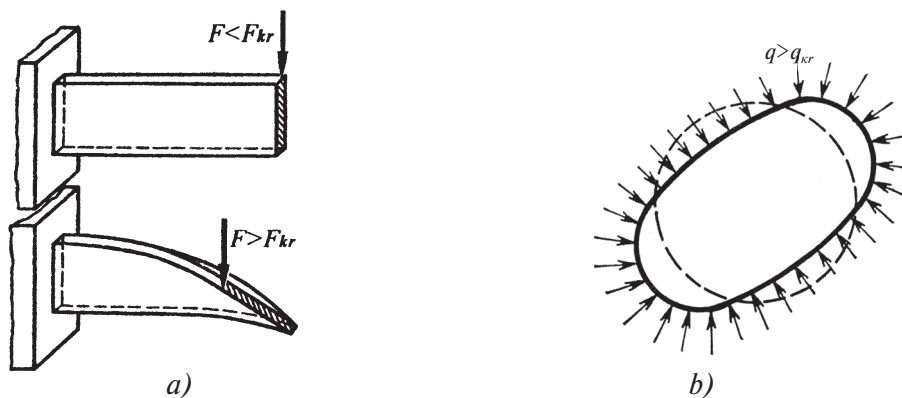
Masalan, mashinasozlik konstruksiyalarining po‘lat materiallardan yasalgan qismlarini hisoblashda $n_{adm}^s = 4\div 5$ ga teng qilib, qurilish konstruksiyalarining qismlarini hisoblashda esa n_{adm}^s quyidagicha olinadi (2.5-jadval):

2.5-jadval

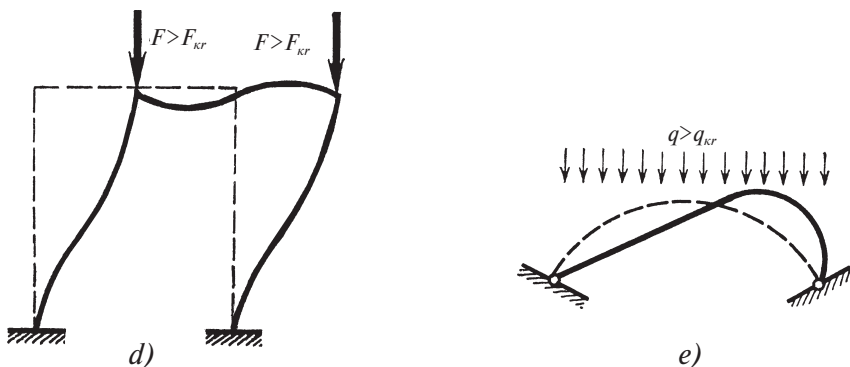
№	Materiallar	Ustuvorlikning ehtiyot koeffitsienti n_{adm}^s ning qiymati
1	Po‘lat	1,8 – 3,0
2	Yog‘och	2,8 – 3,2
3	Cho‘yan	5,0 – 5,5

Ustuvorlikning yo‘qolish hodisasi faqat siqilgan sterjenlargagina xos bo‘lmasdan, balki konstruksiyalarning boshqa xildagi elementlarida ham uchraydi. Masalan, tekis egilishga qarshilik ko‘rsatuvchi to‘g‘ri to‘rtburchak kesimli yupqa devorli konsol kuch kritik qiymatdan oshirilganda ustuvorligini yo‘qotib, egilish va buralishga birgalikda qarshilik ko‘rsatadi (2.58-shakl, a).

Radial yo‘nalishda siqilishga qarshilik ko‘rsatuvchi yupqa halqa $q > q_{cr}$ kuch ta’sirida shaklini ellipsga o‘zgartirib, siqilish bilan egilishga birgalikda qarshilik ko‘rsatadi (2.58-shakl, b); F kuch kritik qiymatdan ortishi bilanoq rama egilib, uning tugunlari bir tomonga suriladi, natijada, rama o‘zining ustuvorligini yo‘qotadi (2.58-shakl, d); xuddi shunday hodisani arkada ham kuzatish mumkin (2.58-shakl, e).



2.58- sh a k l



2.58-shakl

Bu misollar ustuvorlik yo‘qolganda konstruktsiya qismlarining deformatsiyalanish tavsifi ham sifat jihatidan o‘zgarib ketishini, ya’ni oddiy deformatsiyaning murakkab deformatsiyaga aylanishini to‘liq tasdiqlaydi.

Shuning uchun ustuvorlikka oid masalalarni yechishda kritik kuch va kritik kuchlanishni aniqlash muhim ahamiyatga ega.

Materiallar qarshiligi to‘la kursida kritik kuchni

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{\ell^2} \quad (2.110)$$

ko‘rinishdagi formula yordamida topish mumkinligi isbotlangan.

(2.110) formulani birinchi bo‘lib 1744-yilda Peterburg Fanlar Akademiyasining a‘zosi Leonard Eyler taklif etganligi sababli uni Eyler formulasi, bu formula bo‘yicha topilgan kuchni esa Eyler kuchi deb ataladi.

2. 30-§. Kritik kuch qiymatiga sterjen uchlari mahkamlanish turining ta’siri

Kritik kuchning kattaligi sterjenlar uchlarning mahkamlanishiga ham bog‘liq bo‘ladi. Buni oydinlashtirish maqsadida uchlari tayanchga turlicha birlashtirilgan sterjenlar uchun kritik kuchni aniqlaymiz:

a) sterjenning uchlari vertikal yo‘nalishda erkin harakatlana oluvchi polzun sharnir vositasida 2.59-shakl, a da tasvirlangandek mahkamlangan (asosiy hol).

Bu usul bo‘yicha tayanchlarga mahkamlangan sterjenlar uchun kritik kuch

$$F_{1kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{\ell^2} \quad (2.111)$$

formuladan topilishini L. Eyler isbotlagan:

b) sterjenning faqat pastki uchi qistirib tiralgan (2.59-shakl, b).

Sterjenning o'q chizig'ini, chizmada ko'rsatilgandek, davom ettirib, quyidagi xulosaga kelish mumkin: bir uchi bilan qistirib tiralgan, ikkinchi uchi esa mutlaqo erkin turgan sterjen birinchi (asosiy) usulda mahkamlangan sterjen qanday sharoitda bo'lsa (ishlasa), xuddi shunday sharoitda bo'ladi (ishlaydi), qachonki uning uzunligi 2ℓ ga teng bo'lsa. Boshqacha aytganda, bir uchi qistirib tiralgan, ikkinchi uchi esa mutlaqo erkin turgan sterjen uzunligi 2ℓ ga teng bo'lgan va birinchi (asosiy) usul bo'yicha mahkamlangan sterjen kabi sharoitda bo'ladi.

Bundan chiqdi, ikkinchi usul bo'yicha mahkamlangan sterjen uchun kritik kuchni topishda (2.111) formuladagi ℓ ni 2ℓ ga almashtirish kifoya:

$$F_{2kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(2\ell)^2} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{4\ell^2} \quad (2.112)$$

yoki
$$F_{2kr} = \frac{1}{4} F_{1kr} \quad (2.112) a$$

d) sterjen ikki uchi bilan qistirib tiralgan yoki sterjenning ikkala uchi ham vertikal yo'nalishda erkin harakatlanuvchi polzunga biriktirilgan (2.59-shakl, d).

Sterjenning elastik chizig'i ikkita burilish nuqtasiga ega bo'lgan uchta teng bo'lakchadan iborat. Uzunligi $0,5\ell$ ga teng bo'lgan bo'lakcha go'yoki asosiy usul bo'yicha mahkamlangan sterjen kabi sharoitda bo'ladi. Shu sababli (2.111)dagi ℓ ning o'rniga $0,5\ell$ ni qo'yish lozim:

$$F_{3kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(0,5\ell)^2} = \frac{4\pi^2 EJ_{min}}{\ell^2} \quad (2.113)$$

yoki
$$F_{3kr} = 4F_{1kr} \quad (2.113a)$$

e) sterjenning bir uchi qistirib tiralgan, ikkinchi uchi esa qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchga yoki vertikal yo'nalishda erkin harakatlanuvchi polzunga sharnir vositasida mahkamlangan (2.59-shakl, e).

Elastik chiziqda bitta burilish nuqtasi mavjud bo'lib, u ikki bo'lakdan iborat; sterjenning $0,7\ell$ qismi asosiy usul bo'yicha mahkamlangan sterjen qanday sharoitda bo'lsa, xuddi shunday sharoitda bo'ladi.

Tekshirilayotgan hol uchun kritik kuch

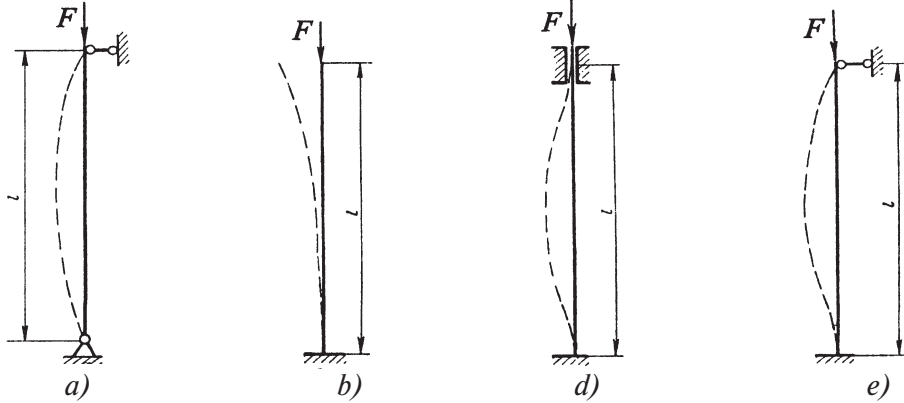
$$F_{4kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(0,7\ell)^2} \quad (2.114)$$

yoki

$$F_{4kr} \cong 2F_{1kr}$$

(2.114) a

ko‘rinishlarda ifodalanadi.



2.59-sh a k l

Shunday qilib, yuqorida bayon etilgan barcha hollar uchun kritik kuch aniqlanadigan formulalarni

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{\ell_{kel}^2}$$

(2.115)

ko‘rinishda umumlashtirish mumkin.

Bunda $\ell_{kel} = \mu \ell$ — sterjenning keltirilgan uzunligi;

μ — uzunlikning keltirish koeffitsienti bo‘lib, sterjen uchlarning tayanchlarda mahkamlanish turlarini e‘tiborga oladi (2.6-jadval).

2.6-jadval

Sterjen uchlarning mahkamlanish usullari	Uzunlikning keltirish koeffitsienti μ ning qiymati
2.59-shakl, a bo‘yicha	1
2.59-shakl, b bo‘yicha	2
2.59-shakl, d bo‘yicha	0,5
2.59-shakl, e bo‘yicha	0,7

2.31-§. Kritik kuchlanish. Eyler formulasi tatbiq etilish chegarasi

Eyler formulasi bo'yicha kritik kuch topilgach, kritik kuchlanishni quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_{kr} = \frac{F_{kr}}{A} \quad (2.116)$$

yoki

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{(\mu\ell)^2 A} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu\ell}{i_{min}}\right)^2} \quad (2.117)$$

bunda A — sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi.

$i_{min} = \sqrt{\frac{J_{min}}{A}}$ — sterjen ko'ndalang kesimining eng kichik inersiya radiusi.

(2.117) formulaning maxrajidagi o'lchamsiz miqdorni λ harfi bilan belgilaymiz:

$$\lambda = \frac{\mu\ell}{i_{min}} \quad (2.118)$$

bunda λ — sterjenning egiluvchanligi bo'lib, o'lchamsiz miqdor.

Oxirgi ifodani e'tiborga olib, kritik kuchlanishni quyidagicha yozamiz:

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (2.119)$$

Eyler formulasini amalda tatbiq etayotganda undan faqat mutanosiblik chegarasidagina foydalanish mumkin yoki boshqacha aytganda uni ishlatishda

$$\sigma_{kr} \leq \sigma_{mut} \quad \text{yoki} \quad \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{mut} \quad (2.120)$$

shartni buzmaslik kerak.

Bunda σ_{mut} — sterjen materialining mutanosiblik chegarasi

(St_3 po'lat uchun $\sigma_{mut} = 200 \text{ MPa}$).

Eyler formulasini tatbiq etilish chegarasini aniqlash maqsadida (2.121) shartdan λ ni ushbu ko'rinishda yozib olamiz:

$$\lambda \geq \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{max}}}} \quad (2.121)$$

2.7-jadvalda egiluvchanlikning chegaraviy qiymati keltirilgan.

2. 7-jadval

№	Materiallarning nomlanishi	λ	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
		—	MPa	MPa	MPa
1	Po‘lat:				
	St 2, St3	100	310	1,14	—
	St5		464	3,26	—
	Po‘lat 40	90	321	1,16	—
2	Tarkibida kremniy miqdori oshirilgan po‘lat	100	589	3,82	—
3	Cho‘yan	80	776	12	0,53
4	Yog‘och (qarag‘ay)	110	29,3	0,19	—

Demak, St3 navli po‘latdan yasalgan sterjenlar uchun Eyler formulasini egiluvchanlik 100 dan katta bo‘lgandagina tatbiq etish mumkin, xolos.

Bordi-yu tekshirilayotgan sterjenning egiluvchanligi 2.7-jadvalda berilgan qiymatlardan kichik bo‘lsa, F.S.Yasinskiy tomonidan taklif etilgan quyidagi empirik (tajribalar natijasiga asoslangan) formula ishlatiladi:

$$\sigma_{kr} = a - b\lambda \quad (2.122)$$

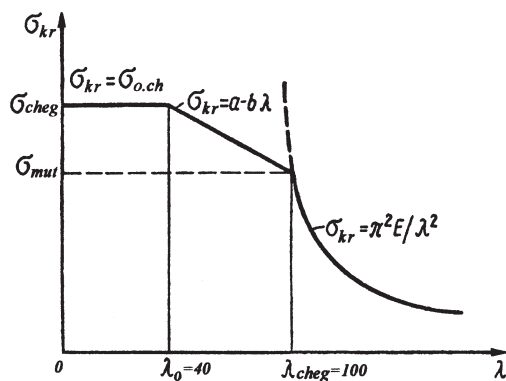
yoki cho‘yan uchun
$$\sigma_{kr} = a - b\lambda + c\lambda^2 \quad (2.123)$$

bunda *a*, *b*, *c* – materialning xossasiga bog‘liq bo‘lib, tajribalardan aniqlanadi.

2.60-shaklda St 3 navli po‘lat materialidan yasalgan sterjen uchun kritik kuchning egiluvchanlikka bog‘liqlik grafigi tasvirlangan.

Grafikning $\lambda = 0 - 40$ oralig‘ida kritik kuchlanishning qiymati o‘zgarmas bo‘lib, $\sigma_{sr} = \sigma_{och} = \sigma_y$ ga teng. Grafikning $\lambda = 40 - 100$ oralig‘i empirik formula yordamida qurilgan.

Grafikning $\lambda > 100$ qismi giperbolako‘rinishidabo‘lib, Eyler formulasi asosida chizilgan.



2.60-shakl

Shunday qilib, bo‘ylama egilishga hisoblanayotgan sterjenlarni quyidagi uchta guruhga ajratish mumkin:

$\sigma_e = \text{const}$, $0 \leq \lambda \leq 40$ (bikr sterjenlar);

$\sigma_{kr} = a - b\lambda$, $0 \leq \lambda \leq 100$ (o‘rtacha bikrlidagi sterjenlar);

$$\frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \lambda > 100$$

(egiluvchan sterjenlar).

Tajriba natijalari va Eyer formulasi tayanib, boshqa materiallar uchun ham $\sigma_{kr} = f(\lambda)$ bog‘lanish grafigini qurish mumkin.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Bo‘ylama egilish hodisasining mohiyatini tushuntiring.
2. Kritik kuch nima?
3. Eyer formulasi umumiy ko‘rinishda qanday yoziladi?
4. Uzunlikning keltirish koeffitsienti sterjen uchlarning mahkamlanish usullariga bog‘liqmi? Bu holatni misollar yordamida tushuntiring.
5. Sterjen egiluvchanligi qanday formula yordamida topiladi?
6. Kritik kuchlanish formulasini yozing va uning mohiyatini tushuntiring.
7. Kam uglerodli po‘lat uchun qurilgan kritik kuchlanish va egiluvchanlik orasidagi bog‘lanish grafigining mazmunini tushuntiring.

MASHINA DETALLARI

Har qanday mashinaning asosiy vazifasi insonning jismoniy, aqliy mehnatlarini yengillashtirish, mehnat samaradorligini oshirish, ishlab chiqarishni boshqarish va taraqqiy ettirish kabi jarayonlarni amalga oshirishdan iborat. Shu bois xalq xo'jaligining muhim, yetakchi tarmog'i hisoblangan mashinasozlik va avtomobilsozlik sohalarini rivojlantirish alohida ahamiyat kasb etmoqda. Holbuki, mashinasozlik, avtomobilsozlik sohalari sanoat va qishloq xo'jaligining rivojlanishi uchun zarur bo'lgan moddiy-texnik negiz hisoblanadi.

Mehnat faoliyati mexanizm va mashinalar bilan bevosita aloqador bo'lgan mutaxassis: ishchi, muhandis, loyihachi, olimlarga tegishlicha quyidagi asosiy talablar qo'yiladi:

- amalda qo'llanilayotgan mexanizm va mashinalarning vazifasi, tuzilishi, ishlash prinsipini bilishi hamda ulardan oqilona, samarali foydalana olishi;
- mexanizm va mashinalarga o'z vaqtida texnik xizmat ko'rsatishi va ta'mirlashi;
- tannarxi arzon, yengil, ixcham, foydali ish koeffitsienti yuqori, foydalanish qulay va xavfsiz, chidamli bo'lgan zamonaviy mexanizm va mashinalarning yangi loyihalarini yaratish hamda ularni ishlab chiqishga joriy etib, amalda qo'llay olishi kabilar.

Tabiiyki, bunday muhim vazifalarni faqat yuqori malakali mutaxassislargina bajara oladi. Shu jihatdan qaraganda mashinasozlik sohasida mutaxassislar tayyorlashda «Mashina detallari» fani alohida o'rin tutadi.

Mashina detallari fani muhandislik amaliyotida ko'plab uchraydigan, deyarli barcha turdagi mexanizm va mashinalar uchun umumiy bo'lgan detal va uzellarning tuzilishi, ishlash prinsipi hamda ularni iqtisodiy jihatdan tejamlil qilib hisoblash, loyihalash usullarini o'rgatadi.

Bu fan matematika, nazariy mexanika, materialshunoslik, materiallar qarshiligi, chizmachilik, mexanizm va mashinalar nazariyasi kabi juda ko'p fanlarga asoslanadi.

Asosiy tushunchalar

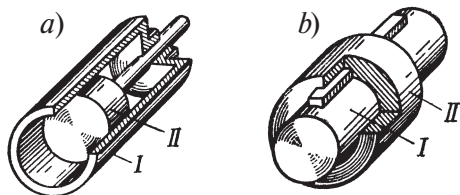
3.1-§. Kinematik juftlik

O‘zaro qo‘zg‘aluvchan qilib biriktirilgan ikki bo‘g‘in (zveno) kinematik juftlikni yoki qisqacha juftlikni tashkil etadi.

Juftliklar: quyi va oliy guruhlariga bo‘linadi.

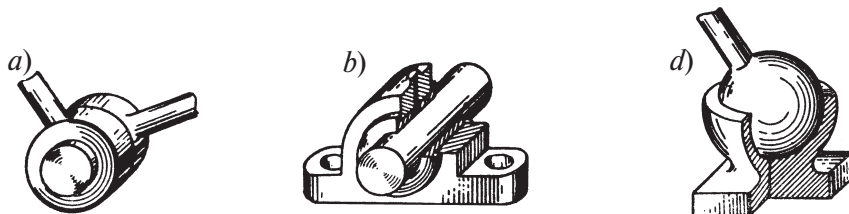
Bo‘g‘inlari sirt bo‘ylab tegib turuvchi juftlik **quyi juftlik** deb atalib, o‘z navbatida u quyidagi turlarga bo‘linadi:

- ilgarilanma juftlik (3.1-shakl, a,b);
- aylantiruvchi juftlik (3.2-shakl, a,b,d);
- vintli juftlik (3.3-shakl).



3.1-shakl

3.1-shaklda:
a) I silindri, II shtok bilan porshen;
b) I val (yo‘naltiruvchi shponka bilan birgalikda), II vtulka tasvirlangan.



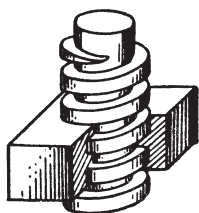
3.2-shakl

3.2-shaklda:

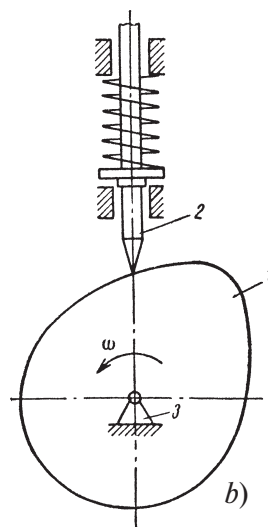
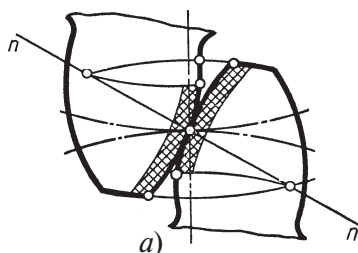
- a) tekis sharnir;
- b) val va podshipnik;
- d) richagning sharsimon sharniri tasvirlangan.

Chiziq yoki nuqtalar bo'yicha bo'g'inlari doimiy ravishda tegib turadigan juftlik **oliy juftlik** deyiladi. Oliy juftliklarga tishli va kulachokli juftliklar misol bo'ladi (3.4-shakl).

- a) tishli g'ildiraklar chiziq bo'ylab tegib turadi;
- b) tolkatelning uchi kulachokka nuqta bo'yicha tegib turadi (1—kulachok, 2—turtkich—«толкатель», 3—tayanch).



3.3-shakl



3.4-shakl

3.2-§. Mexanizm va uning turlari

Kuchlar ta'sirida harakatlanuvchi va o'zaro bog'langan bo'g'inlar tizimi **mexanizm** deyiladi.

Mexanizمنى tashkil etgan bo'g'inlardan biri qo'zg'almas bo'lib, yerga yoki qo'zg'aluvchan mashinaning korpusiga mahkamlanadi.

Qo'zg'aluvchan (val, polzun, tishli g'ildirak va shu kabi) bo'g'inlar esa qo'zg'almas bo'g'inga biriktiriladi. Qo'zg'aluvchan bo'g'inlar o'zaro bog'langan bo'lib, muayyan harakatni bir-birlariga uzatadi.

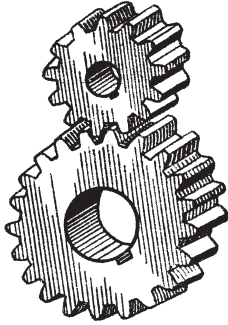
Muhandislik amaliyotida mexanizmlar juda ko'p ishlatiladi; ularni quyidagi ikki guruhga bo'lib o'rganish ma'qul:

- tekis (yassi) mexanizmlar;
- fazoviy mexanizmlar.

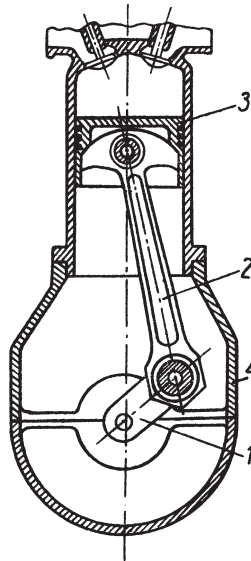
Tekis mexanizmlarda qo'zg'aluvchan bo'g'inlarning hamma nuqtalari o'zaro parallel tekisliklarda iz (traektoriya) chizadi.

Tekis mexanizmlarga quyidagilar misol bo'ladi:

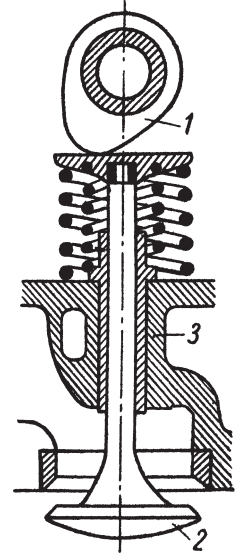
- tishli silindrsimon uzatma (3.5-shakl);
- krivoship-shatunli mexanizm (3.6-shakl, bunda 1—tirsakli val (krivoship), 2—shatun, 3—porshen, 4—korpus);



3.5-shakl



3.6-shakl

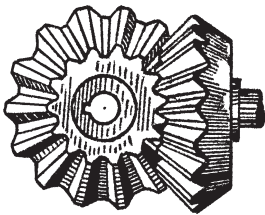


3.7-shakl

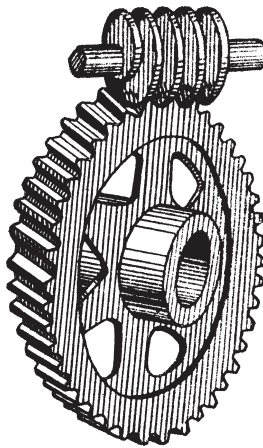
— gaz taqsimlash mexanizmi (3.7—shakl, bunda 1—kulachok, 2—turtkich, 3—vtulka).

