

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA MAXSUS TA'LIM VAZIRLIGI

QARSHI MUHANDISLIK IQTISODIYOT INSTITUTI



«Texnika fanlarini o'qitish metodikasi» kafeqrasi

NAZARIY VA AMALIY MEXANIKA

(ma'ruza matnlari to'plami)

Qarshi 2015

Tuzuvchilar: t. f. n., dotsent A. QODIROV
ass. D. Irgasnev

Taqrizchilar: QarDU «Tasviriyy san'at va muhandislik grafikasi»
dotsenti, t. f. n. F. Ocnilov
QarMII «Qishloq xo'jaligi mashinalari»
kafedrası dotsenti, t. f. n. Razzoqov T.

“Nazariy va amaliy mexanika” fanidan ushbu ma'ruzalar matni 5311700- Foydaqli qazilma konlari geologiyasi, qidiruv va razvetkasi talabalarining mutaxassislik bo'yicha o'quv rejasiga asosan tuzilgan, unda nazariy va amaliy mexanika fanining asosiy masalalari bo'yicha to'liq ma'lumot berilgan.

Uslubiy qo'llanma Texnika fanlarni o'qitish metodikasi kafedrası (Bayon № _____ «_____» _____ 2015 yil), Kasbiy ta'lim fakulteti uslubiy komissiyasi yig'ilishlarida (Bayon № _____ «_____» _____ 2015 yil) ko'rib chiqilgan hamda o'quv jarayonida foydalanishga tavsiya etilgan

1-MAVZU

Nazariy mexanika fanining rivojlanish tarixi. statika aksiomalari, bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari

Reja:

1. Statikaning asosiy tushuncha va qoidalari
2. Statika aksiomalari
3. Bog'lanish va bog'lanish reaksiyalari

Fan-texnikaning keskin su'ratlarda rivojlanib borishi texnika sohasining injenerlari oldiga juda ko'p muammoli masalalarni ko'ndalang qilmoqda. Bu muammolarning echimi moddiy jismlarning mexanik harakati va mexanik o'zaro ta'sirlarini o'rganish bilan bog'liq.

Mexanik harakat deb moddiy jismlarning fazoda vaqtga bog'liq ravishda bir-biriga nisbatan vaziyatini o'zgartirishiga aytiladi. Mexanik o'zaro ta'sir deganda moddiy jismlarning bir-biriga ko'rsatadigan ta'sirida bu jismlar harakatlarining o'zgarishi yoki bo'lmasa ular shakllarining o'zgarishi (deformatsiyalanishi) tushuniladi. Bu ta'sirlarning asosiy o'lchov miqdori sifatida kuch deb ataluvchi kattalik qabo'l qilingan.

Tabiatda mexanik harakatlarga misol qilib, osmon jismlarining harakati, yer qobig'ining tebranishi, havo va dengiz oqimlari, molekulalarning issiqlik harakatlari va boshqalar, texnikada esa yer sirti va suvda harakatlanuvchi turli xil transport vositalari va uchuvchi apparatlar, mashina, mexanizm va dvigatellar qismlarining harakatlari, suyuqlik va gazlarning oqimi va boshqa shunga o'xshash harakatlarni ko'rsatish mumkin.

Mexanik o'zaro ta'sirlarga butun olam tortilish qonuni asosida moddiy jismlarning o'zaro tortilishi, suyuqlik va gaz zarralarining bir-biriga o'zaro ta'sirlari va boshqalarni misol qilib ko'rsatish mumkin.

Moddiy jismlar mexanik harakatlarining umumiy qonun-qonuniyatlari va jismlarning o'zaro ta'sirlari haqidagi fanga Nazariy mexanika deyiladi. Mexanika muammolarining doirasi juda keng bo'lib, bu fanning rivojlanishi natijasida bir qator yangi fanlar vujudga keldi. Bularga elastiklik nazariyasi, plastiklik nazariyasi, gidromexanika, aeromexanika, suyuqlik va gazlar mexanikasi, shuningdek amaliy mexanika deb ataluvchi fanning bo'limlari – Materiallar qarshiligi, Mexanizm va mashinalar nazariyasi, Mashina detallari kabi juda ko'p injenerlik fanlarini sanab ko'rsatish mumkin.