Fazoviy mexanizmlarga quyidagilar misol bo‘ladi:

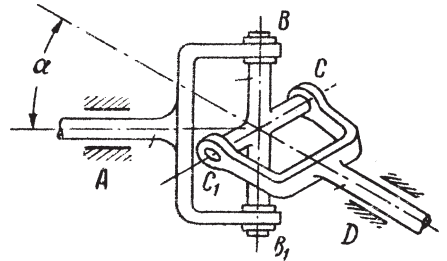
- konussimon tishli uzatma (3.8-shakl);
- chervyakli uzatma (3.9-shakl);
- universal sharnir (3.10-shakl).



3.8-shakl



3.9-shakl



3.10-shakl

Krivoship-shatunli mexanizm eng ko'p tarqalgan mexanizmlardan biri hisoblanadi. U ilgarilanma harakatni aylanma harakatga yoki aksincha, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantirib berish uchun xizmat qiladi.

Bug' dvigatellarida, ichki yonuv dvigatellarida krivoship-shatunli mexanizm porshen yoki polzunning ilgarilanma-qaytma harakatini shatun orqali tirsakli val (krivoship)ning aylanma harakatiga aylantirish uchun xizmat qiladi.

Ba'zi ish qurollarida krivoship-shatunli mexanizm privod valining aylanma harakatini polzunning ilgarilanma-qaytma harakatiga aylantirish uchun xizmat qiladi.

Umuman olganda, har qanday mexanizm mashinaning eng asosiy tarkibiy qismi hisoblanadi.

3.3-§. Mashina va uning turlari

Energiyani bir turdan ikkinchi turga aylantirib beradigan va muayyan foydali ishni bajarish uchun xizmat qiladigan mexanizm **mashina** deyiladi.

Mashinalarni to'rt guruhga bo'lib o'rganish ma'qul:

- mashina-dvigatellar;
- mashina-qurollar;
- nazorat-boshqaruv mashinalari;
- mantiqiy va kibernetik mashinalar.

Biror energiyani mexanik energiyaga aylantiruvchi mashinalar **mashina-dvigatellar** deyiladi. Ichki yonuv dvigateli, bug' va gaz turbinalari, gidroturbina, elektrodvigatel va shu kabilar mashina-dvigatellarga misol bo'ladi.

Mashina-dvigatellarning o'ziga xosligi yana shundaki, ular mashina-qurollarni ham harakatga keltirish uchun xizmat qiladi.

Mashina-qurollarni ikkiga ajratib o'rganish ma'qul:

- texnologik mashinalar (metallarga ishlov beruvchi va to'quv-yigiruv dastgohlari, matbaa mashinalari, nasos, kompressor va shu kabilar);
- transport mashinalari (avto-traktor vositalari, ekskavator, yuk ko'tarish kranlari, transportyor va shu kabilar).

Fan-texnikaning jadal sur'atlar bilan o'sishi, zamonaviy texnologik jarayonlarning ishlab chiqarishga keng joriy etilishi bois, sanoat va qishloq xo'jaligida nazorat-boshqaruv hamda mantiqiy-kibernetik mashinalar ham ishlatilmoqda.

Har qanday mashina oltita asosiy qismdan tashkil topgan:

- stanina (rama yoki poydevor);
- dvigatel (harakatlantiruvchi mexanizm);
- ish organi (ijro mexanizmi);

- transmissiya (dvigateldan ish organiga harakatni uzatuvchi mexanizm*);
- yurish jihozlari;
- boshqaruv mexanizmi.

Shuni alohida ta'kidlash muhimki, har qanday mashinani mexanizm deb hisoblash mumkin, lekin har qanday mexanizm mashina bo'la olmaydi. Masalan, soat, tarozi va shu kabi o'lchov asboblari garchi foydali ish bajarsa-da, lekin energiyani bir turdan boshqasiga aylantira olmaydi.

Mashina uzellardan, uzellar esa o'z navbatida detallardan tashkil topadi.

Bir xil materialdan tayyorlangan va ayrim bo'laklarga ajralmaydigan eng kichik qism **detal** deyiladi. Masalan, gayka, bolt, shponka, prujina va shu kabilar detallarga misol bo'ladi.

Muayyan vazifani bajarishga mo'ljallangan va bir necha detallardan tuzilgan qism **uzel** deyiladi. Reduktor, mufta, podshipnik va shu kabilar uzellarga misol bo'ladi.

Turli mashina va mexanizmlarda bir xil detal yoki uzellar ishlatilishi mumkin.

3.4-§. Mashina, mexanizm va detallarga qo'yiladigan asosiy talablar

Loyihalashtirish davrida mashina, mexanizm va ularning detallariga asosan quyidagi talablar qo'yiladi:

- ✓ mo'ljallangan vaqt davomida ishonchli, ya'ni to'xtab qolmasdan, benuqson ishlashi;
- ✓ to'g'ri, tejamli ishlashi, o'z vazifasiga to'la mos kelishi, foydali ish koeffitsienti yuqori bo'lishi;
- ✓ foydalanish davrida inson hayoti uchun xavf-xatar tug'dirmasligi, atrof-muhitga zarari tegmasligi;
- ✓ sifatli, tannarxi arzon bo'lishi;
- ✓ ixcham, iloji boricha yengil, foydalanish va ta'mirlash jarayonlari qulay bo'lishi;
- ✓ tarkibidagi uzul va detallari standart, o'zaro oson almashinadigan bo'lishi;
- ✓ ortiqcha ta'mirlash ishlarini talab etmasligi;
- ✓ barcha detallari mustahkam, bikr, ustuvor, issiqbardosh, titrash va yeyilishga chidamli, koroziyabardosh bo'lishi;
- ✓ barcha detallarini tayyorlash jarayoni texnologik nuqtayi nazardan qulay bo'lishi kerak va hokazo.

*) Tasmali, friksion, tishli uzatmalar va boshqalar uzatish mexanizmlariga misol bo'ladi.

3.5-§. Mashinasozlik materiallari

Detallar tayyorlashda asosan turli xil mashinasozlik materiallari: po‘lat, cho‘yan, rangli metall va qotishma, plastmassa kabilar ishlatiladi.

Po‘latlar

Uglerodli po‘latlar ishlatilishiga ko‘ra konstruksion va asbobsozlik po‘latlariga bo‘linadi.

Konstruksion po‘latlar tarkibida 0.02 dan 0.8 foizgacha uglerod bo‘ladi. Bunday po‘latlar mashina va agregat detallari, qurilma konstruksiyalari, temir yo‘l transporti vositalari, rels, quvur, sim va boshqa buyumlar ishlab chiqarish uchun asosiy materiallar hisoblanadi.

Uglerodli po‘latlar oddiy va sifatli po‘latlarga bo‘linadi.

Oddiy po‘latlar uch xil (GOST 360-60) guruhga bo‘linadi:

- A — guruh po‘latlari (*Bu guruhdagi po‘latlarning mexanik xossalari kafolatlanadi. Ular St harfi, 0, 1, 2 va hokazo raqamlar bilan belgilanib, qizdirib ishlov berilmaydigan buyumlar tayyorlashda ishlatiladi. Raqam qanchalik katta bo‘lsa, po‘latning mustahkamligi yuqori, plastikligi esa kichik bo‘ladi*);
- B — guruh po‘latlari (*Bu guruhdagi po‘latlarning kimyoviy tarkibi kafolatlanadi. Ular MSt0, MSt1kp, KSt1kp, MSt3, KSt4kp, MSt4, MSt6, MSt7 kabi markalanadi. Marka boshidagi M- marten, K-konvertor usulida po‘lat olinganini bildiradi. Marka oxiridagi kp-po‘lat qaynovchi, sp-chala qaynovchi va hech qanday belgi bo‘lmasa qaynamaydigan po‘lat bo‘ladi. Bu po‘latlardan qizdirish yo‘li bilan turli buyumlar tayyorlanadi*);
- D — guruh po‘latlari (*Bu guruhdagi po‘latlarning mexanik xossalari va kimyoviy tarkibi kafolatlanadi. Ular faqat Marten usulida olinadi va VMSt1, VMSt2 kabi markalanadi. VMSt1 po‘latning mexanik xossalari St1, kimyoviy tarkibi MSt1 po‘latniki kabidir. Bu po‘latlardan payvandlash yo‘li bilan konstruksiyalar yasaladi*).

Sifatli po‘latlar: bunday po‘latlarning kimyoviy tarkibi va mexanik xossalari kafolatlanadi.

Tarkibidagi marganets miqdoriga ko‘ra sifatli po‘latlar ikki guruhga bo‘linadi.

Birinchi guruh po‘latlarida marganets miqdori 0.8 foizdan oshmaydi. Bu guruh po‘latlari harflar va tegishli sonlar bilan markalanadi. Masalan, 05, 05kp, 08, 08kp, 10kp, 30, 40, 85 va shu kabilar.

Ikkinchi guruh po'latlari raqamlar hamda G harfi bilan 15G, 20G, 70G kabi ko'rinishlarda markalanadi. Sonlar yuzga bo'linsa, po'lat tarkibidagi o'rtacha uglerod miqdorini, G harfi esa po'lat tarkibida margenets miqdorining oshirilganini bildiradi. Bu po'atlardan o'q, gayka, quvur, biriktirish muftasi, tross, prujina, resor va boshqa buyumlar tayyorlanadi.

Asbobsozlik po'latlari tarkibida uglerod miqdori 0.05 foizdan 1.35 foizgacha bo'ladi. Ular U7, U7A, U8, U13A kabi markalanadi; «U» harfi asbobsozlik po'lati ekanligini anglatadi, raqamlar 10 ga bo'linganda hosil bo'ladigan qiymat uning tarkibidagi o'rtacha uglerod miqdorini bildiradi. Marka oxiridagi A harfi po'lat tarkibidagi oltingugurt va fosfor elementlarining juda ham kam miqdorda ekanligini ko'rsatadi. Bu po'latlar zarb ta'cirida ishlaydigan: zubilo, shtamp, iskana, duradgorlik asboblari, freza, parma, metchik, plashka, egov, o'roq va shu kabi asbob-uskunalar yasashda ishlatiladi.

Legirlangan po'latlar: legirlovchi elementning miqdoriga ko'ra po'latlar uch xil:

- kam (umumiy legirlovchi elementlar miqdori 2,5 % gacha);
- o'rta (umumiy legirlovchi elementlar miqdori 2,5—10% gacha);
- yuqori (umumiy legirlovchi elementlar miqdori 10 % dan ko'p)

legirlangan po'latlarga bo'linadi.

Legirlovchi elementlar harflar bilan quyidagicha belgilanadi: A—azot, B—niobiy, V—volpfram, G—marganets, D—mis, Ye—selen, K—kobalt, N—nikel, M—molibden, P—fosfor, R—bor, S—kremniy, T—titan, F—vannadiy, X—xrom, S—sirkoniy, Ch—kamyob elementlar, Yu—alyuminiy va shu kabilar.

Po'latlarda ko'pincha legirlovchi elementlar sifatida nisbatan arzon va ko'p uchraydigan Mn, Si va Cr elementlari ishlatiladi. Og'ir sharoitlarda ishlaydigan po'latlar qimmabaho va kamyob bo'lgan nikel, molibden, volfram, niobiy kabilar bilan legirlanadi.

Kam legirlangan po'latlar qurilishda, o'rtacha legirlangan po'latlar esa mashinasozlikda ishlatilmoqda.

Legirlangan po'latlar sanoatning mashinasozlik, samolyotsozlik, avtomobilsozlik, asbobsozlik kabi sohalarida keng qo'llaniladi. Legirlangan po'atlardan og'ir, murakkab sharoitlarda ishlovchi metall konstruksiyalar va ularning elementlari, xususan qishloq xo'jalik mashinalari, traktor va avtomobillar, dastgohlar, asbob-uskunalarining detal va qismlari tayyorlanadi.

Avtomobilsozlik, traktorsozlik, dastgohsozlik hamda asbobsozlikda 18XGT, 25XGT po'latlari ko'p ishlatiladi. Xrommarganetsnikelli (20XGNM) po'latlarning mustahkamligi va toblanish chuqurligi yaxshi bo'lib, ular avtomobilsozlikda ishlatiladi.

Sanoatda 20XGR, 20XGNR po'latlari ishqalanish sharoitlarida ishlaydigan detallar tayyorlashda ishlatiladi.

Po‘latlarni kam miqdorda ko‘p elementlar bilan legirlash yo‘li bilan nisbatan arzon, juda yaxshi mexanik xossalarga ega bo‘lgan 30XGSA, 35XGSA singari po‘lat materiallari olish mumkin. Bu po‘latlar yaxshi payvandlanadi, kesib ishlanadi va plastik deformatsiyalanadi; toblanish chuqurligi 25—40 mm bo‘lib, avtomobilsozlik va qishloq xo‘jaligi mashinasozligida ko‘p ishlatiladi.

Po‘latlarga termik ishlov berish

Sof termik ishlov quyidagilardan iborat:

- yumshatish;
- normallash;
- toblash;
- bo‘shatish;

Yumshatishdan maqsad muvozanatda bo‘lmagan strukturani muvozanat holatga keltirishdir. Amalda yumshatish deganda buyumni ma‘lum haroratda qizdirib, pech bilan birgalikda sovitishga aytiladi.

Normallashdan maqsad buyumni keyingi termik ishlov berish uchun tayyorlash, o‘rta uglerodli po‘latlarni esa strukturasi yaxshilashdan iborat. Normallash deb po‘latlarni qizdirib, ma‘lum vaqt ushlab turilgandan so‘ng havoda sovutishga aytiladi.

Toblashdan asosiy maqsad mashinasozlik materiallarining mustahkamligini oshirishdan iborat. Toblashning boshqa sof termik ishlov berishdan asosiy farqi buyumlarning katta tezlik bilan sovutilishidir.

Sovutish muhiti sifatida suv, mineral moylar, tuz eritmaları ishlatiladi. Uglerodli po‘latlarni toblaganda suv, yuqori legirlangan po‘latlarni toblashda mineral moylar ishlatiladi.

Bo‘shatishdan maqsad toblash natijasida buyumda hosil bo‘lgan ichki kuchlanishlarni kamaytirish, plastik xossalarni oshirishdir; bo‘shatish toblashdan keyin bajarilishi shart bo‘lgan jarayon hisoblanadi.

Bo‘shatish uch xil bo‘ladi:

- ✓ past haroratda bo‘shatish (*buyum 160—250°C haroratga qizdiriladi, ma‘lum vaqt tutib turilgandan keyin havoda sovutiladi*);
- ✓ o‘rta haroratda bo‘shatish (*buyum 350—450°C haroratga qizdiriladi, ma‘lum vaqt tutib turilgandan keyin havoda sovutiladi*);
- ✓ yuqori haroratda bo‘shatish (*buyum 550—650°C haroratgacha qizdirilib, ma‘lum vaqt tutib turilgandan keyin havoda sovutiladi*).

Po‘latlarga kimyoviy-termik ishlov berish

Po‘latning yuzasini harorat ta’sirida turli kimyoviy elementlar bilan boyitishga **kimyoviy-termik ishlov berish deyiladi**. Bu jarayonda yuzadagi miqdor o‘zgarishlari sifat o‘zgarishlariga olib keladi. Po‘lat yuza qatlamining kimyoviy tarkibi o‘zgarishi natijasida uning qattiqligi hamda ishqalanib yeyilishga, zang ta’sirida yemirilishga, toliqishga chidamliligi oshadi.

Po‘lat buyumlar yuzasini uglerodga to‘yintirish

Ma’lumki, po‘latning toblanish xossasi uning tarkibidagi uglerod miqdoriga bog‘liq bo‘ladi. Po‘lat buyum tarkibidagi uglerod miqdori 0,3% dan kam bo‘lsa, u toblanmaydi. Shuning uchun bunday po‘latlarning yuza qismi uglerodga to‘yintiriladi. Odatda, bunday jarayon **sementitlash** deyiladi.

Tarkibida 0,08—0,3% uglerodi bo‘lgan uglerodli yoki legirlangan po‘latlarga kimyoviy-termik ishlov beriladi. Natijada, buyum yuzasidan o‘rta qismiga tomon uglerod miqdori kamayib boradi.

Sementitlash uch xil: qattiq, suyuq va gaz muhitlarida amalga oshiriladi.

Cho‘yanlar

Tarkibida uglerod miqdori 2,14 dan 6,67 foizgacha bo‘lgan temirning uglerod va boshqa elementlar bilan qotishmasiga cho‘yan deyiladi.

Tarkibidagi uglerodning qanday holatda ekanligiga qarab cho‘yanlar oq, kulrang, juda puxta va bolg‘alanuvchan cho‘yanlarga bo‘linadi.

Kulrang cho‘yanlarning qolipga quyilish xossasi yuqori bo‘lganligi sababli, ular quymakorlik cho‘yanlari deb ham yuritiladi.

Perlitli Sch21, Sch24, Sch25, Sch30, Sch35 kulrang cho‘yanlar kuchli dastgohlarning staninasi, mexanizmlari, porshen, silindr, dvigatel bloklari, metallurgiya jihozlarining detallarini ishlab chiqarishda qo‘llaniladi.

Ferritli Sch10, Sch15, SCH18 kulrang cho‘yanlar poydevor plitalari, qurilish ustunlari, qishloq xo‘jalik mashinalari, dastgohlar, avtomobil va traktorlar detallarini ishlab chiqarishda qo‘llaniladi.

Markadagi Sch — kulrang cho‘yan, birinchi ikkita son cho‘zilishdagi mustahkamlik chegarasini bildiradi.

Bolg‘alanuvchan cho‘yanlar oq cho‘yanni maxsus usulda yumshatish orqali olinadi. Bolg‘alanuvchan cho‘yanda uglerod erkin holatda — bodroqsimon grafit shaklida bo‘ladi.

Metall asosiga ko'ra bolg'alanuvchan cho'yan ferritli va perlitli bo'ladi.

Ferritli kulrang cho'yanning plastik xossalari kulrang cho'yanlarnikiga nisbatan yuqori bo'lganligi sababli mashinasozlikda keng ishlatiladi.

Ferritli KCH 37—12, KCH 35—10 bolg'alanuvchan cho'yanlar yuqori statik va dinamik kuchlar ta'sirida ishlaydigan detal (karter, reduktor, skoba va shu kabi)lar ishlab chiqarishda ishlatiladi.

Perlitli KCH 50—5, KCH 55—4 bolg'alanuvchan cho'yanlar mufta, rolik, tormoz kolodkasi, kardan vallari ishlab chiqarishda qo'llaniladi.

Markadagi Vch — juda puxta cho'yan, birinchi ikkita son uning cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasini va oxirgi son nisbiy uzayishini bildiradi. Bu cho'yanlardan dastgoh detallari, podshipnik, yuqori bosimda ishlaydigan va ishqalanishib ishlaydigan tirsakli vallar, detallar tayyorlanib, ishlab chiqarishda ishlatiladi.

Juda puxta cho'yanlar mexanik xossalari bo'yicha po'latlarga yaqin turadi. Ulardan tirsakli vallar, iskana traversalari, metallurgiya sanoati uchun jo'valash uskunalarning vallarini tayyorlashda ishlatiladi.

Maxsus legirlangan cho'yanlar: abraziv muhitda ishlaydigan ishqalanishga chidamli cho'yanlar olish uchun nikel (3,5—5%) va xrom (0,8%), titan, mis, vannadiy, molibden kabi elementlar bilan qo'shimcha ravishda legirlanadi. Bunday materiallar ishqalanish juftliklarida moysiz ishlay oladi. Ulardan tormoz kolodkalari, harakatni ulash vositalari va silindr gilzasi kabi avtomobil detallari yasaladi.

Porshen halqasi, ichki yonuv dvigatellarining bloklari, dizel va kompressorlarning vositalari kabi ishqorli hamda zanglatadigan muhitda ishlaydigan mashina vositalari CH1, CHNXT, CHNXMD, CHN28 kabi kam legirlangan cho'yanlardan tayyorlanadi.

Kislotali va ishqorli muhitda kremniy bilan legirlangan CHS13, CHS15, CHS17 cho'yanlari yaxshi ishlaydi.

Ishqalanishga chidamli cho'yanlar: ishqalanish juftliklarining materiallari sifatida kulrang, juda puxta va bolg'alanuvchan cho'yanlar ishlatiladi. Bu cho'yanlardan podshipnik, vtulka va boshqa ishqalanishda ishlovchi detallar tayyorlanadi.

Cho'yanlarning antifriksion xossasi ularning tarkibidagi perlit, ferrit miqdoriga hamda grafitning miqdoriga va shakliga bog'liq bo'ladi. Ular quyidagicha markalanadi: ACHS-1, ACHS-2, ACHS-3, ACHV-1, ACHV-2, ACHK-1, ACHK-2.

Perlitli kulrang cho'yan porshenp halqalari ishlab chiqarishda ishlatiladi.

Rangli metallar qotishmalari

Misning rux, qalay, qo'rg'oshin, temir, marganets va boshqa elementlar bilan hosil qilgan birikmalari mis qotishmalari deyiladi. Mis qotishmalarining mexanik hamda texnologik xossalarning yuqoriligi, korroziyabardoshligi, yeyilishga chidamliligi ulardan sanoatda keng foydalanishga imkon beradi.

Mis qotishmalari kimyoviy tarkibiga ko'ra jez va bronzalarga ajratiladi.

Jez. Jez mis bilan ruxning qotishmasi bo'lib, u yuqori texnologik va mexanik xossalarga ega. Sanoatda ko'p ishlatiladigan misning tarkibida rux miqdori 40-42% bo'ladi. O'tkazgich quvurlarning detallari, flanetslar, bobishkalar tayyorlashda (L90, L80), vtulka, armatura, shakldor quymalar olishda (LS59-1L), antifriksion detal (podshipnik, vtulka va shu singari)lar tayyorlashda (LMtsS 58-2-2) ishlatiladi.

Bosim bilan ishlanadigan jez (L96, LS59-1, LAJ60-1-1 va shu kabi)lar yuqori plastik xossaga ega bo'lib, ulardan olingan quymalar bosim bilan ishlanib, list, tasma va quvurlar tayyorlashda foydalaniladi.

Quyma jez (LK80-3L, LKS80-3-3, LMUJ52-4-1 va boshqa)larning oquvchanligi yuqori bo'lib, ular likvatsiyaga kam beriluvchi, antifriksion xossaga egadir. Odatda, bu qotishmalardan podshipnik, vtulka, chervyakli vintlarning xomakilari qoliplarga quyish yo'li bilan tayyorlanadi.

Bronza. Mis bilan qalay qotishmasi bronza deyiladi.

Ma'lumki, qalay qimmatbaho metall hisoblanadi. Shuning uchun uni tejash hamda qotishma xossalarni zarur tomonga o'zgartirish maqsadida bronza tarkibidagi qalay qisman yoki to'la Al, Fe, Nb, Zn va boshqa elementlar bilan almashtiriladi.

Bronzalar texnologik ko'rsatkichlariga ko'ra bosim bilan ishlanadigan va quymalar olinadigan bronzalarga ajratiladi. Bosim bilan ishlanadigan bronza (BrOTSSN3-75-1, BROTS5-5-5 va boshqa)lardan list, sterjen, quvur va boshqalar tayyorlanadi.

Quyma bronza (BrAJ9-4L, BrOF10-1 va boshqa)lardan vint, vtulka, chervyak va boshqa detallarning xomakilari quyish yo'li bilan olinadi.

Antifriksion qotishmalar. Bunday qotishmalar Sn, Rb, Cu, Al elementlari asosida olinib, sirpanish podshipniklarining val bilan ishqalanish yuzalarini tayyorlashda ishlatiladi. Shu sababli bu materiallar yetarli darajada yuqori mexanik xossalarga ega bo'lishi bilan birga val sirtiga moslashuvchan, ishqalanish koeffitsienti kichik, issiqlikni yaxshi o'tkazadigan, korroziyabardosh hamda o'zida moyni saqlay olish xossasiga ega bo'lmog'i lozim.

Antifriksion qotishmalarga babbittlar, antifriksion cho'yanlar va boshqa materiallar kiradi. Lekin bularning ichida ko'proq tarqalgani babbittlardir. Shuni qayd etish lozimki, bunday qotishmalarning puxta, nisbatan plastik va qovushoq

asosida tayanch vazifasini o'taydigan qattiq qo'shimchalari bo'ladi. Ish jarayonida asos materiali tez yeyilib, mikroskopik kanalchalar hosil bo'ladi. Ishqalanishni kamaytirish uchun yuzalar moylab turiladi. Yeyilish mahsulotlari moyga o'tadi. Yuqori antifriksion xossalarga ega bo'lgan babbittlarning asosi—qattiq eritma bo'lib, ulardan yuqori tezlik va kuch ta'cirida ishlaydigan ishqalanish juftlari tayyorlashda ishlatiladi. Ulardan og'ir yuk ko'taradigan mashinalar, yuqori quvvatli bug' turbinalari va nasoslarning ishqalanish juftlari tayyorlanadi.

Rux va uning qotishmalari: zanglaydigan metallarning sirtini qoplashda rux ko'p ishlatiladi; bosim ostida ishlash orqali ruxdan chiviq, truba, polosa, tasma va simlar ishlab chiqariladi. Prokatlangan ruxdan me'morchilik buyumlari, galvanik elementlar, avtotransport detallari tayyorlanadi.

Plastmassalar

Fan-texnikaning tobora rivojlanishi bois mashinasozlikda ishlatiladigan detallar uchun yengil, mustahkam, texnologik nuqtayi nazardan qulay, yeyilishga chidamli va boshqa bir qator afzalliklarga ega bo'lgan materiallar, xususan, plastmassalar ko'plab ishlab chiqarilmoqda.

Plastmassalar arzon, yengil konstruksion material bo'lib, mashinasozlikda qora va rangli metallar o'rnida keng ishlatilmoqda. Plastmassalarning afzalliklaridan yana biri shuki, ulardan shtamplash, presslash, bosim ostida quyush kabi yuqori ishlab chiqarish usullari bilan juda murakkab shaklli detallar yasash mumkin.

Mashinasozlikda ikki xil: termoplastik va termoreaktiv plastmassalar ishlatiladi.

Termoplastik plastmassalarga xos xususiyat shundan iboratki, ular suyuqlantirib, sovitilgandan so'ng yana dastlabki xossalari tiklanadi. Shu sababli bunday materiallarning chiqindilarini, ulardan yasalgan eski detallarni qayta suyuqlantirib, yangi detal tayyorlash imkoniyati mavjud. Poliamid, kapralon, poliurenat, poliformaldegid, polikarbonat, polietilen ftoroplast kabi materiallar termoplastik plastmassalar hisoblanadi.

Termoreaktiv plastmassalar suyuqlantirilib, sovitilgandan keyin ularning suyuqlantirishdan oldingi xossalari tiklanmaydi. Bularga tekstolit, voloknit, yog'och qatlamli plastik (DSP) kabilar misol bo'ladi.

3.1-jadvalda ba'zi plastmassalarning mexanik xossalari keltirilgan.

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

Qora va rangli metallarga nisbatan plastmassalarda quyidagi kamchiliklar mavjud:

Plastmassa	Mustahkamlik chegarasi, MPa			Joiz kuchlanishlar, MPa				
	σ_{cz}	σ_B	σ_{eg}	$\sigma_{adm,cz}$	$\sigma_{adm,B}$	$\sigma_{adm,eg}$	$\sigma_{adm,O}$	$\sigma_{adm,H}$
K-15-2; K-17-2; K-18-2; K-19-2; K-20-2 rusumli kukunlar	90	40	70	60	30	50	15	7,5
1,2,3 — fenolit	160	45	55	120	35	40	10	7
Voloknitlar	140	30	80	100	18	60	15	7
Tekstolitlar	230	70	100	150	45	65	20	12
Kapron	70	60	80	35	30	40	17	4
68,54 poliamidlari	80	50	70	40	25	35	15	5
Polipropilen	70	35	60	35	17	30	12	3
Poliformaldegid	130	60	100	65	30	50	13	5,5
Polikarbonat	77	70	85	35	35	42	10	5

Yuqoridagi kamchiliklariga qaramasdan plastmassalardan tayyorlangan tishli g'ildirak, shkiv, podshipniklarning vkladishlari, vtulka, maxoviklar ko'p ishlatilmoqda. Ayniqsa, plastmassalardan radioelektronika sohasida samarali foydalanilmoqda.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Kinematik juftlik deganda nimani tushunasiz? Ular qanday guruhlarga bo'linadi?
2. Mashina, mexanizm, uzal va detallar deganda nimani tushunasiz?
3. Loyihalash paytida mashina, mexanizm, uzal va detallarga qanday asosiy talablar qo'yiladi?
4. Detallar qanday materiallardan tayyorlanadi?
5. Po'lat va cho'yanlarga tarif bering. Ularning turlarini qisqacha izohlang.
6. Uglerodli va legirlangan po'latlardan qanday detallar tayyorlash mumkin?
7. Po'latlarga termik va kimyoviy-termik ishlov berish deganda nimani tushunasiz?
8. Cho'yanlarning ishlatilish sohasini qisqacha izohlang.
9. Rangli metallar qotishmalaridan tayyorlanadigan detallarni aniq misollar asosida tushuntiring.
10. Plastmassalarning turlarini ayting. Ulardan qanday detallar tayyorlanmoqda?

Birikmalar

Birikmalar vositasida detallardan uzellar, uzellardan esa mashinalar yig'iladi. Birikmalar ikki xil: ajralmaydigan va ajraladigan bo'ladi.

Mashina yoki uzellarni ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa, bunday birikma *ajralmaydigan*, aksincha, sindirish zarur bo'lmasa *ajraladigan* birikma deyiladi.

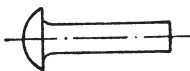
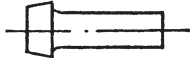
Parchin mixli, payvand, yelimli birikmalar ajralmaydigan birikmalarga, rezbali, shponkali, shlitsali birikmalar esa ajraladigan birikmalarga misol bo'ladi.

3.6-§. Parchin mixli birikmalar

Parchin mixli birikmalar samolyotlarning ustki qobig'ini yasashda, kemasozlikda, yuk ko'tarish kranlarining fermalari va ko'priklar qurishda keng ko'lamda ishlatiladi.

Bu birikmalarda asosiy qism parchin mix hisoblanadi. Diametri 20 mm dan ortiq bo'lmagan po'lat, mis, alyumin simlardan parchin mixlar yasaladi. Parchin mixlarni yasash uchun simning bir uchidan $5 \div 60$ mm gacha qismi qirqib olinib, parchinlash yo'li bilan ma'lum shakldagi kallakka aylantiriladi (3.2-jadval).

3.2-jadval

Po'latdan tayyorlangan parchin mixlar	
shakli	nomi
	yarim doiraviy kallakli
	kesik konus kallakli
	Yashirin (o'rnatilganda ko'rinmaydigan) kallakli
	Yarim yashirin kallakli

Muhandislik amaliyotida yarim doiraviy kallakli parchin mixlar juda ko'p ishlatiladi.

Agar ikkita po'lat yoki alyumin tunuka ustma-ust qo'yilib, zarur diametrli teshik ochilgach, bu teshikka parchin mix kiritilgandan keyin uning ikkinchi uchi ham qo'l kuchi yoki maxsus mashinalar yordamida parchinlansa, parchin mixli chok hosil bo'ladi.

Parchin mixlar katta-kichikligiga qarab, sovuqlayin yoki qizdirilib tayyorlanadi. Ulanadigan qismlarda teshiklar hosil qilish uchun parma yoki pressdan foydalanilganda ulanadigan qismlar katta bosim ta'sirida deformatsiyalanadi, teshikning ikkinchi tomonida esa o'tkir qirralar hosil bo'ladi. Ular parchin mix tanasining kesilishiga sabab bo'lishi mumkin.

Rangli metallardan yasalgan barcha parchin mixlar hamda diametri 12 mm gacha bo'lgan po'lat parchin mixlar sovuqlayin, diametri 12 mm dan katta bo'lganlari esa 1000°C haroratgacha qizdirilgandan so'ng parchinlanadi.

3.7-§. Payvand birikmalar

Metall qismlarining biriktiriladigan joylarini plastik holatigacha qizdirib yoki suyuqlantirib, o'zaro biriktirishga **payvandlash** deyiladi.

Materiallarni payvandlab biriktirish eng ko'p ishlatiladigan texnologik jarayon hisoblanib, turli qalinlikdagi (5 mk dan 2500 mm gacha) xilma-xil materiallardan ajralmaydigan sifatli birikmalar olish imkonini beradi.

Payvandlash usulining o'ziga xos xususiyatlaridan biri shundaki, birinchidan payvandlab buyum tayyorlanganda parchin mixlar bilan biriktirib tayyorlangan buyumga qaraganda 25% gacha, quyma usuliga qaraganda esa 50% gacha metall tejaladi. Ikkinchidan, payvandlash yo'li bilan, hatto, asosiy metallardan ham pishiqroq, mustahkam birikma yasash mumkin.

Yuqori bosim va haroratlarda, shuningdek, dinamik yuklar ta'sirida ishlaydigan: bug' qozoni, bug' turbinasi, yuqori bosimli kimyoviy apparat, gidroinshoot, ko'prik, samolyot, raketa, kosmik kema kabi murakkab konstruksiyalarni yasashda payvandlash usuli keng qo'llanilmoqda.

Payvandlash usulida buyum (konstruksiya, qurilma)lar yasash boshqa texnologik jarayonlarga nisbatan quyidagi afzalliklarga ega:

- ✓ metall tejaladi;
- ✓ tayyorlash muddati nisbatan qisqa, kam mehnat sarflanadi;
- ✓ texnologik jarayonlar qulay, nisbatan arzon;
- ✓ bolg'alab yoki quyib tayyorlangan alohida-alohida qismlardan murakkab shakldagi buyum (konstruksiya, qurilma)lar yasash mumkin;
- ✓ turli xil metallarni, masalan, zanglamaydigan po'latni uglerodli po'latga, misni po'latga va shu kabilarni bir-birlariga payvandlash mumkin;

- ✓ yeyilgan, ishdan chiqqan asbob-uskuna, jihozlarni hamda buzilgan inshootlarni oz harajat qilib, tezda ta'mirlab, tiklash mumkin;
- ✓ yetarli darajada zich (germetik) va mustahkam birikmalar olish mumkin.

Detallar bosim ta'sirida yoki bosimsiz payvandlanadi. Bundan tashqari elektr energiyasidan va gaz alangasidan foydalanib payvandlash ham mumkin.

Elektr energiyasi yordamida payvandlash ikki turga bo'linadi:

- elektr yoyi yordamida payvandlash;
- kontaklab payvandlash.

Sanoat va qurilishda ko'pincha elektr yoy yordamida payvandlash ishlatiladi.

Payvand chok bilan biriktirilgan bir qancha detallar to'plamiga payvand birikma deyiladi.

Payvand birikmalar: uchma-uch, ustma-ust, tavrSimon burchakli birikmalarga ajratiladi (3.3-jadval).

Uchma-uch payvand birikmalar eng ko'p tarqalgan bo'lib, ularda kuchlanish hamda deformatsiya kichik bo'ladi. Uchma-uch birikmalar asosan list metall konstruksiyalarda qo'llaniladi. Bunday birikmalarda eritib qo'shiladigan metall kam miqdorda sarflanadi hamda payvandlash vaqti tejaladi. Asosiy metall kabi mustahkam birikma olinadi. Lekin uchma-uch biriktirishda payvandlash uchun listlarni sinchiklab tayyorlash va bir-biriga juda aniq to'g'rilash kerak.

Ustma-ust payvandlab biriktirish usulida listlarni mumkin qadar ikkala tomondan payvandlash tavsiya etiladi.



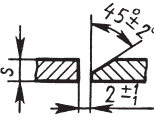

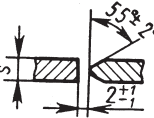

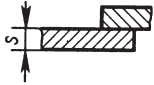
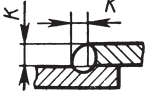
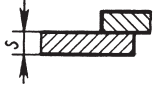


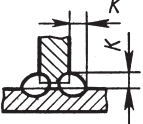

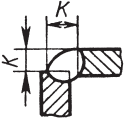
TavrSimon birikmalardan yoy yordamida payvandlashda keng foydalaniladi va xomaki (detal) chetlarini qiya ishlamasdan hamda bir yoki ikki tomondan qiyalab payvandlanadi.

Burchakli payvand birikmalar bir-birlariga nisbatan to'g'ri burchak yoki boshqa burchak ostida joylashgan listlarning chetlari bo'yicha payvandlab biriktirishda ishlatiladi. Bunday birikmalar asosan gaz yoki suyuqlikning unchalik katta bo'lmagan ichki bosimi ta'sirida bo'ladigan idishlarda bajariladi.

Elektr yoyi yordamida payvandlashda payvandlash zanjirining bitta uchi elektrodga, ikkinchi uchi esa payvandlanayotgan asosiy metallga ulanadi. Metall elektrod bilan payvandlanayotganda payvandlash yoyi, elektrod hamda asosiy metall qirralarining erishi tufayli payvand chok hosil bo'ladi. Erimaydigan ko'mir elektrod bilan payvandlayotganda chok hosil bo'lishi uchun yoyga erib qo'shiladigan sim ishlatiladi.

Eriydigan metall elektrod bilan yoy yordamida payvandlash metallni payvandlashning boshqa usullariga qaraganda eng ko'p tarqalgan. Bu usul qalinligi 1 mm dan 60 mm gacha bo'lgan barcha markadagi uglerodli va legirlangan po'latlarni, cho'yan hamda rangli metallarni payvandlash hamda eritib qoplashda qo'llaniladi.

Elektrod bilan buyum orasidagi gaz oralig'ida hosil bo'ladigan kuchli turg'un elektr zaryadiga payvandlash yoyi deb aytiladi.

№	Birikmalarining turi	Tayyorlangan qirraning shakli	Payvahd choklarining xarakteri	Ko'ndalang kesim shakli		Payvandlanadigan detalarning qalinligi, mm	Birikmalarining sharti belgilanishi (kirilchada)
				Tayyorlangan qirralar	Bajarilgan chok		
1	Uchma-uch	Qirra nishab qilinmagan	Ikki yoqlama			2—5	C7
		Qirra bir yoqlama nishab qilingan	Bir yoqlama			3—60	C8
		Qirra ikki yoqlama (simmetrik) nishab qilingan	Ikki yoqlama			8—100	C15
2	Ustma-ust	Qirra nishab qilinmagan	Bir yoqlama			2—60	H1
			Ikki yoqlama				H2
3	Tavrsimon	Qirra nishab qilinmagan	Ikki yoqlama			2—40	T3
4	Burchakli	Qirra nishab qilinmagan	Bir yoqlama			1—30	Y4

Yoy hosil qilish uchun ta'minlash manbayiga ega bo'lgan elektr zanjiri zarur. Yoyni elektr toki bilan ta'minlab turish uchun o'zgaruvchan tokda payvandlashda transformatoridan, o'zgarmas tokda esa payvandlash o'zgartirgichidan, ichki yonuv dvigateli bo'lgan agregatdan yoki payvandlash to'g'rilagichidan foydalaniladi.

Suyuqlanadigan elektrod bilan payvandlashda yuqori haroratda elektrod uchidagi metall suyuqlanib, tomchi holatida buyumga tomadi va buyum metallga qo'shilib ketadi.

Yoy yordamida payvandlashda tok keltirishga mo'ljallangan metall yoki metallmas sterjenlarga elektrodlar deyiladi.

Yoy yordamida dastaki usulda payvandlashda turli xil uzunlik va diametrlil dumaloq kesimli elektrodlar ishlatiladi. Yoy yordamida yarimavtomatik va avtomatik payvandlashda elektrod sifatida kukun bilan to'ldirilgan himoyalangan sim ishlatiladi.

Elektrodlarning suyuqlanadigan (po'lat, cho'yan, alyuminiy va ularning qotishmalari) va suyuqlanmaydigan (texnik volfram va uning qotishmalari, grafitdan tayyorlangan) turlari mavjud.

Po'lat buyumlarni payvandlashda (GOST 2246-70) maxsus tayyorlangan po'lat sim ishlatiladi.

Cho'yanlarini payvandlashda M1, M2, M3 markali mis simlardan, alyuminiy qotishmalarini payvandlashda AK, AD, AM markali simlardan foydalaniladi.

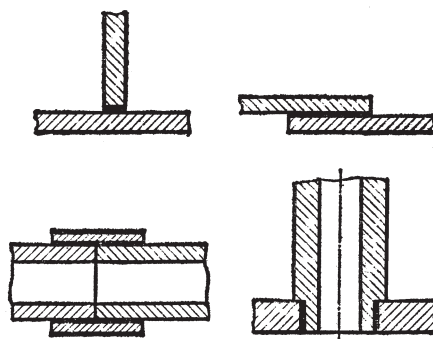
3.8-§. Yelimli birikmalar

Hozirgi vaqtda eng ko'p ishlatiladigan ajralmaydigan birikmalardan biri metallni metallga, metallni metallmas material (tekstolit, penoplast va shu kabi)lar, metallmas materialni metallmas materiallarga yelimlar yordamida biriktirish usulidir.

Yelimli birikmalar dastgohsozlikda, samolyotsozlikda ko'proq ishlatiladi.

Yelimli birikmalar konstruktiv jihatdan qaraganda payvand birikmalarga deyarli o'xshash bo'ladi (3.11-shakl).

Detallarni biriktirishda asosan epoksidli (ED-6, ED-20, AM-1 va hokazo) va universal (BF-2, BF-4) yelimlar ishlatiladi.



3.11-shakl

Parchin mixli va payvand birikmalarga qaraganda yelimli birikmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- qalinligi juda yupqa materiallarni jips holda biriktirish;
- bir jinsli bo‘lmagan materiallarni o‘zaro biriktirish;
- biriktirilgan joyda deyarli kuchlanishlar konsentratsiyasi paydo bo‘lmasligi;
- yuqori darajada germetikligi;
- korroziyabardoshligi.

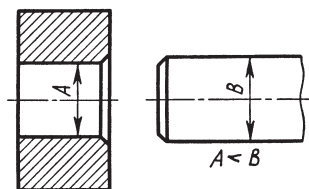
Yelimli birikmalarning kamchiligi quyidagilardan iborat:

- harorat 250°C dan oshganda birikmaning issiqbardoshligi pasaya boradi;
- vaqt o‘tishi bilan ba’zi yelimlagan sintetik materiallarning mustahkamligi susayadi;
- vaqt o‘tishi bilan ayrim yelimlar “eskiradi”.

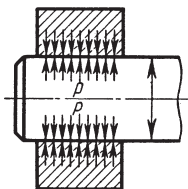
3.9-§. Detallarni tig‘izlik hisobiga biriktirish

Sirtlari silindrik bo‘lgan ikki detalni tig‘izlik — o‘zaro “manfiy” oraliq hisobiga yetarli darajada mahkam biriktirish mumkin.

Detallarni tig‘izlik hisobiga biriktirish ajralmaydigan birikma hisoblanadi. Bu usuldan ko‘pincha dumalash podshipniklarini valga o‘rnatishda, qo‘shma trubalar hosil qilishda foydalaniladi. Buning uchun valning diametri podshipnikda yoki boshqa detalda val uchun mo‘ljallangan teshik diametridan δ qadar kattaroq qilib tayyorlanadi. Masalan, val diametri B va teshik diametri A bo‘lsa, u holda $B > A$ yoki $B - A = \delta$ bo‘lishi kerak (3.12-shakl). Shu tarzda tayyorlangan detallarning biri ikkinchisiga biror usulda o‘rnatilsa, ular orasidagi δ tig‘izlik hisobiga detallar o‘zaro mahkam birikadi.



3.12-shakl



3.13-shakl

Odatda, bunday birikmalar hosil qilishda presslab o‘rnatish, teshikli detalni qizdirish yoki valni sovutish usulidan foydalaniladi.

Presslab o‘rnatishda valga uning o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan kuch ta’sir ettiriladi. Bu kuch ta’sirida valning ham, teshikning ham urinish sirti deformatsiyalanib, bosim kuchi paydo bo‘ladi (3.13-shakl). O‘z navbatida bosim kuchi urinish sirtlarida yetarli darajada katta ishqalanish kuchlarini yuzaga keltiradi.

Presslab o‘rnatish garchi texnologik jihatdan sodda va qulay bo‘lsa-da, ba’zi kamchiliklarga ega.

Xususan, valni oʻrnatish jarayonida detallar sirtidagi notekisliklarning sidirilishi natijasida mustahkamlik kamayadi. Buning oldini olish maqsadida teshikli detalni qizdirish usuli ishlatiladi: chunki qizdirilganda detaldagi teshikning diametri kattalashib, uni valga oʻrnatish osonlashadi. Maʼlum vaqtdan keyin detal sovugach, valni mahkam siqib qoladi va detallar oʻzaro qoʻzgʻalmas tarzda birikadi.

3.10-§. Rezbali birikmalar

Ajraladigan birikmalar vositasida uzellarni ayrim detallarga ajratish va ularni qaytadan yigʻish mumkin.

Ajraladigan birikmalarning eng koʻp ishlatiladigan turi rezbali birikmalardir.

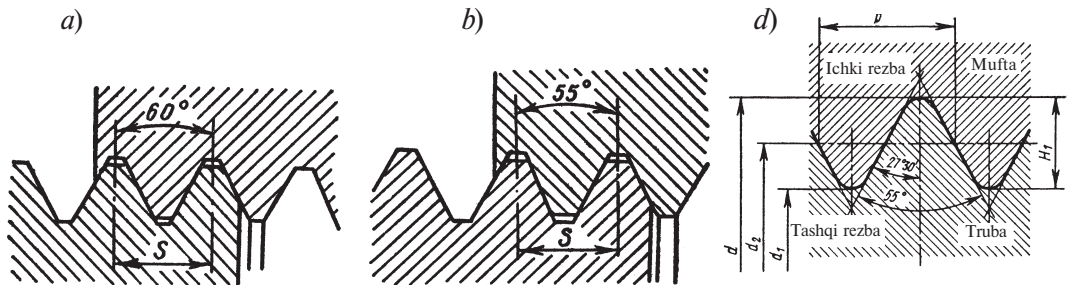
Rezbalar bolt, vint, shpilka, shurup va gaykalarining eng asosiy qismi hisoblanadi.

Amalda uchburchakli profilga ega boʻlgan rezbalardan koʻp foydalaniladi. Odatda, bunday rezbalar uch xil boʻladi:

— metrik rezbalar (3.14-shakl, a), uning profil burchagi 60° ga teng boʻlib, diametri va qadami millimetrlarda oʻlchanadi;

— dyuym rezbalar (3.14-shakl, b), uning profil burchagi 55° ga teng boʻlib, diametr va qadami dyuym (1 dyuym 25,4 mm ga teng)larda oʻlchanadi;

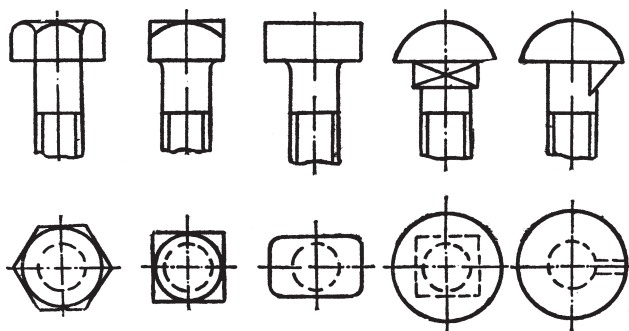
— truba* rezbalar (3.14-shakl, d), uning profil burchagi 55° ga teng boʻlib, diametr va qadami dyuymlarda oʻlchanadi.



3.14-shakl

Bolt. Boltlar normal va yuqori aniqlikda olti qirrali, toʻgʻri toʻrtburchak va dumaloq kallakli qilib tayyorlanadi (3.15-shakl).

* truba rezbalar biriktiriladigan detallar orasida oraliq qoldirmay qirqiladi. Truba sirtidagi rezbaning bir dyuymi odatdagidek 25,4 mm emas, balki 33,25 mm ga teng boʻladi.

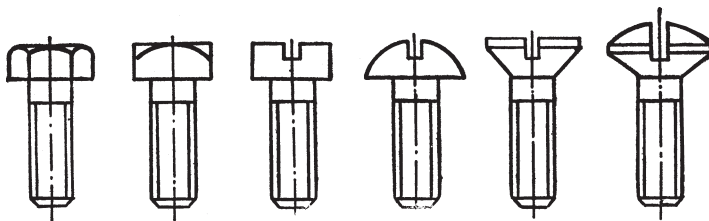


3.15-sh a k l

Dumaloq kallakli boltni buralib ketishdan saqlash maqsadida kallak ostida maxsus kvadrat yoki chiqiq qilinadi.

Vint. Vintlar metrik yoki dyuym rezbali silindrik sterjen bo‘lib, uning kallagi (3.16-shakl):

- olti qirrali va kvadrat (gayka kaliti uchun moslashgan);
- silindrik, yarim doiraviy, yashirin, yarim yashirin (otvyortka uchun o‘yiq qilingan).



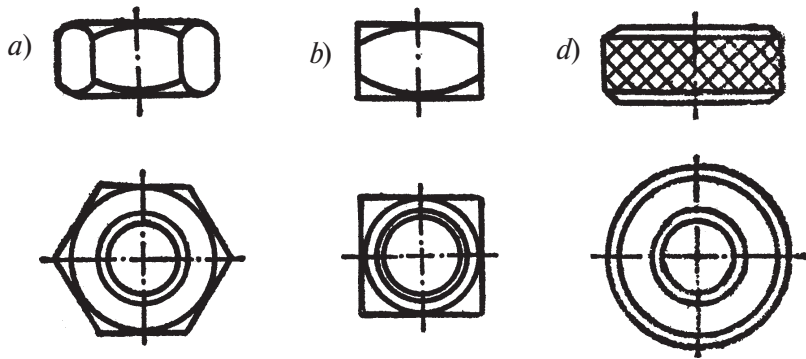
3.16-sh a k l

Shpilka. Shpilkalar ikkala uchiga rezba qirqilgan sterjen bo‘lib, uning bir uchi detalga burab kiritiladi, ikkinchi uchiga gayka buraladi.