Mexanikaning asosida klassik mexanika qonunlari (yoki Nyuton qonunlari) yotadi. Klassik mexanikada vaqt va fazo jismlarning harakatiga bog'liq emas deb qaraladi. Shuningdek, jismlarning massasi uning tezligiga bog'liq bo'lmagan o'zgarmas miqdor deb qaraladi.

Mexanika masalalarini qarab chiqishda, uni statika, kinematika va dinamika qismlariga bo'lish qabo'l qilingan.

Mexanika eng qadimgi fanlardan biri. Bizgacha etib kelgan mexanikaga doir dastlabki quliyozma va ilmiy maqolalar qadimgi Misr va Gresiya olimlariga ta'aluqli. Qadimgi saqlanib qolgan kitoblarda turli xil statika masalalariga doir izlanishlar uchraydi.

Birinchi navbatda qadimgi Gresiyaning buyo'q filosofi Aristotel (384-322 yy. e.o.) asarlarini ko'rsatish mumkin. Mexanika so'zini ham dastlab Aristotel fanga kiritgan. «Mexanika» so'zi grekchadan tarjima qilinganda «inshoot», «mashina» degan ma'nolarni bildiradi.

Aristotel o'zining asarlarida richag va boshqa oddiy mashinalar muvozanati va harakatiga oid umumiy fikrlarini yozadi. U o'zining nazariy xulosalarini hech qanday tajriba bilan tekshirib ko'rmagan. U jismga ta'sir etuvchi kuchlarni o'zgarmas deb qaragan. Shu bilan birga Aristotel o'z zamonasida aytgan tezliklarini qushish haqidagi teorema va havo og'irlikka ega degan fikrlari to'g'ri.

Qadimgi grek olimlaridan yana biri mashhur olim Arximed (287-212 yy. e.o) bo'lib, u birinchi bo'lib mexanika muommolarini o'rganishda matematika usullaridan foydalanadi. Arximed jismlarning muvozanati va og'irlik markazi, richagning muvozanati haqidagi qonun, qattiq jism statikasining asosiy prinsiplari hamda suyuqliklarning muvozanati haqidagi nazariyaga asos soladi.

Mexanika uyg'onish davrida – XV asrning birinchi o'n yilligida Italiyada, keyinchalik boshqa davlatlarda tez rivojlandi. Mashhur italiyalik rassom, matematik, mexanik va injener Leonardo do Vinchi (1452-1519) mexanizmlar nazariyasini, mashinalardagi ishqalanishlarni, quvurlarda suvning harakatini va qiya tekislikdagi jismlarning harakatini o'rgangan. Fanda revolyusion to'ntarish qilgan polyak olimi N. Koopernik (1473-1543) hisoblanadi. U olam tuzilishining geliosentrik sistemasini beradi. Bu sistemaga ko'ra markazida quyosh uning atrofida planetalar, shuningdek Yer ham aylanadi.

Dinamikaga fan sifatida italiyalik olim Galileo Galiley (1564-1642) asos solgan. U inersiya qonunini kashf etib jismning qiya tekislikdagi harakatini o'rgangan, jismlarining erkin tushish qonunini kashf qilgan.

Mexanikaning asosiy qonunlarini mashhur ingliz matematigi va mexanigi Isak Nyuton (1643-1727) kashf qilgan. 1687 yilda bosilib chiqqan «Natural falsafaning matematik prinsiplari» degan kitobida I. Nyuton klassik mexanika qonunlarini to'liq sistemasini yoritib beradi. Nyuton mexanikaning ikkita asosiy qonunlarini - ta'sir va aks ta'sir qonuni va butun olam tortishish qonunlarini kashf etdi.

XVIII asrga kelib tez sur'atlar bilan mexanikaning analitik usuli, ya'ni differensial va integral hisoblash usullari rivojlana boshlaydi.

Nuqta va qattiq jism dinamikasi masalalarini avval differensial tenglamalarini to'zib keyin ularni integrallash yuli bilan echish usullarini buyo'q matematik va mexanik L. Eyler (1707-1783) tomonidan ishlab chiqildi. 1743 -yilda franso'z olimi J. Dalamber (1717-1783) bog'lanishdagi mexanik sistemalarga ta'luqli masalalarni Dalamber prinsipi deb ataluvchi prinsip asosida echish usulini yaratdi. Franso'z olimi J. L. Lagranj (1736-1813) o'zining “Analitik mexanika” (1788) nomli asarida mexanika masalalarini mumkin bo'lgan ko'chish prinsipini qo'llash yordamida echish usulini yaratdi.