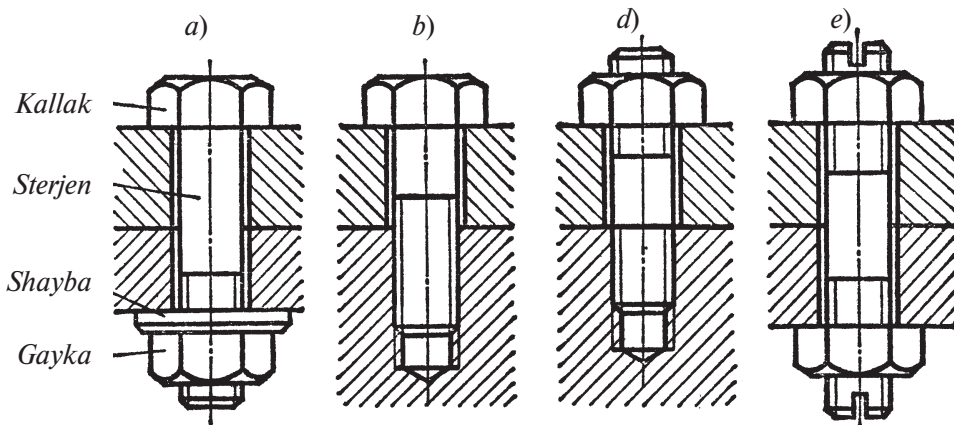
Shurup. Shuruplar yog‘och, plastmassa kabi materiallarga burab kiritiladigan konussimon sterjen bo‘lib, uning kallagi gayka kaliti yoki otvyortkaga mo‘ljallangan bo‘ladi.

Gayka. Gaykalar olti qirrali, kvadrat va doira shaklida tayyorlanadi (3.17-shakl).

Muhandislik amaliyotida boltli (3.18-shakl, a), vintli (3.18-shakl, b) va shpilkali (3.18-shakl, d, e) birikmalar ko‘p qo‘llaniladi.



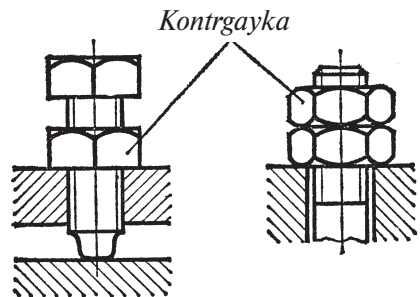
3.17-sh a k l



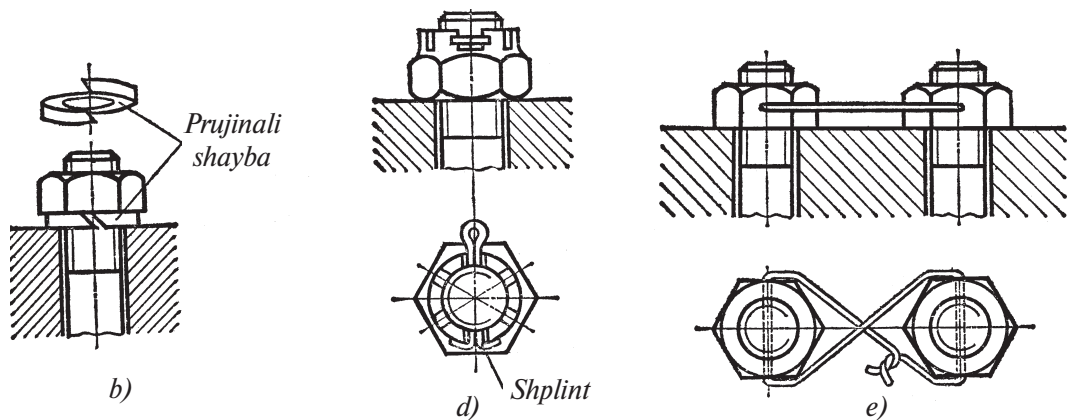
3.18-sh a k l

Gaykalarning o'z-o'zidan buralib ketmasligini oldini olish maqsadida quyidagilardan foydalaniladi:

- kontrgayka (3.19-shakl, a);
- prujinali shayba (3.19-shakl, b);
- shplint (3.19-shakl, d);
- sim (3.19-shakl, e).



a)



3.19- sh a kl

Rezbali birikmalarning afzalligi:

- katta yuk (nagruzka) ta'sirida ishonchli ishlaydi;
- qismlarga ajratish va yig'ish oson;
- ishlab chiqarish tannarxi past;
- hamma o'lchami standartlashtirilgan.

3.11-§. Rezbali birikmalarni hisoblash

Rezbali birikmalar bolt sterjenining to'satdan uzilib ketishidan tashqari, ko'pincha rezbalarning ezilishi va kesilishi (qirqilishi) natijasida ham ishdan chiqadi. Shuning uchun rezbali birikmalarni ezilish va kesilishga hisoblash zarur.

Rezbalarning ezilishdagi mustahkamlik sharti

$$\sigma_e = \frac{F}{\pi z h d_{o'rt}} \leq \sigma_{son} \quad (3.1)$$

va kesilishdagi mustahkamlik sharti esa

$$\tau_{kes} = \frac{F}{\pi_k H d_i} \quad (3.2)$$

ko'rinishda ifodalanadi.

Bu yerda F – o‘q bo‘ylab yo‘nalgan kuch;

$z = \frac{H}{s}$ — balandligi N bo‘lgan rezbaning kirim (o‘ram)lar soni;

h — rezba profilining balandligi;

$d_{o'rt}$ — rezbaning o‘rta diametri;

d_i — rezbaning ichki diametri;

s — rezbaning qadami;

k — rezba turini hisobga oluvchi koeffitsient bo‘lib, to‘g‘ri to‘rtburchakli profilli rezbalar uchun $k = 0,5$, trapetsiya profilli uchun $k=0,65$, uchburchakli profilli uchun $k = 0,8$ ga teng.

Rezbaning o‘rta diametri ichki (d_i) va tashqi (d_e) diametrlar yig‘indisining yarmiga teng:

$$d_{o'rt} = 0,5(d_i + d_e) \quad (a)$$

Po‘lat materialidan standart qilib yasalgan gaykalarining balandligi $H=(0,7\div 0,8)d_t$ ga teng; H ning bunday qiymatlarida rezbani mustahkamlikka hisoblagandan ko‘ra bolt sterjenini mustahkamlikka hisoblash ma‘qul.

Endi turli xil tashqi kuchlar ta‘siridagi bolt sterjenini mustahkamlikka hisoblashni ko‘rib chiqamiz.

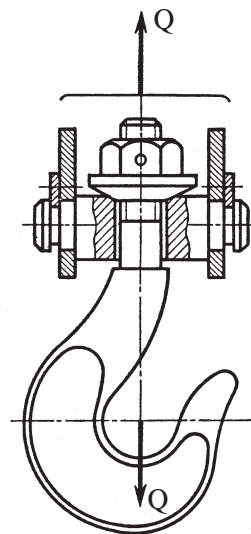
1-hol. Bolt sterjeni oldindan zo‘riqtirilmagan (sirib tortilmagan). Bunga yuk ko‘taruvchi ilgakning rezba o‘yilgan qismi misol bo‘ladi (3.20-shakl).

Ilgakning rezbali qismi tashqi Q kuch ta‘siridan cho‘zilishga $d = d_t - 0,94s$ diametri bo‘yicha mustahkamlikka hisoblanadi:

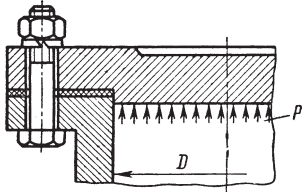
$$\sigma_r = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq \sigma_{adm} \quad (b)$$

Bundan $d \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi\sigma_{adm}}}$ ekanligi kelib chiqadi.

Hisoblab topilgan d ning qiymati GOSTda berilgan ma‘lumotlarga moslashtirilib, boltning qolgan o‘lchamlari aniqlanadi.



3.20- sh a k l



3.21-sh a k l

2-hol. Bolt sterjeni oldindan zo‘riqlashtirilgan. Bunga gaz, havo yoki turli suyuqliklarni germetik saqlash uchun ishlatiladigan idish (rezervuar)larni sirib mahkamlash uchun ishlatiladigan boltlar misol bo‘ladi (3.21 -shakl).

Dastlab, idish ichidagi bosimni nolga teng, deb faraz qilaylik. U holda boltning sterjeniga sirib tortish natijasida hosil bo‘ladigan cho‘zuvchi kuch F va rezbalardagi burovchi moment T ta‘sir etadi.

Boshqacha aytganda F kuch normal kuchlanish σ ni, T esa urinma kuchlanish τ ni paydo qiladi:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (d)$$

$$\tau = \frac{T}{W_\rho} \quad (e)$$

Mustahkamlikning uchinchi nazariyasiga ko‘ra, teng kuchli (ekvivalent) kuchlanish

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm} \quad (f)$$

ga tengligi ma‘lum.

Standart o‘lchamlarda tayyorlangan rezbalar uchun $\sigma_{ekv} = 1,3\sigma$ ekanligi isbotlangan. Shu bois, mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{ekv} = \frac{4 \cdot 1,3F}{\pi d^2} = \frac{5,2F}{\pi d^2} \leq \sigma_{adm} \quad (g)$$

Idish ichida $P = const$ bosim bo‘lsa, mustahkamlik sharti quyidagi ko‘rinishda ifodalanadi (isbotsiz keltirilgan):

$$\sigma_{ekv} = \frac{5,2(K_1 + K_2)F_h}{\pi d^2} \leq \sigma_{adm} \quad (h)$$

Bu yerda $F_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p$ — boltga ta‘sir etuvchi tashqi kuch;

$K_1 = 0,2 \div 0,3$ — tashqi kuchning bolt sterjenini cho‘zishga sarflagan qismini ko‘rsatuvchi koeffitsient;

$K_2 = 1,25 \div 2$ — taranglik koeffitsienti.

3.12-§. Shponkali va shlitsali birikmalar

Aylanuvchi detal (shkiv, tishli g'ildirak, maxovik, mufta va hokazo)larni val yoki o'qqa birgalikda aylanadigan qilib mahkamlashda shponkalar ishlatiladi.

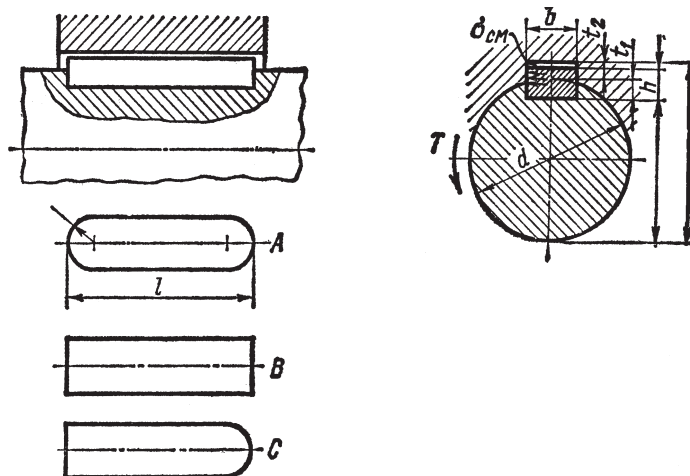
3.22-shaklda prizmasimon shponka tasvirlangan. Bundan tashqari, ponasimon va segmentli shponkalar ham amaliyotda ko'p ishlatiladi.

Shponkali birikmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- tuzilishi oddiy;
- qismlarga ajratish va yig'ish oson.

Shponkali birikmalarining kamchiligi shundan iboratki, val yoki o'qda shponka uchun o'yiqlik tayyorlanganda, ularning kesim yuza o'lchamlari kichrayib, mustahkamligi kamayadi.

Valning va unga o'rnatilgan detal (masalan, vtulka) gupchagi teshigining sirtida maxsus ariqchalar o'yilib, birining chiqiq'i ikkinchisining botig'iga tushadigan qilib biriktirilsa shlitsali birikma hosil bo'ladi (3.23-shakl, a).

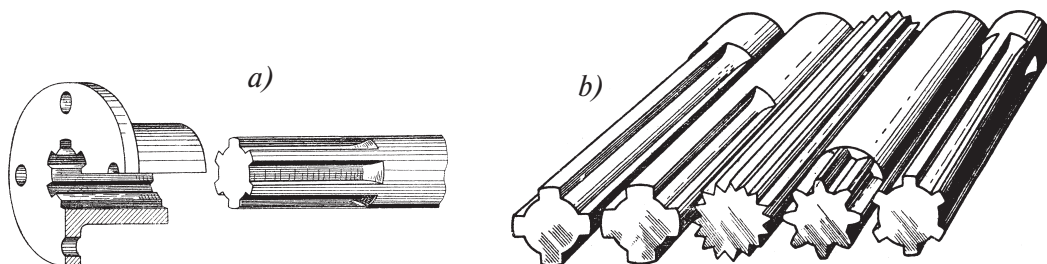


3.22- sh a k l

3.23-shakl, b da shlitsali vallarning umumiy ko'rinishi keltirilgan.

Shlitsali birikmalar shponkali birikmalarga nisbatan quyidagi afzalliklarga ega:

- detallar valda yaxshi markazlanadi;



3.23- sh a k l

- val bo‘ylab detalni surish imkoniyati mavjud (bundan tezliklar qutisida foydalaniladi);
- mustahkamligi yuqori;
- barcha o‘lchamlari standartlashtirilgan.

3.13-§. Shponkali va shlitsali birikmalarni hisoblash

Valdan g‘ildirak gupchagigacha burovchi moment uzatilayotganda shponkaning yon yoqlari ezilishi hamda val bilan gupchakning urinish chizig‘idan kesilish sodir bo‘lishi mumkin.

Prizmatik shponkalar uchun normal va urinma kuchlanishlar bo‘yicha mustahkamlik shartlari tegishlicha quyidagicha ko‘rinishga ega:

$$\sigma_{ez} = \frac{4T}{h d l_h} \leq \sigma_{con}^1 \quad (3.3)$$

$$\tau = \frac{2T}{b l_h d} \leq \tau_{adm} \quad (3.4)$$

Bu yerda T – burovchi moment;

h – ko‘ndalang kesimning ezilgan qismi balandligi;

$l_h = l - b$ – shponkaning hisobiy uzunligi;

d – valning diametri;

l – shponkaning uzunligi;

b – shponkaning eni.

Standart profilli shlitsalar uchun ezuvchi kuchlanish asosiy hisoblanadi. Shu sababli mustahkamlik sharti

$$\sigma_{ez} = \frac{T}{r_{o'rt} AzK} \leq \sigma_{con}^1 \quad (3.5)$$

ko'rinishda ifodalanadi.

Bu yerda $r_{o'rt}$ — shlitsaning o'rta radiusi;

A — shlitsa yon yog'ining haqiqiy yuzasi;

z — shlitsalar soni;

$K = 0,7 - 0,8$ — tashqi kuch (nagruzka)ning notekis taqsimlanishini ko'rsatuvchi koeffitsient.



Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. Birikmalar qanday turlarga ajratiladi?
2. Parchin mixli birikmalar qayerlarda ko'p ishlatiladi?
3. Payvandlash usulida buyum (konstruksiya, qurilma)lar yasash boshqa texnologik jarayonlarga nisbatan qanday afzalliklarga ega?
4. Detallarni biriktirishda qanday yelimlar ishlatiladi?
5. Rezbalarining qanday turlarini bilasiz?
6. Rezbali, shponkali va shlitsali birikmalarning afzalliklarini o'zaro taqqoslang.

Uzatmalar

3.14-§. Umumiy mulohazalar

Ma'lumki, barcha zamonaviy mashinalar energiya manbai — uzatma mashinaning ish bajaruvchi qismidan iborat (3.24 -shakl).

Ichki yonuv dvigateli, bug' dvigateli, elektrodvigatel kabilar energiya manbai hisoblanib, ular energiya hosil qiladi.



3.24- sh a k l

Gidravlik nasos va ventilatorlarning ish bajaruvchi qismi energiya manbayiga bevosita ulanadi. Ammo ko'pincha energiya manbai sifatida ishlatiladigan uzellarning ishlash turi ish bajaruvchi qismga qo'yilgan talablardan farq qilganligi bois, uzatmalardan foydalanishga to'g'ri keladi.

Demak, uzatma shunday mexanizm ekanki, u energiya manbai bilan mashinaning ish bajaruvchi qismi oralig'iga joylashgan bo'lib:

- ✓ ularni o'zaro bog'lash;
- ✓ ularning ishlash rejimlarini bir-birlariga moslash;
- ✓ harakatni uzatish, ba'zan bir turdan boshqasiga aylantirish;
- ✓ harakatni talab darajasida boshqarishga xizmat qiladi.

Uzatmalar ishlash prinsipiga ko'ra to'rt xil bo'ladi:

- ✓ mexanik;
- ✓ elektrik;
- ✓ pnevmatik;
- ✓ gidravlik.

Mashinasozlikda mexanik uzatmalar ko'p tarqalganligi bois, faqat ularni o'rganish bilan chegaralanamiz.

O'z navbatida mexanik uzatmalarni ikki turga ajratish mumkin:

- ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar;
- ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalar.

Ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalarga friksion va tasmali uzatmalar misol bo'ladi. Bunday uzatmalardagi g'ildirak, shkiv va shu kabi asosiy detallarning sirti silliq bo'ladi.

Ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalarga tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalar misol bo'ladi; ularda burovchi momentlar g'ildirak va chervyaklardagi tishlar vositasida uzatiladi.

Bundan tashqari mexanik uzatmalar vallarning o'zaro joylashuviga qarab parallel, kesishgan va ayqash valli, uzatish sonining o'zgarishiga qarab esa o'zgarmas, pog'onali, pog'onasiz o'zgaruvchi uzatmalarga ajratiladi.

Uzatmada yetakchi va yetaklanuvchi vallar mavjud.

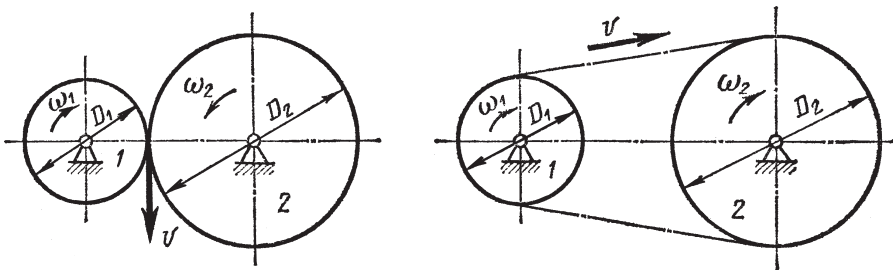
Energiya manbayidan energiyani bevosita qabul qiluvchi val uzatmaning yetakchi vali, o'z navbatida bu valdan energiyani qabul qilib, ish bajaruvchi organga uzatuvchi val esa yetaklanuvchi val deyiladi.

3.15-§. Uzatmalarning asosiy parametrlari

Quyidagilar uzatmalarning asosiy parametrlari deyiladi:

- η — uzatmaning foydali ish koeffitsienti (qisqacha f.i.k. deb yoziladi);
- i — uzatish soni.

Bu parametrlarni aniqlash uchun harakat yo'nalishi o'zgaradigan (3.25-shakl, a) va harakat yo'nalishi o'zgarmaydigan (3.25-shakl, b) uzatmalarni ko'rib chiqamiz.



3.25- sh a k l

Uzatish soni quyidagi formuladan topiladi:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} \quad (a)$$

Bu yerda n_1 — yetakchi valning aylanishlar soni;
 n_2 — yetaklanuvchi valning aylanishlar soni.
 Kinematikadan ma'lumki, burchak tezlik

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (b)$$

ga teng. Shu sababli (a) formulani quyidagicha ham yozish mumkin:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (d)$$

Bu yerda ω_1 — yetakchi valning burchak tezligi;
 ω_2 — yetaklanuvchi valning burchak tezligi.
 Valdagi quvvat va aylanishlar soni orqali burovchi momentni

$$T = 716,2 \frac{N}{n} \quad (e)$$

formuladan topish mumkin. Ikkinchi tomondan esa burovchi moment quyidagiga teng:

$$T = F \cdot \frac{D}{2}$$

Bu yerda F — aylanma kuch;
 D — valning diametri.

Yetakchi va yetaklanuvchi vallar uchun:

$$T_1 = 716,2 \frac{N_1}{n_1}$$

$$T_2 = 716,2 \frac{N_2}{n_2}$$

Bulardan:

$$n_1 = 716,2 \frac{N_1}{T_1}$$

$$n_2 = 716,2 \frac{N_2}{T_2}$$

Oxirgi ifodalarni (a) formulaga qo'ysak

$$i = \frac{N_1 T_2}{N_2 T_1} \quad (e)$$

kelib chiqadi.

Yetaklanuvchi valdagi quvvatning yetakchi valdagi quvvatga nisbati f.i.k. deyiladi va quyidagicha aniqlanadi:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1}$$

(d) ifodani nazarda tutib, uzatish sonini aniqlaymiz:

$$i = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{1}{\eta}$$

Shunday qilib, yuqorida keltirilgan ifodalar asosida quyidagi formulaga ega bo‘lamiz:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \eta} \quad (3.6)$$

Uzatmalar bir necha ($i=1, k$) pog‘onadan iborat bo‘lgan hollarda umumiy uzatish soni quyidagicha topiladi:

$$i = i_1 \cdot i_2 \dots i_k = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \dots \frac{n_{k-1}}{n_k} \quad (k) \quad (3.7)$$

yoki

$$i = \frac{n_1}{n_k} \quad (3.7)$$

Bu yerda n_1 — birinchi (yetakchi) valning aylanishlar soni;
 n_k — ikkinchi (yetaklanuvchi) valning aylanishlar soni.

3.16-§. Friksion uzatmalar

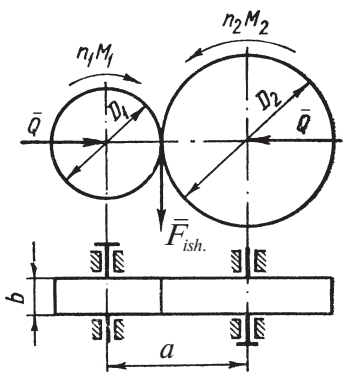
Ishqalanish kuchi vositasida yetakchi valning harakatini yetaklanuvchi valga o‘tkazadigan uzatma **friksion uzatma** deyiladi.

Bir-biriga Q kuch bilan siqilgan tekis sirtli ikkita g‘ildirak — kotokdan iborat uzatma eng oddiy friksion uzatmalardan biri hisoblanadi (3.26-shakl). Yetakchi val aylanganda g‘ildiraklar jips joylashgan joyda ishqalanish kuchi F_{ishq} paydo bo‘lib, uning ta’sirida yetaklanuvchi g‘ildirak aylanadi.

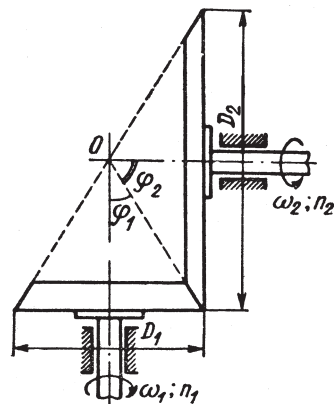
O‘zaro tik yo‘nalishlarda harakatni uzatish zaruriyati paydo bo‘lganda konussimon g‘ildirakli friksion uzatmalar ishlatiladi (3.27-shakl).

Yetaklanuvchi valning aylanishlar sonini o‘zgartirmagan holda yetaklanuvchi valning aylanish tezligini pog‘onasiz ravishda o‘zgartirish (oshirish yoki kamaytirish) maqsadida variatordan foydalaniladi (3.28-shakl).

Demak, variator shunday friksion uzatma ekanki, u ishqalanuvchi vallardan birining radiusini pog‘onasiz o‘zgartirish yo‘li bilan uzatish sonini o‘zgartirish imkonini berar ekan.

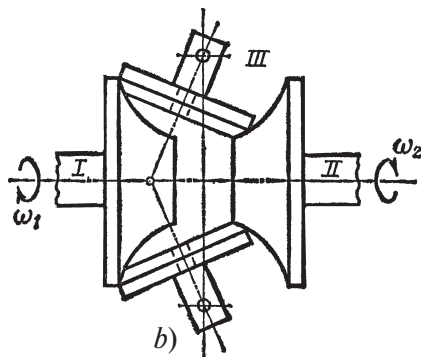
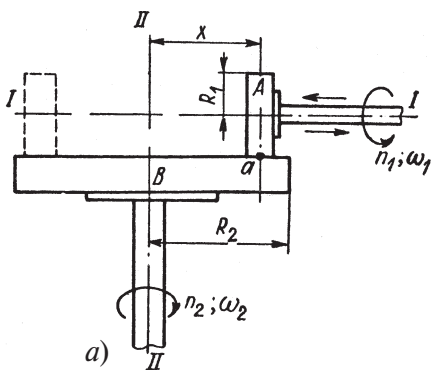


3.26- sh a k l



3.27- sh a k l

Yetaklanuvchi valni surish yo‘li bilan aylanishlar soni o‘zgaradi (3.28-shakl, a); qo‘shimcha o‘rnatilgan III oraliq o‘qqa o‘rnatilgan g‘ildirak-kotokning vaziyatini o‘zgartirish hisobiga yetaklanuvchi valning aylanish tezligi o‘zgaradi (3.28-shakl, b).



3.28 - sh a k l

Friksion uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- tuzilishi oddiy;
- rovon va shovqinsiz ishlaydi;
- uzatish soni pog‘onasiz, bir tekis o‘zgaradi.

3.17-§. Friksion uzatmalarning kinematikasi, ulardagi kuchlar va kuchlanishlar

Aytaylik, friksion uzatmaning yetakchi g'ildiragining diametri D_1 va aylanishlar soni n_1 hamda yetaklanuvchi g'ildiragining diametri D_2 va aylanishlar soni n_2 bo'lsin. U holda uzatish soni

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (3.8)$$

ga teng bo'ladi.

Bu yerda $\varepsilon = 0,01 \div 0,03$ — sirpanishni hisobga oluvchi koeffitsient bo'lib, g'ildiraklarning materiali va moylanish sharoitlariga bog'liqdir.

Yetakchi g'ildirakdan yetaklanuvchi g'ildirakka aylana F kuchni uzatish uchun g'ildiraklar bir-biriga Q kuch bilan siqib qo'yilishi zarur:

$$Q = \frac{\beta}{f} \cdot F \quad (3.9)$$

Bu yerda $\beta = 1,25 \div 3$ — ilashishdagi ehtiyot koeffitsient;
 f — ishqalanish koeffitsienti;
 F — aylana bo'ylab yo'nalgan kuch.

Yetakchi g'ildirakdagi burovchi moment ma'lum bo'lganda F kuch quyidagicha topiladi:

$$F = \frac{2T_1}{D_1}$$

Demak,

$$Q = \frac{2\beta}{f} \cdot \frac{T_1}{D_1} \quad (3.10)$$

Friksion uzatmaning g'ildiraklari o'zaro to'g'ri chiziq bo'ylab urinadi. Odatda, bunday sirt kontakt sirti deb ataladi. Kontakt sirtida Q kuchdan kontakt kuchlanishi hosil bo'ladi.

Gerts formulasi yordamida eng katta kontakt kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{QE_k}{b\rho_k}} \quad (3.11)$$

Bu yerda, $E_k = 2 \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ — keltirilgan elastiklik moduli;

$\rho_k = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ — keltirilgan egrilik radiusi;

b — kontakt chizig'ining uzunligi.

Biz tekshirayotgan hol uchun $\rho = R_1$; $\rho_2 = R_2$; $D_2 = iD_1$ ga teng. Shu sababli

$$\rho_k = \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} = \frac{R_1 \cdot iR_1}{R_1 + iR_1} = \frac{i}{1+i} \cdot R$$

O'qlararo masofa quyidagicha:

$$a = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{(1+i)}{2} \cdot D_1 = (1+i) \cdot R_1 \quad (3.12)$$

Bundan $R_1 = \frac{1}{1+i} \cdot a$ ekanligi ma'lum.

Oxirgi ifodani nazarda tutib, ρ_k va Q larni osongina aniqlash mumkin:

$$\rho_k = \frac{i}{(1+i)^2} \cdot a$$

$$Q = \frac{\beta}{f} \cdot \frac{(1+i)}{a} \cdot T_1$$

Hosil qilingan ifodalarni Gers formulasiga qo'yib, kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlik shartini

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{E_k \cdot K(1+i)^3 T_1}{f b i a^2}} \leq \sigma_{adm,H} \quad (3.13)$$

ko'rinishda ifodalaymiz.

Bu yerda $\sigma_{adm,H}$ — kontakt kuchlanishning joiz qiymati bo'lib, tajribalardan aniqlanadi.

Masalan, moysiz ishlash sharoitida toblangan po'lat g'ildiraklar uchun $\sigma_{adm,H} = 600 \div 800$ MPa, tekstolit g'ildiraklar uchun esa $\sigma_{adm,H} = 100 \div 120$ MPa ga teng.

Amaliy hisoblashlarda $\psi = \frac{b}{a}$ ko'rinishdagi nisbat g'ildirak enini belgilovchi koeffitsient deb yuritiladi hamda uning qiymati $\psi = 0,2 \div 0,4$ oraliqda olinadi.

Shunday qilib, mustahkamlik shartiga asosan o'qlararo masofa quyidagiga teng ekan:

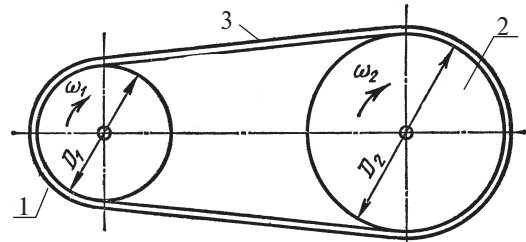
$$a = (1 + i)^3 \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{\sigma_{adm,H}}\right)^2 \cdot \frac{E_{\kappa} \cdot k T_1}{f i \psi}} \quad (3.14)$$

3.18-§. Tasmali uzatmalar

Tasmali uzatmalar yetakchi 1, yetaklanuvchi 2 shkiylar va ularga tarang qilib kiydirilgan tasma 3 dan iborat (3.29-shakl).

Tasma bilan shkiylar orasida paydo bo'luvchi ishqalanish kuchi hisobiga yetakchi shkiydan harakat va energiya tasma orqali yetaklanuvchi shkiyga uzatiladi.

Tasmalarning ko'ndalang kesimi yassi, ponasimon, doiraviy va tishli qilib yasaladi (3.30-shakl, a,b,d,e).



3.29- sh a k l

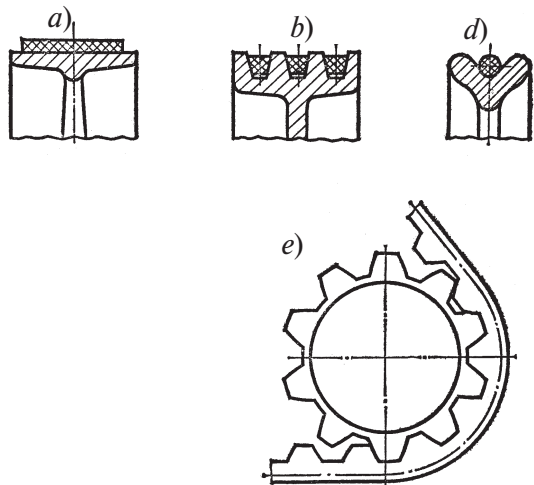
Tasmali uzatmalar bir necha xil bo'ladi:

— to'g'ri yoki ochiq uzatma (bir tomonga aylanadigan parallel vallar orasida aylanma harakatni uzatadi, 3.31-shakl, a);

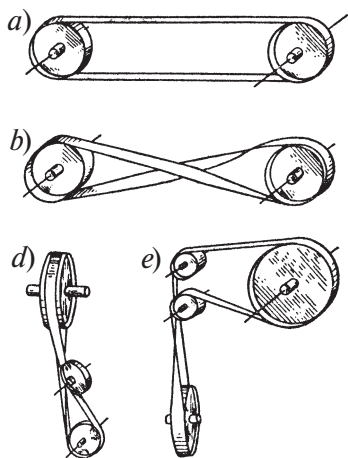
— ayqash uzatma (yetakchi va yetaklanuvchi shkiylari qarama-qarshi tomonga aylanadi 3.31-shakl, b);

— yarim ayqash uzatma (aylanma harakatni o'zaro ayqash joylashgan vallarga uzatadi, 3.31-shakl, d);

— burchakli uzatma (aylanma harakatni o'zaro perpendikular tekislikda joylashgan vallarga uzatadi, 3.31-shakl, e).

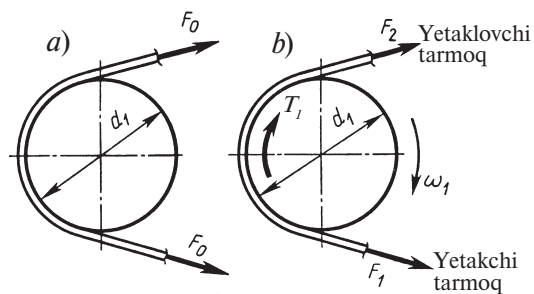


3.30- sh a k l

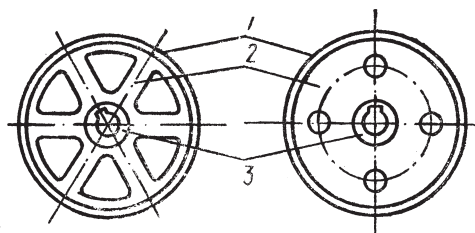


3.31-sh a k l

Bundan tashqari, to'satdan yetakchi val katta tezlik bilan aylana boshlasa, tasma bilan shkiv orasida sirpanish yuzaga kelib, aylana harakat uzatilishdan to'xtaydi. Natijada, yetakchi valga ulangan mashina yoki uning qismlariga zarar yetmaydi.



3.32-sh a k l



3.33-sh a k l

Tasmali uzatmalar 10÷15 m, ba'zi hollarda 25÷40 m gacha masofaga aylana harakatni uzatish uchun xizmat qiladi.

O'lchamlari standartlashtirilganligi bois, hozirgi paytda dastgoh, avtomobil va qishloq xo'jalik mashinalarida yassi tasmali uzatmalar ko'p ishlatilmoqda. Yassi tasmalarning ko'ndalang kesimi yon yog'ining eniga nisbatan sezilarli darajada kichik bo'lgan to'g'ri to'rtburchakdan iborat. Yassi tasmalar charm, rezinalangan, ip-gazlama va jun tasmalarga bo'linadi; ularning texnik tavsiflari 5-ildovada keltirilgan.

Tasmali uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- ✓ harakatni katta masofaga uzata oladi;
- ✓ tuzilishi oddiy, tannarxi arzon;
- ✓ shovqinsiz, ravon ishlaydi.

Tasmali uzatmalar quyidagi kamchiliklarga ega:

- tashqi o'lchamlari katta;
- uzatish soni o'zgaruvchan;
- val va tayanch (podshipnik)-larga katta kuch tushadi;
- tasmaning chidamliligi kichik.

Tasmali uzatmalar tasmasining keluvchi va ketuvchi tarmoqlaridagi kuchlar orasida quyidagicha bog'lanishlar mavjud (3.32-shakl, a,b).

Bu yerda F_0 — yuklanmagan uzatmaning tasmasi tarmoqlaridagi taranglik kuchi;

F_1 — tasmaning yetaklovchi (pastki) qismidagi taranglik kuchi;

F_2 — tasmaning yetaklanuvchi qismidagi taranglik kuchi.

Tasmali uzatmaning shkivlari gardish (to'g'in) 1, kegay (disk) 2 va gupchak 3 dan iborat (3.33-shakl).

Shkivlar iloji boricha yengil va mustahkam bo'lmog'i lozim. Ular cho'yan, po'lat, yengil qotishma va plastmassa materiallardan tayyorlanadi. Odatda, uzatmaning tezligi 30 m/sek gacha bo'lsa cho'yan shkivlar, undan yuqori bo'lganda esa po'lat shkivlar ishlatiladi. Juda katta tezlik bilan harakatlanuvchi uzatmalarning shkivlari esa yengil qotishmalardan yasaladi.

Shkivlarning sirtiga maxsus ishlov berish yo'li bilan tasmaning yeyilishi kamaytiriladi.

3.19-§. Tasmali uzatmalarning kinematikasi va geometriyasi

Tasmali uzatmaning yetakchi shkivi diametri D va aylanishlar soni n hamda yetaklanuvchi shkivi diametri D va aylanishlar soni n bo'lsin. U holda shkivlardagi aylanma tezliklar quyidagiga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \left[\frac{m}{sek} \right] \\ v_2 &= \frac{\pi D_2 n_2}{60 \cdot 1000} \left[\frac{m}{sek} \right] \end{aligned} \quad (3.15)$$

Uzatma ishlayotganda tasma shkiv ustida sirpanadi. Shu sababli $v_2 < v_1$ yoki $v_2 < v_1(1 - \varepsilon)$ bo'ladi.

Bu yerda $\varepsilon = 0,01 \div 0,02$ – sirpanish koeffitsienti.

Uzatmaning uzatish soni

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{D_2}{D_1} \quad (a)$$

ga teng.

Tasmali uzatmani loyihalash uchun, eng avvalo, uning quyidagi geometrik o'lchamlarini aniqlash zarur:

1. Saverin formulasi yordamida yetakchi (kichik) shkivning diametri topiladi:

$$D_{\min} = D_1 = (0,052 \div 0,061) \sqrt[3]{\frac{N_1}{\omega_1}} \quad (b)$$

Bu yerda $\omega = \frac{\pi n_1}{30}$ yetaklovchi shkivning burchak tezligi.

Izoh: topilgan qiymat shkivlarning GOSTda berilgan diametrlari bilan taqqoslanib, eng yaqin kelgani tanlanadi. Keyin esa (3.15) formuladan v_1 aniqlanadi; imkoni boricha $v_1 \geq 25$ m/sek bo'lishiga erishish kerak.

2. (a) formuladan D_2 aniqlanib, GOSTda keltirilgan qiymatlarning biriga moslashtiriladi.

3. Markazlararo masofa topiladi:

yassi tasmali uzatmalar uchun: $a \geq 2(D_1 + D_2)$;

ponasimon tasmali uzatmalar uchun: $a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h$

bu yerda h — tasma kesimining balandligi.

4. Tasmaning hisobiy uzunligi aniqlanadi:

$$L = 2a + 0,5\pi(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$$

5. Kichik shkivning qamrov burchagi topiladi:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1)}{a} \cdot \frac{180^\circ}{\pi}$$

6. Tasma tarmoqlari orasidagi burchak aniqlanadi:

$$\beta = 180^\circ - \alpha_1$$

3.20-§. Tasmali uzatmalardagi kuchlar va kuchlanishlar

Tasmaning shkivlarga ma'lum taranglik kuchi S bilan kiydirilishi hammaga ayon. Boshqacha aytganda, uzatma harakatlanmagan paytda tasmaning ikkala: yetaklovchi (pastki) va yetaklanuvchi (yuqori) tarmoqlarida S mavjud bo'ladi.

Agar uzatma harakatga keltirilsa, ya'ni shkivga qo'yilgan burovchi moment T ta'sirida

$$F = \frac{2T}{D}$$

aylana kuch uzatilayotgan bo'lsa, u holda tasmaning yetakchi qismi tortilib, unda S_1 taranglik kuchi, yetaklanuvchi qismi esa qisqarib, unda S_2 taranglik kuchi paydo bo'ladi. Taranglik kuchlarining ayirmasi aylana kuchga teng:

$$S_1 - S_2 = F$$

Tasma tarmoqlaridagi S_0 , S_1 va S_2 kuchlarning uzatilayotgan F kuch, qamrov burchagi α va ishqalanish koeffitsienti f ga bog'liq ekanligini L.Eyler aniqlab, quyidagi formulalarni taklif etgan:

$$S_0 = 0,5F \frac{(e^{2f} + 1)}{(e^{2f} - 1)}; \quad (3.16)$$

$$S_1 = F \frac{e^{2f}}{e^{2f} + 1}; \quad S_2 = F \frac{1}{e^{2f} - 1}$$

Bu yerda e – natural logarifmning asosi.

Demak, α va f ning o'zgarishi uzatmaning tortish qobiliyatiga ijobiy ta'sir ko'rsatar ekan.

Masalan, F -sonst bo'lgan holda $\alpha f \rightarrow \infty$ bo'lsa, $S_0 \rightarrow 0,5F$, $S_1 \rightarrow F$, $S_2 \rightarrow 0$ bo'ladi, ya'ni tasma tarangligining hammasi aylana F kuchni uzatishga sarf bo'ladi.

Agar $\alpha f \rightarrow 0$ bo'lsa, S_0 , S_1 va S_2 lar cheksiz kattalashadi, ya'ni uzatma foydali ish bajara olmaydi.

Uzatma ishlayotgan paytda S_0 , S_1 va S_2 kuchlardan tashqari tasma tarmoqlarida markazdan qochirma kuch S_v ham yuzaga keladi. Bu kuch tezlikning kvadrati va tasmaning uzunlik birligiga to'g'ri keluvchi og'irligiga to'g'ri proporsional bo'lib,

$$S_v = \frac{q}{g} v^2 \quad (3.17)$$

formuladan topiladi.

Bu yerda $q = \gamma b \delta$ bo'lib, bir metr tasmaning og'irligi;

b – tasmaning eni;

δ – tasmaning qalinligi;

γ – tasma materialining solishtirma og'irligi;

g – erkin tushish tezlanishi.

Umuman olganda markazdan qochirma kuch S_v taranglik kuchi S_0 ning ta'sirini susaytirib, uzatmaning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatadi.

Tasma tarmoqlaridagi har bir kuch tasmaning ko'ndalang kesimida o'ziga tegishli normal kuchlanishlarni paydo qiladi. Masalan:

$$\sigma_0 = \frac{S_0}{A} \quad (\text{boshlang'ich kuchlanish})$$

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{A}$$

$$\sigma_2 = \frac{S_2}{A}$$

$$\sigma_v = \frac{S_v}{A}$$

Bu yerda $A = b\delta$ — tasmaning ko'ndalang kesim yuzasi.

Bundan tashqari tasmaning shkivni qamrab turgan joyida eguvchi kuchlanish hosil bo'ladi:

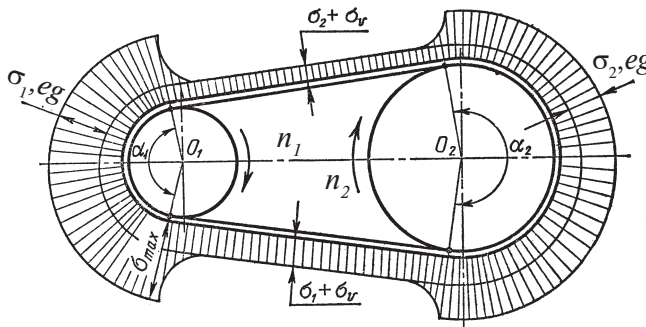
$$\sigma_{eg} = E\varepsilon = E \frac{y_{max}}{s}$$

Shkivni qamrovchi tasma uchun $y_{max} = 0,5\delta$, $s = 0,5D$ ekanligi ma'lum. Shu sababli

$$\sigma_{1,eg} = E \frac{\delta}{D_1} \quad \sigma_{2,eg} = E \frac{\delta}{D_2}$$

Tasmaning pastki tarmog'ida $\sigma_1 + \sigma_v$, yuqori tarmog'ida esa $\sigma_2 + \sigma_v$ kuchlanishlar hosil bo'ladi (3.34-shakl). Kuchlanishlar epyurasidan ko'rinib turibdiki, eng katta kuchlanish yetaklovchi shkivdagi nuqtada paydo bo'lar ekan:

$$\delta_{max} = \sigma_1 + \sigma_{1,eg} + \sigma_v$$



3.34- sh a k l

3.21-§. Tishli uzatmalar

Aylanma harakatni yaqin masofaga uzatish maqsadida tishli uzatma ishlatiladi.

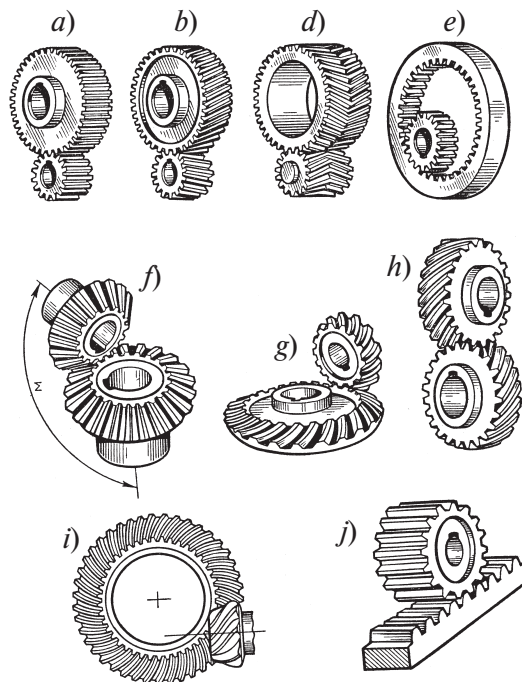
Tishli uzatma yetaklovchi va yetaklanuvchi tishli g'ildiraklardan iborat. Ko'pincha yetaklovchi (kichik) tishli g'ildirak shesternya deb ham yuritiladi.

Tishli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi:

- silindrsimon g'ildirakli (3.35-shakl, a÷e);
- konussimon g'ildirakli (3.35-shakl, f,g);
- vintli silindrik (3.35-shakl, h);
- gipoid konussimon (3.35-shakl, i);
- reykali * (3.35-shakl, j).

Tishli uzatmalar ichki va tashqi tomondan ilashadi. Ularning g'ildiraklari to'g'ri, qiyshiq, shevron va aylana tishli qilib yasaladi.

Tish profilining shakliga ko'ra tishli uzatmalar evolventa, aylana yoyilmasi va sikloida bo'yicha ilashadigan turlarga bo'linadi. Bularning eng ko'p ishlatiladigani 1760-yilda L.Eyler tavsiya etgan evolventa bo'yicha ilashuvchi profilli tishlardir.



3.35-shakl

3.22-§. Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi

Mexanizm va mashinalar nazariyasida tishli uzatmalarning asosiy teoremasi quyidagicha ta'riflanadi (isbotsiz keltirilgan): ilashish paytida uzatish sonini o'zgarmas ($i = \text{const}$) holda saqlash uchun tishlar profili tegib turadigan nuqtadan o'tuvchi normal NN markazlararo masofa ($O_1O_2 = a$) ni burchak tezliklarga teskari mutanosib bo'luvchi ilashish qutbi P orqali o'tishi zarur va yetarlidir (3.36-shakl, a).

* reykali uzatmalar aylanma harakatni ilgarilanma-qaytma harakatga aylantirish uchun xizmat qiladi.

Tishlar tegib turadigan nuqta ilashish qutbi R bilan ustma-ust tushgan hol chizmada ko'rsatilgan.

Ushbu teoreмага muvofiq, tishli g'ildiraklar juftligi to'g'ri ishlagan paytda ularning boshlang'ich aylanalari bir-birlarining ustida sirpanmasdan yumalaydi.

Radiuslari $r_1 = 0,5d$ va $r_2 = \frac{d_2}{2}$ bo'lgan hamda P nuqtada urinuvchi ikkita aylana (odatda, bu aylanalar boshlang'ich aylanalar deyiladi) yordamida evolventa sirtli ishlanmaning geometriya va kinematikasini osongina o'rganish mumkin (3.36-shakl, b).

Boshlang'ich aylana yoyida o'lchanadigan ikkita qo'shni tishdagi o'xshash nuqtalar orasidagi masofa ilashmaning qadami deyiladi.

Birgalikda ishlayotgan ikkita tishli g'ildirak to'g'ri tishlashishi uchun ularning qadamlari bir xil bo'lishi shart.

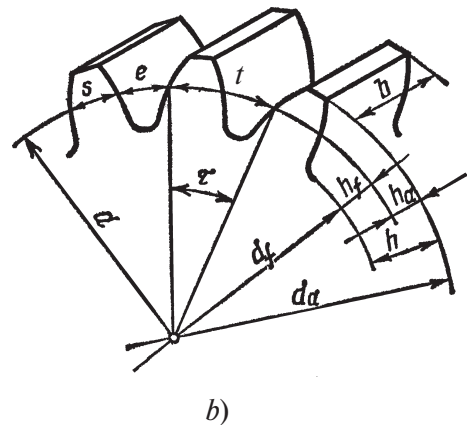
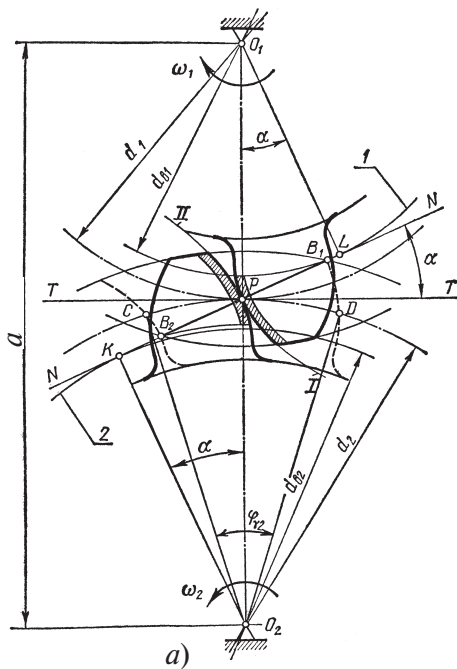
Tishli g'ildirakning 3.4-jadvalda keltirilgan qismlarini bilish muhimdir.