XIX asrga kelib mashinasozlik tez sur'atlar bilan rivojlana boshlaydi. Natijada kinematika mexanikadan alohida bo'lim sifatida ajralib chiqadi. Hozirgi paytda mashina va mexanizmlarning harakatlarini o'rganishda kinematikani o'rganish alohida o'rinni egallaydi.

Mexanika fanining rivojlanishiga katta hissa qo'shgan rus olimlaridan materiya va harakatning chambarchas bog'liqligini aniqlagan M. V. Lomonosov (1711-1765), analitik mexanika sohasida ilmiy ishlari bilan shuhrat qozongan M. V. Ostrogradskiy (1801-1862), mashina va mexanizmlar nazariyasiga asos solgan P. L. Chebishev (1821-1891), raketa nazariyasi va suyuq yoqil'gi bilan ishlaydigan raketa dvigateli nazariyasiga asos solgan K. E. Sialkovskiy (1857-1935), o'zgaruvchan massali jismlarning harakatini o'rgangan I. V. Meshcherskiy (1859-1935), Yerning sun'iy yuldozlarini yaratgan va uchirgan S. P. Korolyov (1906-1966), aerogidrodinamika, tebranishlar nazariyasi va kosmonavtika soxalarida tadqiqotlar qilgan M. V. Keldish (1911-1978) larning ishlari o'zining muxim ahamiyatiga ega.

Mexanikaning rivojlanishida Sharq olimlarining ilmiy ishlari ham muhim o'rinni egallaydi. Abu Rayxon Beruniy (973-1018), Abu Ali ibn Sino (980-1037), Ulug'bek Muhammad Tarag'ay (1394-1449) kabi mutafakkirlar ana shular jumlasidandir. Beruniy va Ibn Sino asarlarida mexanik harakat hamda planetalarning harakati haqida ajoyib fikrlar bayon qilingan. Ibn Sino jism holatini o'zgarishi harakatni yuzaga keltiradi deb ko'rsatadi, jismlarning fazodagi harakati (mexanik harakat) esa harakatlarning xususiy holdir degan xulosasini yozib qoldiradi. Ulug'bek planetalar harakatini katta aniqlikda hisoblagan va ularning fazoda joylashish haritalarini to'zgan.

Mexanika fanining rivojlanishiga o'zbek olimlaridan: iplar mexanikasi va inshootlarning seysmik mustaxkamligi nazariyasiga oid qator ilmiy ishlarning muallifi M. T. Urozboev (1906-1971), inshootlar zaminini hisoblashda va ularni loyihalashda, kema zirxi mustaxkamligini aniqlashda

qo'llaniladigan "Raxmatulin tulqinlari" nomini olgan tulqinlar nazariyasini kashf qilgan X. A. Raxmatulin (1900-1988), tutash muhitlar mexanikasi masalalarini algoritmash, avtomatik boshqarish sistemalarini yaratish sohasida ilmiy ishlar qilgan V.K. Qobo'lov (1921 yilda tug'ilgan) larning ulkan ilmiy izlanishlarini qayd etib o'tish lozim.

STATIKANING ASOSIY TUSHUNCHA VA QOIDALARI.

Kuchlar haqida umumiy bilim beruvchi, kuchlar ta'siridagi jismlarning muvozanatini o'rganuvchi Nazariy mexanikaning bir bo'limiga statika deyiladi.

Statikaning asosiy tushunchalari sifatida moddiy nuqta, absolyut qattiq jism, kuch, muvozanat tushunchalari qaraladi.

Tabiatda uchraydigan barcha qattiq jismlar tashqi ta'sir natijasida katta yoki kichik miqdorda o'z formasini o'zgartiradi (deformatsiyalanadi). Deformatsiya kattaligi jismlarning materiali, ularning geometrik formasi va o'lchamiga hamda ta'sir etuvchi kuchning kattaligiga bog'liq. Turli xil inshoot va konstruksiya mustaxkamligini ta'minlash uchun ularning materiali va o'lchamlari shunday tanlanadiki, tashqi ta'sirdan hosil bo'ladigan deformatsiya juda ham kichik bo'lsin. Shu sababli qattiq jismlarning muvozanat shartlarini o'rganishda ularning juda kichik deformatsiyalarini e'tiborga olmasa ham bo'ladi, ya'ni ularni absolyut qattiq jism deb qaraladi.