Boshlang'ich aylana uzunligini quyidagi ikki formula orqali aniqlash mumkin:

$$c = \pi d \quad \text{va} \quad c = tz$$

Bularni taqqoslab, diametrni aniqlaymiz:

$$d = \frac{t}{\pi} z$$



3.36- sh a k l

№	Nomlanishi	Belgilanishi
1	Tashqi (tish cho‘qqilari) aylanasi diametri	d_a
2	Boshlang‘ich (bo‘luvchi) aylana diametri	d
3	Ichki (tish tublari) aylanasi diametri	d_f
4	Ilashmaning qadami	t
5	Tishning balandligi (bu balandlik boshlang‘ich aylana orqali ikki qism: tish kallagi va tish oyog‘iga ajratiladi)	h
6	Tish kallagining balandligi	h_a
7	Tish oyog‘ining balandligi	h_f
8	Markazlararo masofa	a
9	Tishning uzunligi	b
10	Tishning qalinligi (boshlang‘ich aylana bo‘yicha)	s
11	Tish o‘yiqchasining eni (boshlang‘ich aylana bo‘yicha)	e
12	Ilashish burchagi (evolventa uchun)	$\alpha = 20^\circ$
13	Qoplanish koeffitsienti ($\varphi > \tau$ ёки $\varepsilon > 1$ bo‘lganda uzatma uzluksiz ravishda ilashadi)	$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_s}{\tau}$
14	G‘ildirakdagi tishlar soni	z
15	Ilashish chizig‘i	NN

Quyidagi belgilashni kiritamiz:

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

Bu yerda m — ilashish moduli bo‘lib, millimetrlarda o‘lchanadi.

Ilashish moduli m ning qiymatlari GOST da: 1,5; 2; 2,5; 3; 4,5; 6; 8; 10 va boshqalar ko‘zda tutilgan.

Demak, diametr ilashish moduli orqali ifodalansa

$$d = mz$$

bo‘ladi.

Tishli g‘ildirakning standartdan olingan ilashish moduli bilan o‘lchanadigan aylanasi bo‘lish aylanasi deyiladi. G‘ildirakning bo‘lish aylanasi bo‘yicha olingan qadami tish qirquvchi asbobning qadamiga teng bo‘ladi.

Qo‘shimcha tuzatishsiz tayyorlangan g‘ildiraklarning boshlang‘ich va bo‘lish aylanalari bir xil bo‘lib, ular quyidagiga tengdir:

$$d_1 = mz_1 \text{ va } d_2 = mz_2$$

Bunday hollarda markazlararo masofa

$$a = r_1 + r_2 = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5mz_c$$

bo‘ladi.

Bu yerda z_c — tishlarning umumiy soni.

Tishning qismi balandliklari quyidagicha ifodalanadi:

$$h_a = f_0 m$$

$$h_f = f_0 + c_0 m$$

Bu yerda f_0 — tish kallagi balandligining koeffitsienti

(ko‘pincha $f_0 = 1$ bo‘ladi);

c_0 — radial tirqish koeffitsienti

(odatda, $c_0 = 0,25$ qiymat olinadi).

Demak, $h_a = m$, $h_f = 1,25m$ tishning balandligi esa $h = h_a + h_f = 2,25 m$ ga teng ekan.

Tish cho‘qqilari aylanasi diametri

$$d_a = d + 2h_f = mz + 2m = m(z + 2)$$

tish tublari aylanasi diametri esa

$$d_f = d - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5)$$

bo‘ladi.

Nuqta kinematikasiga asoslanib, g‘ildirakning boshlang‘ich aylanalari tegib turgan P nuqtaning tezligini

$$v = r_1 \omega_1 = r_2 \omega_2$$

ko‘rinishda aniqlash mumkin. Bundan $\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1}$ kelib chiqadi.

Oxirgi nisbat uzatish soniga teng:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \text{ yoki } i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Demak, birgalikda ishlayotgan ikkita g‘ildirakning burchak tezliklari bu g‘ildiraklar tishlari soniga teskari mutanosib bog‘lanishda ekan.

3.23-§. Tishli g'ildiraklarning materiallari va ularni tayyorlash

Tishli g'ildiraklar asosan turli markali po'lat va cho'yanlardan tayyorlanadi.

Katta quvvatli mashinalarda ishlatiladigan tishli g'ildiraklar 40, 45, 50, 40G2, 50G, 40X, 40XN, 40XNMA, 30XGS markali po'latlardan yasaladi.

Zarbiy kuchlar hamda yo'nalishi yoki tezligi o'zgarib turuvchi kuchlar ta'sirida ishlaydigan tishli g'ildiraklar 15X, 20X, 12XN3A, 18XGT, 20X2N4A markali po'latlardan tayyorlanadi.

Po'latdan yasalgan g'ildiraklar tishlarining sirtqi qatlami turli usullar yordamida toblanib, ularning qattiqligi oshiriladi.

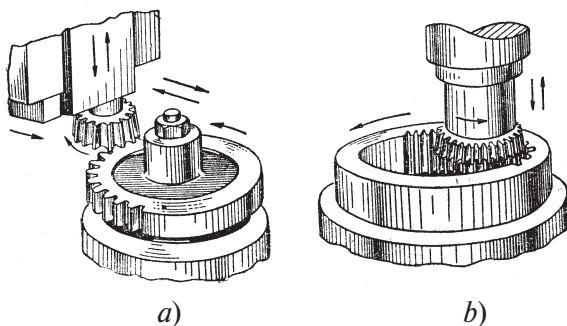
Sekin va bir maromda ishlaydigan, o'rtacha yuklangan tishli g'ildiraklar SCH 28-48, SCH 32-52, SCH 35-56, VCH 45-5, VCH 40-10 markali cho'yanlardan yasaladi.

Hozirgi paytda kam va o'rtacha yuklangan tishli g'ildiraklar termoreaktiv va termoplastik plastmassalardan tayyorlanmoqda. Plastmassadan yasalgan tishli uzatmalar ravon, shovqinsiz ishlaydi va zararli kimyoviy muhitlar ta'siriga ham chidash bera oladi.

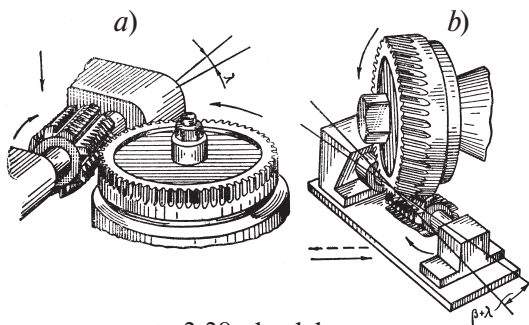
Tishli uzatmalarning tishlari dastgohlarda ishlanadi. Masalan, modulli disksimon (3.37-shakl, a) va uchlik (3.37-shakl, b) frezalar yordamida g'ildiraklarning xomakisiga tish qirqish mumkin.

Qirquvchi asbob-dolbyak yordamida ham g'ildirakning xomakisiga tashqi (3.38-shakl, a) va ichki (3.38-shakl, b) tomondan tishlar qirqish mumkin. Bunday usulda tishlar tayyorlanayotganda dolbyak aylanma harakat bilan bir qatorda, ilgariylanma-qaytma harakat ham qiladi.

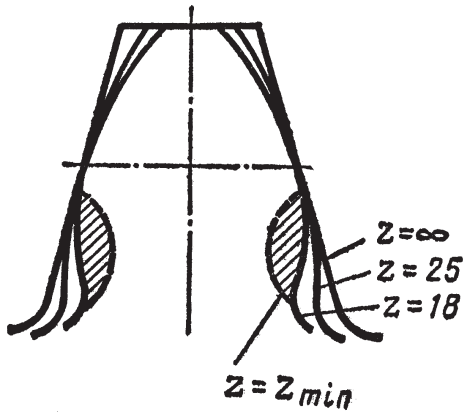
Shuni alohida qayd qilish muhimki, tishli g'ildiraklar tayyorlash paytida tishlar soni z kamaygan sari qirquvchi asbob tishlarining kallagi xomaki tishi



3.37-shakl



3.38-shakl



3.39- sh a kl

yon sirtining pastki qismida botiq hosil qiladi (3.39-shakl). Natijada, tish asosining ko'ndalang kesimi kichrayib, tishning mustahkamligi kamayadi. Shuning uchun loyihalash paytida tishlar sonining eng kichik qiymati $z_{min} = 17$ ga teng qilib olinadi.

Tishli uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- ✓ ishonchli va uzoq muddat (40000 soatgacha) ishlaydi;
- ✓ katta (necha ming kVt) quvvatni uzata oladi;

- ✓ uzatish soni katta va o'zgarmas;
- ✓ o'lchamlari nisbatan kichik va ixcham;
- ✓ foydalanishga qulay;
- ✓ foydali ish koeffitsienti yuqori (0,97—0,98);
- ✓ g'ildirak va shesternyalarni turli materiallardan yasash imkoniyati mavjud.

Tishli uzatmalarning kamchiliklari quyidagilardan iborat:

- ✓ uzatmani yasash ancha murakkab;
- ✓ uzatma katta tezliklarda shovqin bilan ishlaydi.

3.24-§. G'ildirakning tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Amalda to'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklar ko'p ishlatilmoqda. Shu bois, to'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklarning tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka tekshirish bilan chegaralanamiz.

G'ildirak tishlari sirtining uvalanishiga asosiy sabab kontakt kuchlanishdir. Shu sababli tishli uzatmalarni loyihalashda tishlar kontakt kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi.

To'g'ri tishli silindrsimon g'ildiraklarning tishlari uchun G.Gerts taklif etgan kontakt kuchlanish formulasi quyidagi ko'rinishga ega (isbotsiz):

$$\text{normal kuchlanish} \quad \sigma_H = \frac{370}{d_1 \pi} \sqrt{\frac{(i+1)E_\kappa \cdot N_h}{bn_2 \sin 2\alpha}} \leq \sigma_{adm, H}$$

$$\text{urinma kuchlanish} \quad \tau_\kappa = \frac{\sigma_H}{2,9}$$

Bu yerda $\sigma_{adm,H} = c \cdot HB$ — tishli uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanish;

$c = 25 \div 27$ — materialga va termik ishlash usuliga bogʻliq koeffitsient;

HB — Brinell boʻyicha qattqlik boʻlib, tajribadan aniqlanadi;

$N_h = kN$ — hisobiy quvvat;

$k = 1,3 \div 1,5$ — yuklanish koeffitsienti;

N — yetaklovchi valdagi quvvat;

d_1 va b — shesternyaning diametri va eni;

n_2 — gʻildirakning aylanishlar soni.

Amalda eng koʻp tarqalgan tishli uzatmalar uchun $\alpha = 20^\circ$, $\sin 2\alpha = 0,643$ va $E_\kappa = 2,1 \cdot 10^5$ MPa ga teng. Shu sababli oxirgi formula ancha soddalashadi:

$$\sigma_H = \frac{680000}{d_1 i} \sqrt{\frac{(i+1)N_h}{b \cdot n_2}} \leq \sigma_{adm,H} \quad (3.20)$$

Tishli uzatmalarni loyihalashda markazlararo masofani topish lozim. Buning uchun quyidagi formula ishlatiladi (isbotsiz keltirilgan):

$$a = (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{340000}{\sigma_{adm,H} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{N_h}{n_2 \psi_a}} \quad (3.21)$$

Bu yerda $\psi_a = \frac{b}{a}$ — gʻildirak enining markazlararo masofa boʻyicha koeffitsienti (3.5-jadval).

3.5-jadval

Uzatmaning turi	ψ_a
Yengil yukli	0,2–0,3
Oʻrtacha yukli	0,3–0,5
Ogʻir yukli	0,5–0,8
Tezliklar qutisida oʻz oʻrnidan siljib ishlaydigan gʻildiraklar	0,15–0,2

Izoh: (3.21) formula g'ildiraklar po'latdan tayyorlangan holda ishlatiladi, agar g'ildirakdan biri po'lat, ikkinchisi esa cho'yandan yasalsa formuladagi 340000 o'rniga 280000 soni, ikkalasi ham cho'yandan yasalsa 230000 soni qo'yiladi.

Markazlararo masofa topilgach, d_1 va b aniqlanadi:

$$d_1 = \frac{2a}{i \pm 1}; \quad b = \psi_a \cdot a$$

3.6- jadvaldan uzatmaning turiga qarab ψ_m tanlanadi. Natijada, modulni aniqlash mumkin:

$$m = \frac{b}{\psi_m}$$

3.6-jadval

G'ildirakning ishlatilish joyi	ψ_m
Ochiq uzatma (kran)lar va quyma g'ildiraklar ishlatiladigan mexanizmlarda	10–15
Reduktor turidagi uzatmalarda	25–30
Og'ir yukli uzatmalarda	30–45

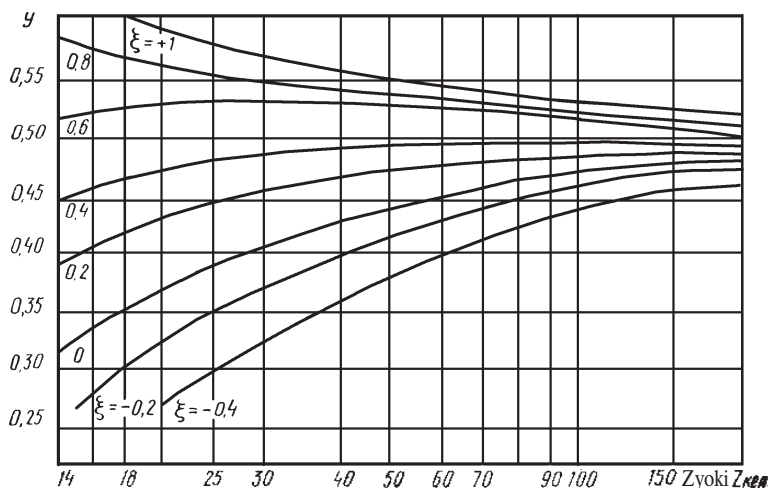
Modulning topilgan qiymati standartdagi qiymati bilan taqqoslanadi va standartdagi eng yaqin kattasi olinadi. Keyin tishlar soni tanlab olinib, uzatmaning qolgan geometrik o'lchamlari hisoblanadi.

G'ildirak o'lchamlari aniqlangach, quyidagi formula yordamida tishlar eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka tekshiriladi:

$$\sigma_{eg} = \frac{F_h}{bmy} \leq \sigma_{adm, eg} \quad (3.22)$$

Bu yerda $F_h = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 97400 N_h}{mz_1 n_1}$ — hisoblab aniqlanadigan kuch;

y — tish shaklining koeffitsienti bo'lib, maxsus jadval yoki grafik (3.40-shakl)dan olinadi.



3.40- sh a k l

3.25-§. Vint-gaykali uzatma

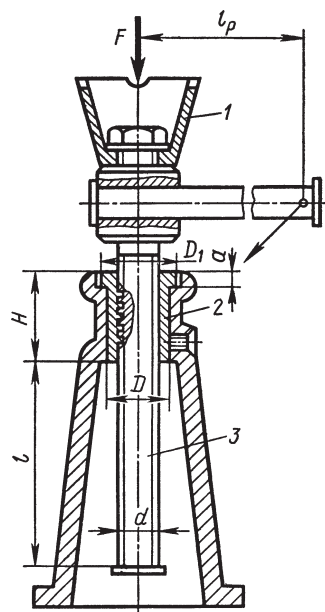
Vint-gaykali uzatmalar asosan aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantirish uchun xizmat qilib, yuk ko‘tarish-tushirish mashinalari, presslar va dastgohlarda ko‘p ishlatiladi.

Sirpanib va dumalab ishqalanish hisobiga ishlaydigan vint-gaykali uzatmalar mavjud.

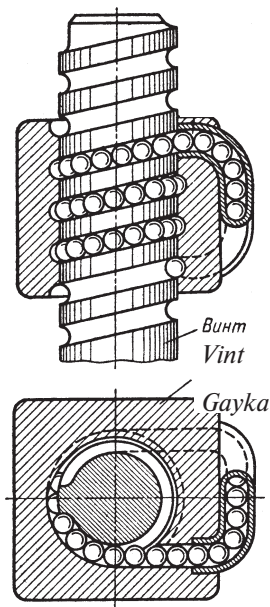
Sirpanib ishqalanish hisobiga ishlovchi vint-gaykali uzatmalarga domkrat (3.41-shakl), press, iskanja, dastgohlarning vintli yuritgichlari misol bo‘ladi.

Domkrat vint-gaykali mexanizmning eng oddiy konstruksiyalaridan biri bo‘lib, amalda ko‘p ishlatiladi. Domkratning tuzilishi va ishlash prinsipi oddiy: vint 3 cho‘yan korpusga mahkamlangan qo‘zg‘almas gayka 2 da ishchining qo‘l kuchi bilan aylanma harakat qilganda, ilgarilanma harakat hosil bo‘ladi. Natijada, domkratning ustki qismidagi moslama 1 ga tiralgan yuk ko‘tariladi.

Uzatmalardagi vintlar rezbasining profili trapetsiya yoki to‘rtburchak shaklida bo‘ladi.



3.41- sh a k l



3.42- sh a k l

Vintlar uchun ishlatiladigan materiallarning mustahkamligi yuqori, yeyilishga chidamli va oson ishlanadigan bo'lishi lozim.

Dumalanish ishqalanish hisobiga ishlovchi vint-gaykali uzatmalarda rezba o'rnida zo'ldir ishlatiladi (3.42-shakl). Sharchalar maxsus o'yiqchalarda dumalab harakat qiladi. Shu sababli bunday uzatmalarning f.i.k. ($\eta \approx 0,9$) nisbatan yuqori.

Termik ishlov berish nazarda tutilmagan hollarda vintlar 45 yoki 50 markali po'latlardan, termik ishlanadigan vintlar esa U10, XG, 40X, 40XG, 65G markali po'latlardan tayyorlanadi. Uzatmaning gaykalari Br010F1, Br06S6S3 markali bronzalardan, ayrim hollarda esa SCH15, SCH20, ACHV-1, ACHK-2, ACHS-3 cho'yanlaridan tayyorlanadi.

Vint-gaykali uzatmalarning afzalliklari quyidagilardan iborat:

- ✓ tuzilishi oddiy va foydalanishga qulay;
- ✓ gabarit o'lchamlari kichik bo'lib, katta yuk

(nagruzka)larga chidaydi;

- ✓ yukni deyarli bir tekis, shovqinsiz va aniq siljitadi yoki ko'taradi.
- Ammo vint-gaykali uzatmalarning kamchiliklari ham mavjud, ya'ni:
- ✓ rezbadagi ishqalanish katta bo'lganligi bois, foydali ish koeffitsienti kichik;
 - ✓ ilgariylanma harakat tezligi kichik.

3.26-§. Chervyakli uzatmalar

Chervyakli uzatma chervyak deb ataluvchi aylanma harakat qiluvchi vint va maxsus shaklli chervyak g'ildirigidan iborat (3.43-shakl).

Chervyak yetakchi bo'g'in bo'lganligi sababli chervyakli uzatma tezlikni pasaytirishga xizmat qiladi.

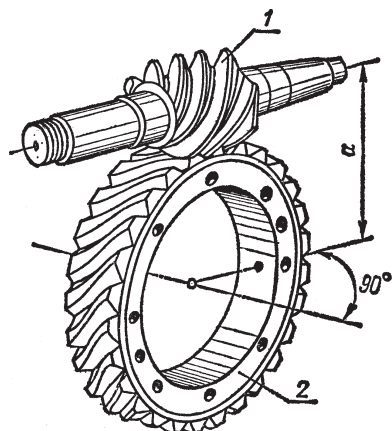
Chervyakli uzatmaning ishlash prinsipi vintli juftlikning ishlash prinsipiga o'xshashdir.

Uzatish soni katta (10, 25, 100, hatto 400 gacha) bo'lgan hollarda chervyakli uzatma o'zaro yaqin joylashgan ayqash vallarni aylantirish maqsadida ishlatiladi. Ayqashlik burchagining qiymati ko'pincha 90^0 ga teng bo'ladi.

Chervyakli uzatmaning uzatish soni quyidagiga teng:

$$i = \frac{z}{a} = \frac{n_1}{n_2} \quad (3.23)$$

Bu yerda: z — chervyak g'ildiragining tishlari soni;
 a — chervyakdagi kirimlar soni ($a = 1 \div 4$);
 n_1 — yetakchi valning aylanishlar soni;
 n_2 — yetaklanuvchi valning aylanishlar soni.



3.43- sh a k l

Chervyakli uzatmalar quyidagi afzalliklarga ega:

- ✓ tuzilishi oddiy va ixcham;
- ✓ bir pog'onaning o'zida uzatishlar soni katta bo'ladi;
- ✓ ishonchli, ravon va shovqinsiz ishlaydi.

Chervyakli uzatmalarning kamchiliklari quyidagilardan iborat:

- ✓ foydali ish koeffitsienti nisbatan kichik (masalan, hatto bir kirimli chervyakli uzatmalarda $\eta = 0,7 \div 0,75$ ga teng);
- ✓ g'ildirakdagi tishlar tez yeyilib ketadi;
- ✓ g'ildirak qimmatbaho metall (masalan, bronza)dan tayyorlanadi.

Bundan tashqari chervyakli uzatmalarda sirpanish tezligi ancha yuqori. Shu sababli chervyak va uning g'ildiragi uchun ishlatiladigan materiallar antifriksion juftlik hosil qilishi kerak. Odatda, bunday muhim talabni bajarish uchun chervyakni po'latdan, g'ildirakni esa bronzadan yoki cho'yandan tayyorlash lozim.

Chervyak 15X, 15XA, 10X, 20XF, 40X, 40XN kabi po'latlardan yasaladi.

Sirpanish tezligi 2 m/sek dan kichik bo'lganda chervyak g'ildiragi cho'yanlardan tayyorlanadi.

Sirpanish tezligi (2÷5) m/sek bo'lgan hollarda chervyak g'ildiragi BrAJ—9, BrAJN 10—4—4 markali bronzalardan, sirpanish tezligi 5 m/sek dan katta bo'lgan hollarda esa yuqori antifriksion xossali BrOF 10—1, BrOF 10—0,5 markali bronzalardan yasaladi.

3.27-§. Chervyakli uzatmaning kinematikasi va geometriyasi

Chervyak va g'ildirakning aylana tezliklari mos ravishda quyidagicha aniqlanadi:

$$\vartheta_{cher} = \frac{\pi d_{cher} n_1}{60 \cdot 1000} \quad (3.24)$$

$$\vartheta_{g'il} = \frac{\pi d_{g'il} n_2}{60 \cdot 1000}$$

Chervyakli uzatmaning uzatish soni quyidagiga teng:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_{g'il}}{z_{cher}} \quad (3.25)$$

Bu yerda $z_{g'il}$ — chervyak g'ildiragining tishlari soni;

$z_{cher} = 1 \div 4$ — chervyakdagi kirimlar soni;

n_1 — yetakchi valning aylanishlar soni;

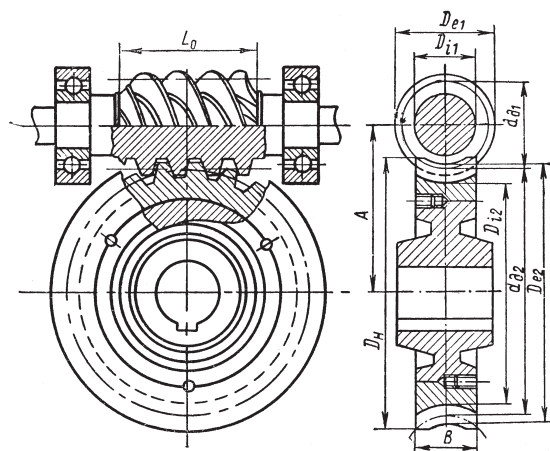
n_2 — yetaklanuvchi valning aylanishlar soni.

Chervyakli uzatmalarda ham tishli uzatmalardagidek boshlang'ich, bo'lish, ichki va tashqi diametrlar asosiy geometrik parametrlar hisoblanadi. Bu uzatmalarning tishli uzatmalardan farqi shundaki, ulardagi aylana tezliklarning yo'nalishi tishli uzatmalardagidek bir-biriga mos bo'lmay, ayqashlik burchagi ostida kesishadi.

Reykaning chervyak o'qi bo'ylab o'tgan tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan qadami t_s ni π ga nisbati uzatmaning moduli m_s ga teng:

$$m_s = \frac{t_s}{\pi}$$

3.44-shaklda chervyakli uzatmaning quyidagi asosiy geometrik o'lchamlari ko'rsatilgan:



3.44-shakl

a) chervyak uchun:

$d_{\partial 1} = qm_s$ — chervyakning bo‘lish diametri;

$D_{i1} = d_{\partial 1} - 2,4 m_s$ — chervyakning ichki diametri;

$D_{e1} = d_{\partial 1} + 2m_s$ — chervyakning tashqi diametri.

Bu yerda q — chervyakning nisbiy diametri bo‘lib, u GOST 2144-66 ga muvofiq, maxsus jadvalda keltirilgan (3.7-jadval).

3.7-jadval

m (mm)	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	10	12	14	16	20
q	10	10	10	12	10	9	9	9	9	8	8	8	8	75
(o‘lcham- siz)	12	12	14	12	12	12	10	10	10	10	10	10	9	—

b) g‘ildirak uchun:

$d_{\partial 2} = z_2 m_s$ — g‘ildirakning bo‘lish diametri;

$D_{i2} = d_{\partial 2} - 2,4 m_s$ — tish tagining diametri;

$D_{e2} = d_{\partial 2} + 2m_s$ — tish uchining diametri;

Bu yerda $z_2 \geq 28$ — g‘ildirakdagi tishlar soni.

Chervyakning kirimlar soni z_{cher} ga qarab g‘ildirakning eni B va tashqi diametri D_H tanlanadi (3.8-jadval).

3.8-jadval

z_{cher}	1	2÷3	4
D_H	$\leq D_{e2} + 2m_s$	$D_{e2} + 1,5m_s$	$D_{e2} + m_s$
B	$\leq 0,75d_{\partial 1}$	$\leq 0,75d_{\partial 1}$	$\leq 0,67d_{\partial 1}$

Markazlararo masofa quyidagicha aniqlanadi:

$$a = 0,5 m_s (q + z_2) \quad (3.26)$$

3.28-§. Chervyakli uzatmalarda hosili bo‘ladigan kuch va kuchlanishlar

Ishlayotgan uzatmaning chervyak va g‘ildiragida F_a aylana, F_r radial va o‘q bo‘ylab yo‘nalgan F_t kuchlar paydo bo‘ladi (3.45-shakl).

G‘ildirakdagi aylana kuch miqdor jihatidan chervyak o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan kuchga teng:

$$F_a = \frac{2T_2}{d_2} \quad (a)$$

Chervyakdagi aylana kuch miqdor jihatidan g‘ildirak o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan kuchga teng:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} \quad (b)$$

Uzatmadagi radial kuch quyidagicha teng:

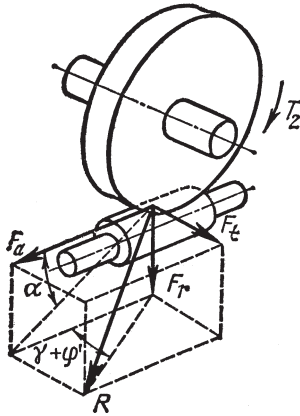
$$F_r = F_a \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (g)$$

α — ilashish burchagi.

G‘ildirak va chervyakdagi burovchi moment o‘zaro quyidagicha bog‘langan:

$$T_2 = T_1 \eta \quad (e)$$

Bu yerda η — uzatmaning f.i.k. bo‘lib, uning qiymati chervyakning kirimlari soniga qarab jadvaldan olinadi (3.9-jadval).



3.45-shakl

3.9-jadval

z_{cherv}	1	2	3	4
η	0,7–0,75	0,75–0,82	0,82–0,87	0,87–0,92

Ma‘lumki, harakatda bo‘lgan chervyakning o‘ramlari g‘ildirak tishlarining yon sirtida sirpanadi. Odatda, sirpanish tezligi chervyak va g‘ildiraklarning aylanish tezliklaridan katta bo‘lganligi sababli tish tez yeyiladi, hatto yulnib chiqadi hamda uzatmaning f.i.k. kichik bo‘ladi. Ko‘pincha bunday yeyilishni bartaraf etish maqsadida uzatma antifriksion materiallardan tayyorlanadi va hisoblash asosan, kontakt kuchlanish bo‘yicha olib boriladi. Eguvchi kuchlanish bo‘yicha hisoblash chervyakli uzatmalar uchun yordamchi usul bo‘lib xizmat qiladi.

Chervyakli uzatmalar uchun kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti

$$\sigma_H = \frac{171000q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{z_2}{q}}{a}\right)^3} \cdot \kappa T_2 \leq \sigma_{adm,H}$$

ko'rinishda ifodalanadi.

Bu yerda q — chervyakning nisbiy diametri;

k — chervyak tayyorlashda yo'l qo'yilgan noaniqliklar natijasida yukning to'planishini hisobga oluvchi koeffitsient (yuk o'zgarmas sikl bilan ta'sir etganda $k = 1$, o'zgaruvchan sikl bilan ta'sir etganda $k = 1,1 - 1,3$ ga teng);

$\sigma_{adm,H}$ — joiz kuchlanish bo'lib, uning qiymati tajribalardan aniqlanadi (3.10-jadval).

3.10-jadval

Materiallar		Joiz kuchlanish, MPa						
chervyak	g'ildirak	sirpanish tezligi, m/sek						
		0,25	0,5	1	2	3	4	6
Po'lat St20, 20X	SCH 15-32 SCH 18-36	160	130	115	90	—	—	—
Po'lat St20, 20X	SCH 15-32 SCH 18-36	140	110	90	70	—	—	—
Toblangan po'lat	BrAJ 9-4	—	250	230	210	180	160	120

Mustahkamlik shartidan markazlararo masofani aniqlash mumkin:

$$a = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{171000}{\sigma_{adm,H} \cdot \frac{z_2}{q}}\right)^2} \kappa T_2 \quad (3.28)$$

Keyin modul

$$m = \frac{2a}{q + z_2} \quad (3.29)$$

formuladan aniqlanadi va standart qiymat bilan taqqoslanib, eng yaqini tanlanadi.

3.29-§. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash

Chervyakning tez aylanishi va sirpanish hodisasining mavjudligi oqibatida uzatmada ko'p miqdorda issiqlik hosil bo'ladi.

Uzatmada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori quyidagicha aniqlanadi:

$$Q = 860(1 - \eta)N_1 \frac{\kappa \kappa a l}{soat} \quad (a)$$

Bu yerda η — f.i.k.;

N_1 — chervyak validagi quvvat.

Uzatma (reduktor)ning korpusi havo bilan sovitilishi natijasida

$$Q_1 = \kappa(t_1 - t_0)A \frac{\kappa \kappa a l}{soat} \quad (b)$$

miqdorda issiqlik olib ketiladi.

Bu yerda k -issiqlik chiqarish koeffitsienti: harorat farqi 1°C bo'lganda 1 soatda 1m^2 yuzadan ajralib chiqadigan issiqlik miqdori bo'lib, ventilyatsiya qilinmaydigan yopiq xonalarda $7 \div 9$, shamollatib turiladigan xonalarda $12 \div 15$ ga teng qilib olinadi.

t_1 — reduktor ichidagi moyning harorati;

$t_0 = 20^\circ\text{C}$ — atrof-muhitning harorati;

$A \approx 20a$ — havo yordamida sovitilishi mumkin bo'lgan yuza;

a — markazlararo masofa.

Issiqlik balans tenglamasini yozamiz:

$$860(1 - \eta)N_1 = \kappa(t_1 - t_0) \cdot A \quad (d)$$

Bundan, reduktor ichidagi moyning haroratini aniqlaymiz:

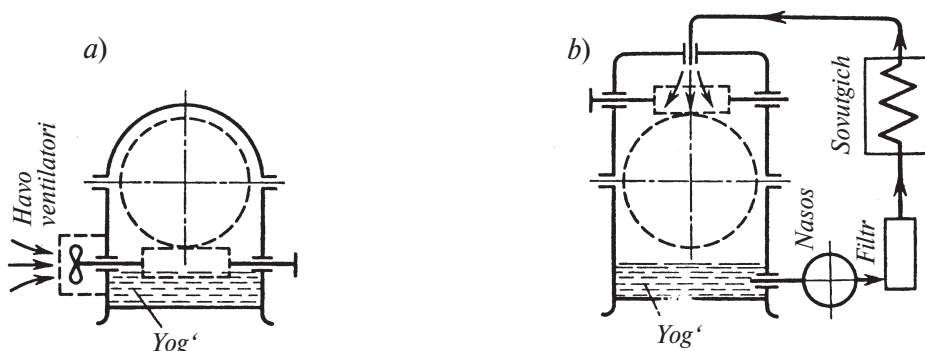
$$t_1 = t_0 + \frac{860(1 - \eta)N_1}{\kappa A} \quad (3.30)$$

Uzatmaning qizib ketmaslik sharti:

$$t_1 \leq t_{adm} \quad (3.31)$$

Bu yerda t_{adm} — moy uchun joiz harorat bo‘lib, uning qiymati, masalan: oddiy moylar uchun 60–70°C, aviatsion moylar uchun 100–120°C ga teng.

Uzatmaning haddan tashqari qizib ketmasligini ta’minlash maqsadida cheryakning valiga ventilator o‘rnatiladi (3.46-shakl, a) yoki moy maxsus sovutgichlar yordamida sovitilib, haydash usullaridan foydalaniladi (3.46-shakl, b).



3.46- sh a kl

3.30-§. Reduktor

Yopiq korpus ichiga joylashtirilgan va maxsus moylar solingan vannalarda ishlaydigan tishli yoki cheryakli uzatmadan iborat mexanizm **reduktor** deyiladi.

Reduktorning asosiy vazifasi yetaklanuvchi valning aylanishlar sonini yetakchi valnikiga nisbatan kamaytirish orqali burovchi momentni oshirishdan iborat.

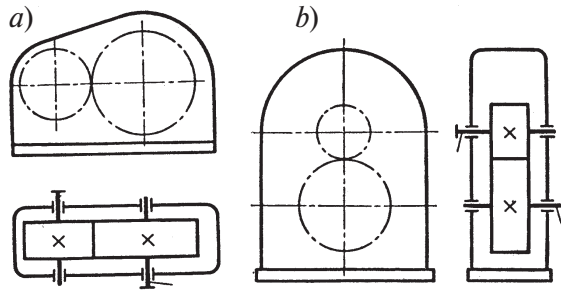
Reduktor mashina-dvigatelni mufta yordamida mashina-qurollar bilan bog‘laydi. Ma’lumki, elektr dvigatellarning vali juda katta tezlik (ko‘pincha 1000÷1500 ayl/min) bilan aylanadi; bunday tezliklarni reduktor yordamida 20–25 martagacha kamaytirish mumkin.

Reduktorlarning korpusi ko‘pincha quyma yo‘li bilan tayyorlanadi.

Uzatish soni $i = 10$ gacha bo‘lganda bir pog‘onali reduktorlar ishlatiladi (3.47-shakl, a, b).

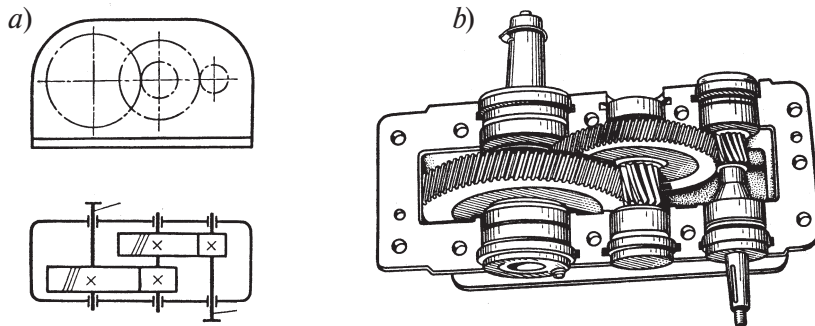
3.47-shakl, a da bir pog‘onali silindrsimon tishli g‘ildirakli gorizontal, 3.47-shakl, b da esa bir pog‘onali silindrsimon tishli g‘ildirakli vertikal reduktorning kinematik tasviri ko‘rsatilgan.

Uzatish soni katta bo‘lganda ko‘p (ikki, uch va hokazo) pog‘onali reduktorlar qo‘llaniladi.

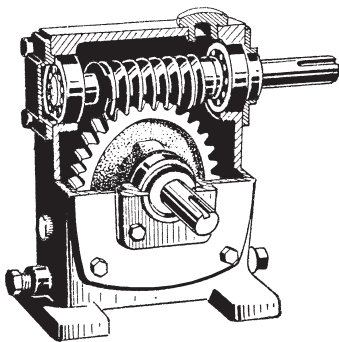


3.47-sh a k l

3.48-shakl *a, b* larda ikki pog'onali silindrsimon qiya tishli gorizontol reduktorning kinematik tasviri va umumiy ko'rinishi keltirilgan.



3.48-shakl



3.49- sh a k l

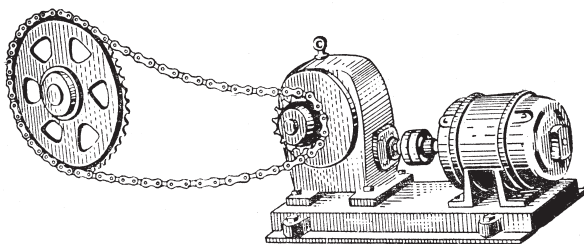
Mashinasozlikda chervyakli reduktor ham keng tarqalgan (3.49-shakl).

3.31-§. Zanjirli uzatma

Zanjirli uzatma yetaklovchi va yetaklanuvchi ikkita tishli g'ildirak (yulduzcha) hamda ularga kiydirilgan cheksiz zanjirlardan iborat (3.50-shakl).

Zanjirli uzatmalar juda ko'p afzalliklarga ega:

- ✓ harakatni uzoq (hatto 8 metrgacha) masofaga uzata oladi;
- ✓ foydali ish koeffitsienti yuqori (baozan $\eta = 0,98$ ga teng);
- ✓ tasmali uzatmaga nisbatan kattaroq quvvatni uzata oladi;
- ✓ tasmali uzatmaga nisbatan vallarga tushadigan kuch kichikroq;
- ✓ uzatish soni o'zgarmas, chunki zanjirlar ilashish prinsipi asosida ishlaganligi bois sirpanish hodisasi ro'y bermaydi;
- ✓ zanjirning qismlari standartlashtirilganligi bois, ular asosan ixtisoslashtirilgan ishlab chiqarish korxonalarida tayyorlanadi.



3.50- sh a k l

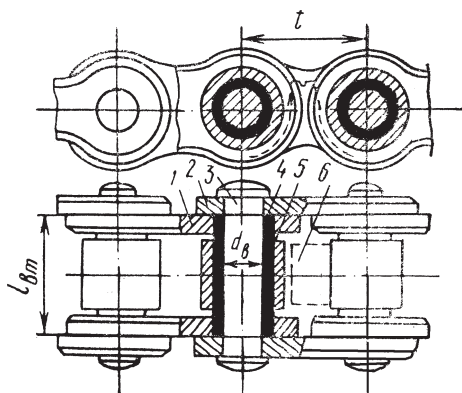
Zanjirli uzatmalarda quyidagi kamchiliklar mavjud:

- ✓ tannarxi yuqori;
- ✓ yulduzchalarni tayyorlash jarayoni murakkab;
- ✓ zanjirning qismlari tez yeyiladi;
- ✓ tasmali uzatmaga qaraganda ko'proq texnik qarov (moylash, sozlash, rostlash kabilar)ni talab qiladi.

Zanjirli uzatmalar turlicha ko'rinishda tayyorlanadi:

- ✓ zanjirning turiga ko'ra vtulkali, vtulka-rolikli, tishli;
- ✓ zanjirning soniga ko'ra bir qatorli, ko'p qatorli.

Zanjirli uzatmalar asosan qishloq xo'jalik mashinalari, ekskavator va yuk ko'tarish-tashish mashinalarida ko'p ishlatiladi.



3.51- sh a k l

Vtulka-rolikli zanjir tashqi bo'g'in 2 ga presslab o'rnatilgan valik 3 va ichki

bo'g'in 1 ga presslab joylashtirilgan vtulka 4 hamda uning atrofida bemaol aylanadigan rolik 5 dan tuzilgan (3.51-shakl).

Zanjir yulduzchaga roliklar vositasida ilashadi. Natijada, sirpanib ishqalanish dumalab ishqalanishga aylanadi hamda tishlarni tez yeyilishdan saqlaydi.

Vtulkali zanjirning vtulka-rolikli zanjirdan farqi shundaki, unda rolik 5 bo'lmaydi. Shu sababli yulduzchanning tishlari tez yeyiladi.

3.32-§. Zanjirli uzatmaning asosiy tavsiflari

Zanjirli uzatmalarning asosiy tavsifnomalari quyidagilardan iborat:

1. Uzatmaning qadami t . Qadamning uzayishi bilan uzatmaning harakatni uzatish qobiliyati oshadi, lekin zarbli yukning miqdori va shovqin kuchayadi.

Yetaklovchi yulduzchanning aylanishlar soni n_1 ga qarab zanjirning qadami 3.11- jadvaldan tanlanadi.

3.11-jadval

t (mm)	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,56
n_1 (ayl/min)	1250	1000	900	800	630	500	400

2. Uzatmaning uzatish soni:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Mashinasozlikda foydalaniladigan zanjirli uzatmalarda i eng ko'pi bilan 10 ga yetadi.

3. Rolikli zanjirlar uchun yetakchi yulduzchanning eng kam tishlari soni quyidagi empirik formuladan topiladi:

$$z_1 (\text{min}) = 29 - 2i$$

Yetaklanuvchi yulduzchanning eng ko'p tishlar soni esa $z_2 (\text{min}) = i \cdot z_1 (\text{min})$. Amalda vtulkali, vtulka-rolikli zanjirli uzatmalarda $z_1 (\text{min}) = 7$, tishli zanjirli uzatmalarda esa $z_1 (\text{min}) = 13$ ga teng qilib tanlanadi.

4. Uzatmaning markazlararo masofasi

$$a = (30 \div 50) t$$

5. Zanjir bo'g'inlarining soni:

$$z_3 = \frac{2a}{t} + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{t[(z_2 - z_1)/2\pi]^2}{a}$$

6. Zanjir uzunligi

$$L = z_3 \cdot t$$

7. Uzatmaning quvvati

$$N = \frac{F_t \cdot v}{102} \quad Kvt$$

Bu yerda $F_t = S_1 - S_2$ —zanjirdagi aylana kuch;

S_1 va S_2 — zanjirning yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlaridagi kuchlar.

8. Uzatmaning tezligi

$$v = \frac{z \cdot tn}{60 \cdot 1000} \quad m/sek$$

3.33-§. Zanjirli uzatmaning yeyilishga chidamliligini hisoblash

Zanjir qismlarida bir necha kuchlanish hosil bo'ladi:

- ✓ sharnirdagi (valik bilan vtulka o'rtasidagi) bosim;
- ✓ ichki plastinalarning vtulka o'rnatilgan qismidagi cho'zuvchi kuchlanish;
- ✓ sirtqi plastinalarning valik o'rnatilgan qismidagi ezuvchi kuchlanish;
- ✓ valiklardagi kesuvchi kuchlanishlar;
- ✓ valikdagi eguvchi kuchlanishlar.

Amalda qo'llaniladigan zanjirli uzatmalarda yuqoridagi kuchlanishlar ichida sharnirdagi bosim eng asosiy hisoblanadi, chunki yeyilish eng avvalo valik va vtulka orasida sodir bo'ladi. Shuning uchun, zanjirli uzatmaning ish qobiliyati, asosan sharnirning yeyilishga chidamliligi bilan baholanadi.

Sharnirdagi bosim quyidagi shartni qanoatlantirishi zarur:

$$p = \frac{F_t \cdot K_f}{A_0 \cdot K_q} \leq p_{adm} \quad (3.32)$$

Bu yerda $A_0 = d_0 \cdot b_0$ kesim yuzi;

d_0 — valikning diametri;

b_0 — vtulkaning uzunligi;

K_q — zanjir qatorlari sonini hisobga oluvchi koeffitsient (bir qatorli zanjirda $K_q = 1$, ikki qatorli zanjirda $K_q = 1,7$);

K_f — foydalanish koeffitsienti.

Foydalanish ko'effitsienti quyidagicha aniqlanadi:

$$K_f = K_g \cdot K_o \cdot K_c \cdot K_m \quad (3.33)$$

Bu yerda K_g — dinamik ta'sirni hisobga oluvchi ko'effitsient;
 K_o — uzatmaning gorizonta tekislikka nisbatan joylashuvini hisobga oluvchi ko'effitsient;

K_c — zanjirning sifatini hisobga oluvchi ko'effitsient;

K_m — moylash sifati va sharoitini hisobga oluvchi ko'effitsient.

Sharnirdagi bosimning joiz qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$p_{adm} = \frac{C}{L_h \cdot K_v \cdot K_f} \quad (3.34)$$

$C = 4 \cdot 10^6$ — ishlash qobiliyatini hisobga oluvchi ko'effitsient;

$L_h = (5 \div 10) \cdot 10^3$ soat — uzatmaning ishlash muddati;

$K_v = \sqrt[3]{\left(\frac{n_1}{10}\right)^2}$ — yetakchi yulduzchanning aylanish soni n_1 ning sharnirlarning yeyilish chidamliligiga ta'sirini ko'rsatuvchi ko'effitsient. Ko'pincha $p_{adm} \leq 40 \frac{N}{mm^2}$ qilib olinadi.

Tekshirish uchun savol va topshiriqlar



1. Uzatmalarning asosiy vazifalari nimalardan iborat?
2. Mexanik uzatmaning qanday turlarini bilasiz?
3. Uzatmaning asosiy parametrlari qanday formulalar yordamida aniqlanadi?
4. Friksion va tasmali uzatmalar qanday afzalliklarga ega?
5. Tishli uzatmalarning turlarini ayting.
6. Tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalarning afzallik va kamchiliklarini o'zaro taqqoslagan holda tushuntiring.

Uzatmalarning asosiy detal va uzellari

Deyarli barcha uzatmalarning tarkibida muayyan vazifalarni bajaruvchi o'q, val, prujina, podshipnik va muftalar mavjud. Shu bois ularni uzatmalarning asosiy detal va uzellari deb hisoblash mumkin.

3.34-§. O'qlar va vallar

Tishli g'ildirak, shkv, yulduzcha va shu kabi aylanuvchi detallar o'q yoki vallarga o'rnatiladi.

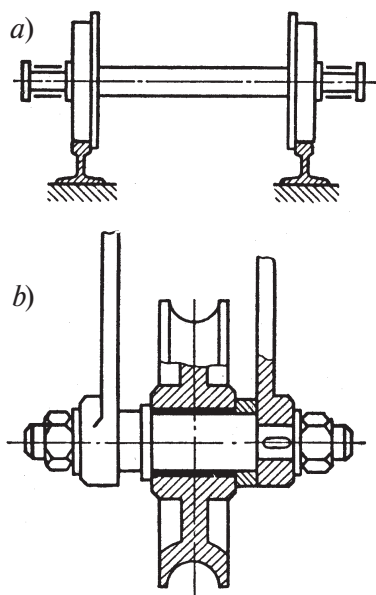
Tuzilishi jihatidan qaraganda o'q bilan val bir-birlariga deyarli o'xshash bo'ladi. Ammo bajaradigan vazifasiga ko'ra ular bir-birlaridan keskin farq qiladi.

O'qlarning asosiy vazifasi detallarning mo'ljaldagi joyda aylanishiga sharoit yaratib berishdir. Bunda o'qning o'zi detal bilan birga aylanishi ham, aylanmasligi ham mumkin. Masalan, temir yo'l vagonlarining g'ildiraklari o'q bilan birgalikda aylanadi, yuk ko'tarish krani tarkibidagi o'q esa qo'zg'almas bo'lib, blok bilan birga aylanmaydi (3.52-shakl, a, b).

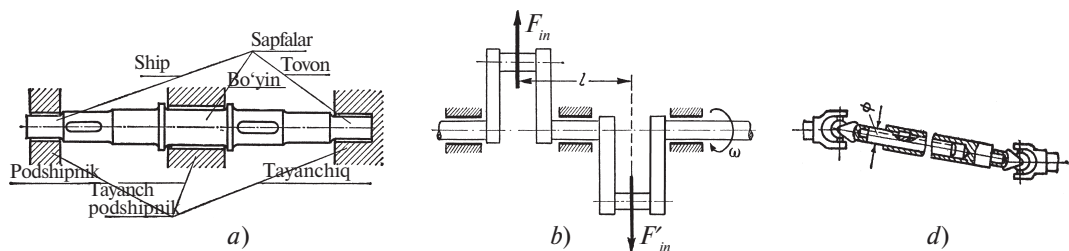
Vallarning vazifasi mashinalarning detallarini aylanishini ta'minlash bilan birga aylanma harakat-burovchi momentni ham uzatadi. Mashinasozlikda to'g'ri o'qli, tirsakli va shar-nirli (kardan) vallar ko'p ishlatiladi (3.53-shakl, a, b, d).

O'q yoki val (3.53-shakl, a)larning:

- ✓ tayanchlarga mo'ljallangan qismi *sapfa*;
- ✓ uchida joylashgan sapfasi *ship*;
- ✓ o'rtasida joylashgan sapfasi *bo'yin*;
- ✓ bo'ylama harakatlanishga yo'l qo'ymasdan qo'zg'almas tayanchga tiralgan sapfasi *tovon* deb ataladi.