Absolyut qattiq jism deb shunday qattiq jismga aytiladiki, uning istalgan ikki nuqtasi orasidagi masofa doimo o'zgarishsiz qoladi. Bundan keyin statika masalalarini echishda barcha jismlarni absolyut qattiq jism deb qaraladi yoki qisqa qilib qattiq jism deb ataladi.

Mexanikaning asosiy tushunchalaridan yana biri moddiy nuqta tushunchasidir. Qaralayotgan sanoq sistemasiga nisbatan o'lchamlari e'tiborga olinmaydigan darajada kichik, massasi bir nuqtada to'plangan jismga moddiy nuqta deyiladi. Masalan, poezd harakatlanayotgan insonni poezd uzunligiga nisbatan moddiy nuqta deb qarash mumkin. Har qanday jismni moddiy nuqtalar to'plamidan tashkil topgan deb qarash mumkin.

Berilgan jismning muvozanat holati yoki harakati uning boshqa jismlar bilan mexanik o'zaro ta'sir harakteriga bog'liq bo'ladi.

Moddiy jismlar o'zaro ta'sirlarining miqdoriy o'lchoviga kuch deyiladi. Kuch-vektor kattalik. Kuchning jismga ko'rsatadigan ta'siri:

kuch qo'yilgan nuqta, 2) kuchning yo'nalishi, 3) kuchning miqdori (moduli) bilan harakterlanadi.

Kuchning moduli kuchni tanlangan o'lchov birligi bilan solishtirish orqali topiladi. Kuchning asosiy o'lchov birligi Xalqaro o'lchov birliklar sistemasida (SI) 1 Nyuton (1 N) qabo'l qilingan. U boshqa o'lchov birliklarda ham o'lchanadi. Masalan, 1 kilonyuton (1 kH=1000 H), 1 kilogramm kuch (1 кг.к). Kuch dinamometr asbobi yordamida o'lchanadi. Kuchlar boshqa vektor kattaliklar kabi ustida chiziqcha chizilgan harf bilan (masalan $\vec{F}$), kuch moduli esa $|\vec{F}|$ belgi yoki ustida chizig'i bo'lmagan F bilan belgilash qabo'l qilingan. Kuch chizmada yo'nalishli kesma bilan ifodalanadi (1-rasm).

Kesmaning uzunligi belgilangan masshtabda kuchning molulini, kesmaning yo'nalishi kuchning yo'nalishini ifodalaydi. A nuqta kuchning qo'yilish nuqtasi (boshi), B nuqta kuchning uchi deyiladi. Kuch yo'nalgan SD chiziqqa kuchning ta'sir chizig'i deyiladi.

Agar jismga bir vaqtning o'zida bir nechta $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ kuchlar ta'sir etsa, bunday kuchlar to'plamiga kuchlar sistemasi deyiladi va $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ ko'rinishida belgilanadi.

Ta'sir etayotgan $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$ kuchlar sistemasini boshqa biror $(\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n)$ kuchlar sistemasi bilan almashtirilganda jismning muvozanat holati o'zgarmasa, bunday kuchlar sistemasiga ekvivalent kuchlar sistemasi deyiladi va quyidagicha yoziladi:

$$(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n) \propto (\vec{P}_1, \vec{P}_2, \dots, \vec{P}_n)$$

Agar kuchlar sistemasi bitta kuch bilan almashtirilganda jism holati o'zgarmasa, bu kuch berilgan kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi deyiladi va quyidagicha belgilanadi:

$$(\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n) \propto \bar{R}$$

Kuchlar sistemasi ta'sirida jism muvozanatda (tinch holatda) bo'lsa, bunday kuchlar sistemasiga muvozanatlashuvchi kuchlar sistemasi deyiladi quyidagicha belgilanadi:

$$(\bar{F}_1, \bar{F}_2, \dots, \bar{F}_n) \propto O$$

Statika masalalari geometrik shakllar yasash yuli bilan (geometrik usul) va sonli hisoblash usuli (analitik usul) yordamida echiladi.