3.52-shakl



3.53- sh a k l

O'q faqat eguvchi kuchlanish, val esa bir paytda eguvchi va burovchi kuchlanishlarning ta'sirida ishlaydi. Shu sababli, materiallar qarshiligi fanida ko'rib o'tganimizdek, o'qlar faqat eguvchi moment bo'yicha, vallar esa eguvchi va burovchi momentlarning birgalikdagi ta'siri bo'yicha mustahkamlik va bikrlikka hisoblanadi.

O'q va vallar metall kesish dastgohlarida ishlov berish yo'li bilan prokat pokovka* va shtampovkalaridan tayyorlanadi.

Ko'pincha vallarning sifatini yaxshilash va xizmat muddatini uzaytirish maqsadida ularga termik ishlov beriladi.

§ 3.35. Podshipniklar

Podshipniklar o'q yoki vallarning shiplariga o'rnatilib, asosan tayanch vazifasini bajaradi. Boshqacha aytganda, o'q yoki val orqali tayanchga tushadigan kuchlarni bevosita podshipnik qabul qiladi.

Podshipniklar mashinasozlik, asbobsizlik, samolyotsozlikda keng ko'lamda ishlatiladi.

Mashina va mexanizmlarning ishlash qobiliyati, chidamliligi ko'p jihatdan podshipniklarning sifatiga ham bog'liq. Shu nuqtayi nazardan qaraganda podshipniklarni tayyorlash, tanlash, ish jarayonida ularga muntazam ravishda texnik xizmat ko'rsatish jarayonlarini bilish va ularga amal qilish muhimdir.

O'q yoki val aylanayotganda ularning shiplari podshipniklarda ishqalanadi; ana shu ishqalanishlarning turiga qarab podshipniklar sirpanish va dumalash podshipniklariga bo'linadi.

Sirpanish podshipniklari. Bunday podshipniklar o'q va vallardan ajraladigan yoki ajralmaydigan qilib tayyorlanadi.

*) Bolg'alach yo'li bilan tayyorlanadigan buyum.

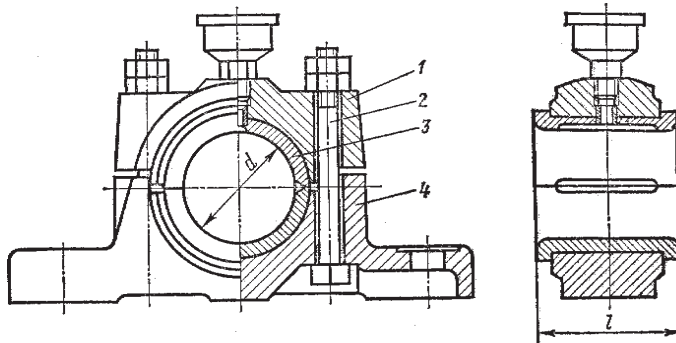
Ajraladigan sirpanish podshipniklari quyidagi asosiy qismlardan iborat (3.54-shakl):

- ✓ korpus 1 (tayanchga tushuvchi kuchlarni qabul qiladi);
- ✓ qopqoq 2;
- ✓ korpus bilan qopqoqni biriktiruvchi boltlar 3;
- ✓ ikki pallali vkladish 4;
- ✓ moylagich 5.

Vkladish sirpanish podshipnigining eng muhim qismi hisoblanib, quyidagi materiallardan tayyorlanadi:

- ✓ qo'rg'oshin-qalayli bronza (BrOTsS-5-5-5, BrOTsS-6-6-3, BrS-30);
- ✓ antifriksion cho'yan (ACHK-1, ACHV-2);
- ✓ babbitt (B6, B16, B83, B89) va boshqalar.

Keyingi paytlarda sirpanish podshipniklari kam ishlatilmoqda.



3.54-shakl

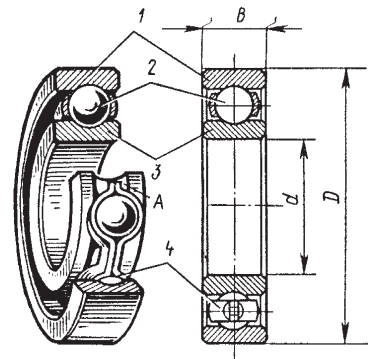
Dumalash podshipniklari. Bunday podshipniklar standartlashtirilgan, ishlatishga qulay va tayyor uzel bo'lib, quyidagilardan tuzilgan (3.55-shakl):

- ✓ tashqi halqa 1;
- ✓ ichki halqa 2;
- ✓ dumalovchi jism 3 (zo'ldir yoki rolik);

Separator 4 (dumalovchi jismlarni bir-birlaridan ajratib turadi).

Dumalash podshipniklarini quyidagi turlarga bo'lish mumkin:

- ✓ dumalovchi jismlarning shakliga qarab (3.56-shakl): sharikli (a), silindrsimon rolikli (b), konussimon rolikli (d), bochkasimon (e), ignali (f) va buraladigan rolikli (g) podshipniklar;

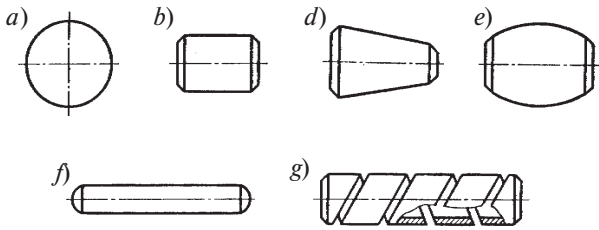


3.55-shakl

- ✓ qabul qiladigan kuchlarning yoʻnalishiga qarab: radial*, tirak**, radial-tirak podshipniklar;
- ✓ dumalovchi jismlarning joylashuviga qarab bir, ikki va koʻp qatorli podshipniklar.

Dumalash podshipniklari quyidagi afzalliklarga ega:

- ✓ foydali ish koeffitsienti yuqori (0,995 gacha);



3.56-shakl

- ✓ ishqalanish natijasida paydo boʻluvchi issiqlik miqdori kam, yaʼni tezda qizib ketmaydi;
- ✓ boʻylama oʻlchamlari kichik;
- ✓ rangli, qimmatbaho metall talab etmaydi;

- ✓ standartlashtirilgan holda ishlab chiqarilayotganligi bois tannarxi arzon;
- ✓ taʼmirlash jarayonida yangisiga tez va oson almashtiriladi;
- ✓ sarflanadigan moy miqdori kam.

3.13-jadval

Dumalash podshipniklarini tanlash

Podshipniklarning shartli belgisi	Oʻlchamlari, mm				s (ishlash qobiliyati koeffitsienti)	Q (joiz yuk, N hisobida)	n (joiz aylanishlar soni, ayl/min hisobida)
	d	D	B	r			
Yengil turkumdagi podshipniklar							
217	85	150	28	3	98000	5400	4000
218	90	160	30	3	120000	6100	4000
219	95	170	32	3,5	124000	7100	4000
220	100	180	34	3,5	136000	7500	3200
Oʻrtacha turkumdagi podshipniklar							
317	85	180	41	4	158000	9100	4000
318	90	190	43	4	170000	10000	3200
319	95	200	45	4	182000	11000	3200
320	100	215	47	4	210000	13200	3200

I z o h: d va D — podshipniklarning ichki va tashqi diametrlari;
 B — podshipnikning eni;
 r — «faska» qismining koordinatalari

Dumalash podshipniklarining asosiy kamchiliklari shundan iboratki, ularning dinamik kuchlarga bardosh berish xususiyati sirpanish podshipniklariga nisbatan ancha past; bundan tashqari tashqi kuch (yuk)larni qabul qiladigan yuzasi kichik bo'lganligi sababli, kontakt kuchlanish hosil bo'lib, podshipnikning ishlash muddatini qisqartiradi. Ammo bu kamchiliklar dumalash podshipniklarining ahamiyatiga zarar yetkazmaydi. Shu sababli hozirgi vaqtda sirtqi diametri $1 \div 2\ 600$ mm gacha, og'irligi esa $0,5 \div 3\ 500$ kg gacha bo'lgan dumalash podshipniklari ishlab chiqarilmoqda.

Har bir podshipnikning harf va raqamdan iborat shartli belgisi mavjud.

Dumalash podshipniklarining har biri yuklanishi jihatidan yengil (L), o'rtacha (S) va og'ir (T) turkumli qilib ishlab chiqariladi (3.13-jadval).

Dumalash podshipniklarining shartli belgisidagi birinchi raqam uning qaysi turkum (yengil 2, o'rtacha 3, og'ir 4)ga tegishli ekanligini bildiradi. Belgining qolgan ikki raqami ichki diametrning 5 ga bo'linganiga teng. Masalan, podshipnik 318 raqami bilan belgilansa, u o'rtacha turkumga tegishli bo'lib, ichki diametri $18 \cdot 5 = 90$ mm ga tengdir.

3.36-§. Muftalar

Muftalarning asosiy vazifasi vallarni o'zaro biriktirib, ularning biridan ikkinchisiga burovchi moment uzatishdan iborat.

Ishlash prinsipiga qarab muftalar mexanik, gidravlik, pnevmatik va elektrmagnitli muftalarga bo'linadi.

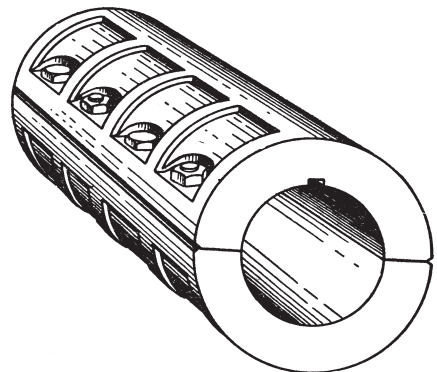
Bundan tashqari vazifasi va tuzilishiga ko'ra ularni quyidagi turlarga ajratish mumkin:

- ✓ doimiy biriktirilgan muftalar;
- ✓ tishlashish muftalari;
- ✓ saqlagich muftalar.

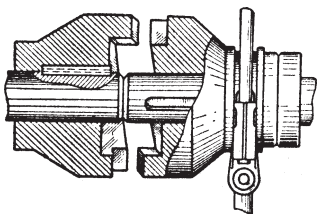
Doimiy biriktirilgan muftalar. Ajratish va yig'ish ishlarini osonlashtirish hamda vallarni bo'ylama siljitish zaruriyatini bartaraf etish maqsadida ikki pallali muftalar ishlatiladi (3.57-shakl).

Pallalar valga shponka vositasida o'rnatilib, boltlar bilan mahkamlanadi.

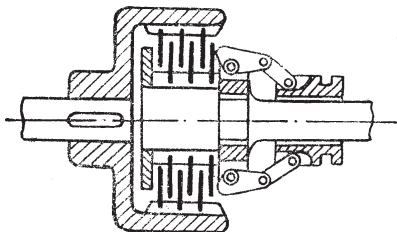
Doimiy biriktirilgan muftalar faqat aylanma harakat to'xtatilgach vallarni bir-biridan ajratishga imkon beradi.



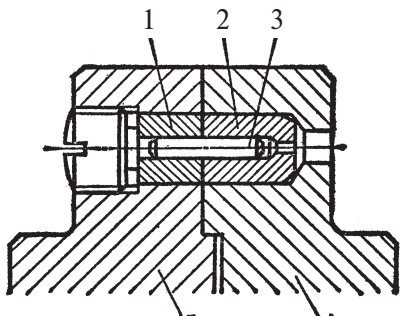
3.57-shakl



3.58-shakl



3.59-shakl



3.60-shakl

Tishlashish muftalari. Bunday muftalar tinch turgan yoki aylanayotgan vallarni istalgan paytda ulash yoki ajratish uchun xizmat qiladi.

Tishlashish muftalari o'z navbatida ikkiga: kulachokli va friksion muftalarga ajratiladi.

Kulachokli muftalar sirtida ilashish uchun mo'ljallangan tish (kulachok)lar bo'lgan ikkita yarim muftadan iborat (3.58-shakl).

Friksion muftalar ishqalanish asosida ishlaydi. Hozir ko'p diskli friksion muftalar keng tarqalgan (3.59-shakl).

Etakchi val 1 ga birinchi yarim mufta qo'zg'almas qilib o'rnatiladi. Ikkinchi yarim mufta esa yetaklanuvchi val 2 bo'ylab erkin surila oladi. Yarim muftalar sirtqi va ichki deb ataluvchi ikki guruh disklardan tuzilgan. Vallarni bir-birlariga ulash zaruriyati paydo bo'lganda suriladigan yarim mufta qo'zg'almas yarim muftaga kuch bilan siqiladi. Natijada, diskarning ish sirtlarida ishqalanish kuchi hosil bo'lib, burovchi moment uzatiladi.

Saqlagich muftalar. Saqlagich muftalarning asosiy vazifasi zarur bo'lib qolgan hollarda yoki to'satdan aylanishlar soni belgilangan chegaralardan oshib ketganda vallarni avtomatik ravishda bir-biridan ajratib yuborishdan iborat.

Saqlagich muftalar xilma-xil bo'lib, ulardan eng oddiyisi 3.60-shaklda tasvirlangan.

Yetaklovchi 1 va yetaklanuvchi 2 yarim muftalar ikkita vtulka 3 va 4 larning ichiga joylashtirilgan po'lat barmoq 5 orqali tutashtirilgan. Me'yordagi ish sharoiti buzilganda (nosozlik rejimida) po'lat barmoqlar sinib, mashina-mexanizmlarning boshqa qismlari xavf-xatardan saqlanadi.

3.37-§. Prujinalar

Mashinasozlik sanoatida eng ko'p ishlatiladigan detallardan biri **prujinalardir**.

Prujinalar asosan quyidagi maqsadlarda qo'llaniladi:

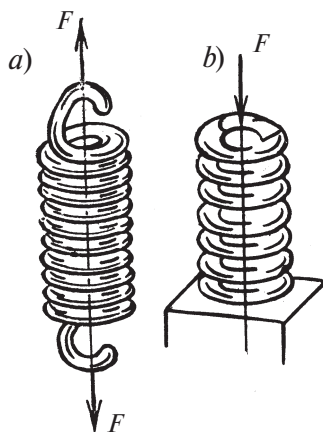
- ✓ bir detalni ikkinchi detalga siqib turish uchun;
- ✓ silkinishlarning salbiy ta'sirini so'ndirish uchun;
- ✓ o'lchov asboblari, soatsozlikda va h.

Prujinalarning o'ziga xos xususiyatlaridan biri shuki, ular ish jarayonida qabul qilgan energiyani ma'lum qismini o'ziga olib, qolgan qismini zaruriyat paydo bo'lganda qaytara oladi.

O'rama prujinalar ko'ndalang kesimi doiraviy yoki to'g'ri to'rtburchakli uglerodli va legirlangan po'lat simlardan yasaladi; ular cho'zilish va siqilishga yaxshi qarshilik ko'rsatadi (3.61-shakl, a, b).

Buralish natijasida to'plangan energiyadan harakatga keluvchi spiralsimon prujinalar yupqa po'lat tasmadan yasaladi.

Transport vositalarida zarbiy kuchlarning ta'sirini so'ndiruvchi vosita sifatida xizmat qiladigan turli uzunlikdagi listlardan tayyorlangan resorani ham maxsus prujina deb hisoblash mumkin.



3.61- sh a k l

Tekshirish uchun savol va topshiriqlar

1. O'q va vallarning asosiy vazifalari nimalardan iborat?
2. Sapfa, ship, bo'yin va tovon deganda nimani tushunasiz?
3. Podshipniklarning asosiy vazifalarini tushuntiring.
4. Sirpanish podshipniklarining vkladishi qanday materiallardan yasaladi?
5. Dumalash podshipniklari qanday afzalliklarga ega?
6. Muftalar qanday maqsadlarda ishlatiladi?
7. Muftalarning qanday turlarini bilasiz? Ulardan birining ishlash prinsipini tushuntiring.
8. Prujinalarning asosiy vazifalari va turlarini ayting.

MUNDARIJA

So‘zboshi.....	3
Kirish.....	4

Birinchi bo‘lim. Nazariy mexanika. Statika

I BOB. Statikaning asosiy tushunchalari va aksiomalari

1.1-§. Asosiy tushunchalar va ta’riflar	5
1.2-§. Statikaning aksiomalari	6
1.3-§. Bog‘lanish va bog‘lanish reaksiyalari	8

II BOB. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlar tizimi

1.4-§. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarni qo‘shish	11
1.5-§. Kuchning o‘qdagi proyeksiyasi	13
1.6-§. Teng ta’sir etuvchi kuchni analitik usulda aniqlash	14
1.7-§. Bir nuqtada kesishuvchi kuchlarning muvozanati	14
II bobga oid masalalar	16

III BOB. Kuch momenti va juft kuchlar

1.8-§. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti	20
1.9-§. Kuchning o‘qqa nisbatan momenti	21
1.10-§. Juft kuch, juft kuchning momenti. Tekislikdagi juft kuchlarning muvozanati	22
III bobga oid masalalar	23

IV BOB. Fazodagi kuchlar tizimi

1.11-§. Umumiy mulohazalar	25
1.12-§. Fazodagi ixtiyoriy joylashgan kucharni bir nuqtaga keltirish	25
1.13-§. Fazodagi kuchlar tizimini teng ta’sir etuvchiga keltirish	28
1.14-§. Fazodagi kucharning muvozanat shartlari	29
1.15-§. Tekislikdagi kuchlarning muvozanat shartlari	30
1.16-§. To‘sinlar va ularning tayanchlari	32
IV bobga oid masalalar	34

V BOB. Tekis shakllarning asosiy geometrik tavsiflari

1.17-§. Og‘irlik markazi	38
1.18-§. Tekis shakllarning geometrik tavsiflari	40

1.19-§. Eng oddiy tekis shakllarning inersiya momentlarini hisoblash	44
V bobga oid masalalar	46

VI BOB. Kinematika

1.20-§. Asosiy tushunchalar	50
1.21-§ Nuqtaning harakati	51
1.22-§. Harakati tabiiy va vektor usullarda berilgan nuqtaning tezligi	52
1.23-§. Harakati tabiiy va vektor usullarda berilgan nuqtaning tezlanishi	54
1.24-§. Qattiq jismning ilgarilanma harakati	57
1.25-§. Qattiq jismning qo'zg'almas o'q atrofidagi aylanma harakati	58
1.26-§. Aylanma harakatdagi jism nuqtalarining trayektoriyasi, tezligi va tezlanishi	60
1.27-§. Qattiq jismning tekis parallel harakati haqida qisqacha tushunchalar	63
VI bobga oid masalalar	65

VII BOB. Dinamika

1.28-§. Asosiy tushunchalar	68
1.29-§. Dinamikaning asosiy qonunlari	69
1.30-§. Inersiya kuchi tushunchasi. Kinetostatika usuli	73
1.31-§. O'zgarmas kuchning to'g'ri chiziqli yo'ldagi ishi	75
1.32-§. Quvvat. Foydali ish koeffitsienti	75
1.33-§. Aylanma harakatda ish va quvvat	77
1.34-§. Moddiy nuqtaning harakat miqdori o'zgarishi haqidagi teorema	78
1.35-§. Potensial va kinetik energiya	80
1.36-§. Qattiq jismning kinetik energiyasi	81
1.37-§. Moddiy nuqta kinetik energiyasining o'zgarishi haqidagi teorema	83
1.38-§. Qattiq jismning aylanma harakati uchun dinamikaning asosiy tenglamasi	84
VII bobga oid masalalar	86

Ikkinchi bo'lim. Materiallar qarshiligi

VIII BOB. Umumiy tushunchalar

2.1-§. Materiallar qarshiligi fanining mohiyati va predmeti	90
2.2-§. Tashqi kuchlar va deformatsiyalar	93
2.3-§. Ichki kuchlar. Kuchlanishlar	94

IX BOB. Cho'zilish yoki siqilish

2.4-§. Asosiy mulohazalar	99
2.5-§. Sterjenlarning markaziy cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatishi	99
2.6-§. Materiallarning mexanik xossalarini tajriba yordamida tekshirish	104
2.7-§. Joiz kuchlanishlar.....	111
2.8-§. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti.....	113
2.9-§. Ichki kuchlarning epyuralari va unga oid masalalar.....	114
2.10-§. Cho'zilish va siqilish deformatsiyasiga oid statik aniqmas masalalar	119

X BOB. Kuchlanishlarning tahlili

2.11-§. Nuqtadagi kuchlanishlar. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar	123
2.12-§. Qiya kesimlardagi kuchlanishlar	124
2.13-§. Bosh yuzalarning holati va bosh kuchlanishlarni aniqlash	128
2.14-§. Sof siljish	130
2.15-§. Siljishga ishlovchi konstruktsiya qismlarining hisobi	133
2.16-§. Umumlashgan Guk qonuni	135
2.17-§. Mustahkamlik nazariyalari	137

XI BOB. Buralish

2.18-§. Asosiy tushunchalar	142
2.19-§. Buralishda kuchlanish va deformatsiyalarni aniqlash	143
2.20-§. Valning buralishdagi mustahkamlik sharti	146

XII BOB. Tekis egilish

2.21-§. Asosiy tushunchalar.....	149
2.22-§. Sof egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash	150
2.23-§. Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash	155
2.24-§. To'sinlarning normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti	157
2.25-§. Egilishdagi ko'chishlarni aniqlash	158
XII bobga oid masalalar	161

XIII BOB. Murakkab qarshilik

2.26-§. Asosiy tushunchalar	167
2.27-§. Qiyshiq egilish	168
2.28-§. Markaziy bo'lmagan cho'zilish yoki siqilish	169

XIV BOB. Siqilgan sterjenlarning ustivorligi (bo'ylama egilish)

2.29-§. Asosiy tushunchalar	172
2.30-§. Kritik kuch qiymatiga sterjen uchlari mahkamlanish turining ta'siri	175
2.31-§. Kritik kuchlanish. Eyer formulasi tatbiq etilish chegarasi	178

Uchinchi bo'lim. Mashina detallari

XV BOB. Asosiy tushunchalar

3.1-§. Kinematik juftlik	182
3.2-§. Mexanizm va uning turlari	183
3.3-§. Mashina va uning turlari	185
3.4-§. Mashina, mexanizm va detallarga qo'yiladigan asosiy talablar	186
3.5-§. Mashinasozlik materiallari	187

XVI BOB. Birikmalar

3.6-§. Parchin mixli birikmalar	195
3.7-§. Payvand birikmalar	196
3.8-§. Yelimli birikmalar	199
3.9-§. Detallarni tig'izlik hisobiga biriktirish	200
3.10-§. Rezbali birikmalar	201
3.11-§. Rezbali birikmalarni hisoblash	204
3.12-§. Shponkali va shlitsali birikmalar	207
3.13-§. Shponkali va shlitsali birikmalarni hisoblash	208

XVII BOB. Uzatmalar

3.14-§. Umumiy mulohazalar	210
3.15-§. Uzatmalarning asosiy parametrlari	211
3.16-§. Friksion uzatmalar	213
3.17-§. Friksion uzatmalarning kinematikasi, ulardagi kuchlar va kuchlanishlar	215
3.18-§. Tasmali uzatmalar	217
3.19-§. Tasmali uzatmalarning kinematikasi va geometriyasi	219
3.20-§. Tasmali uzatmalardagi kuchlar va kuchlanishlar	220
3.21-§. Tishli uzatmalar	223
3.22-§. Tishli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi	223
3.23-§. Tishli g'ildiraklarning materiallari va ularni tayyorlash	227
3.24-§. G'ildirakning tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash	228
3.25-§. Vint-gaykali uzatma	231
3.26-§. Chervyakli uzatmalar	232
3.27-§. Chervyakli uzatmaning kinematikasi va geometriyasi	234
3.28-§. Chervyakli uzatmalarda hosil bo'ladigan kuch va kuchlanishlar	236
3.29-§. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash	238
3.30-§. Reduktor	239
3.31-§. Zanjirli uzatma	241
3.32-§. Zanjirli uzatmaning asosiy tavsiflari	242
3.33-§. Zanjirli uzatmaning yeyilishga chidamliligini hisoblash	243

XVIII BOB. Uzatmalarning asosiy detal va uzellari

3.34-§. O'qlar va vallar	245
3.35-§. Podshipniklar	246
3.36-§. Muftalar	249
3.37-§. Prujinalar	251

Abdumutal NABIYEV, Jamolxon SHOSALIMOV, Abduxoliq HUSAINOV

TEXNIK MEXANIKA

Kasb-hunar kollejlari uchun sinov darsligi

“Sharq” nashriyot-matbaa
aksiyadorlik kompaniyasi
Bosh tahririyati
Toshkent — 2010

Muharrir *Q. Qayumov*
Badiiy muharrir *M. A'lamov*
Texnik muharrir *L. Xijova*
Musahhihlar *N. Oxunjonova, J. Toirova*
Sahifalovchi *L.Soy*

Terishga berildi 3.05.2010. Bosishga ruxsat etildi 22.07.2010. Bichimi 70x90¹/₁₆.
Tayms garniturası. Ofset bosma. Shartli bosma tabog'i 18,72. Nashriyot-hisob tabog'i 19,88.
Adadi 2600 nusxa. Buyurtma №. Bahosi kelishilgan narxda.

**«Sharq» nashriyot-matbaa aksiyadorlik kompaniyasi bosmaxonasi,
100000, Toshkent shahri, Buyuk Turon, 41.**