Jismlarning muvozanat holati deganda, ularning boshqa jismlarga, masalan Yerga nisbatan tinch holati tushuniladi. Qattiq jismga ta'sir etayotgan kuchlar yoki kuchlar sistemasining turiga ko'ra jismlarning muvozanat shartlari mavjud bo'lib, istalgan jismning muvozanat holatiga shu shartlarga ko'ra tekshirish orqali baho berish mumkin bo'ladi.

STATIKA AKSIOMALARI.

Statika matematik isbotsiz, kundalik tajriba natijasida tasdiqlanadigan bir nechta aksiomaga asoslanadi.

1-aksioma. Erkin absolyut qattiq jismga qo'yilgan ikkita kuch muvozanatda bo'lishi uchun faqat va faqat, bu kuchlar miqdor jihatidan teng, yo'nalish jihatidan kuchlar qo'yilgan nuqtalardan o'tuvchi to'g'ri chiziq bo'ylab qarama – qarshi tomonga yo'nalgan bo'lishi lozim.

Bunday kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi nolga teng bo'ladi. Bunday kuchlar sistemasi muvozanatlashgan sistema yoki nolli sistema deyiladi: $(\bar{F}_1, \bar{F}_2) \propto O$ (2-rasm).

2-aksioma. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuchlar sistemasiga muvozanatlashgan sistema qo'shilsa yoki undan ayirilsa, sistemaning jismga ko'rsatadigan ta'siri o'zgarmaydi.

Natija. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuchni o'zining ta'sir chizig'i bo'ylab, jismning istalgan nuqtasiga ko'chirilganda, kuchning qattiq jismga ko'rsatadigan ta'siri o'zgarmaydi.

Isboti. Qattiq jismning biror A nuqtasiga $\bar{F}$ kuch qo'yilgan bo'lsin (3-rasm). Bu kuch ta'sir chizig'idan ixtiyoriy V nuqta olamiz. Bu nuqtaga muvozanatlashgan $(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$ sistemani keltirib qo'yamiz. Bunda $\bar{F}_1 = \bar{F}$ ba $\bar{F}_2 = -\bar{F}$ shart bajarilsin.

Hosil bo'lgan kuchlar sistemasi ta'sirida jismning holati o'zgarmaydi. Chunki sistema muvozanatlashgan sistemani tashkil etadi. Muvozanatlashgan sistemani tashlab yuboramiz.

Natijada jism B nuqtaga qo'yilgan $\bar{F}_1$ kuch ta'sirida qoladi. Shartga ko'ra esa $\bar{F}_1 = \bar{F}$. Demak, jismning holati o'zgarmaydi. Absolyut qattiq jismga qo'yilgan kuch sirpanuvchi vektorni ifodalaydi.

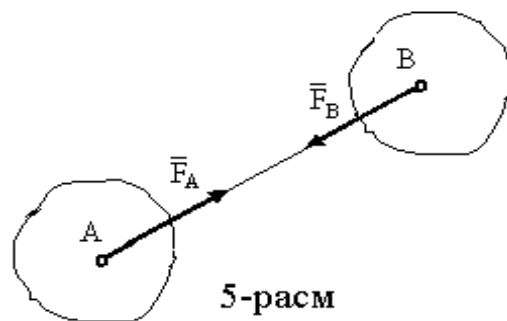
3-aksioma (parallelogramm aksiomasi). Jismning biror nuqtasiga qo'yilgan ikkita kuchning teng ta'sir etuvchisi, shu kuchlarga qurilgan parallelogrammning kuchlar qo'yilgan nuqtasidan o'tuvchi diagonaliga teng.

$\bar{F}_1, \bar{F}_2$ vektorlar asosida qurilgan parallelogrammning diagonaliga teng $\bar{R}$ vektor $\bar{F}_1, \bar{F}_2$ vektorlarning geometrik yig'indisiga teng bo'ladi: (4-rasm)

Kuchlarning teng ta'sir etuvchisi bilan kuchlarning geometrik yig'indisi aloxida-aloxida tushunchalar bo'lib hisoblanadi. Ularni bir-biri bilan almashtirib yubormaslik kerak. Kuchlar teng ta'sir etuvchiga ega bo'lmasligi mumkin, lekin geometrik yig'indiga ega bo'ladi.

4-aksioma (Nyutonning uchinchi qonuni). Har qanday muvozanatdagi ikkita jism bir-biri bilan miqdor

jihatidan teng bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama-qarshi tomonga yo'nalgan kuchlar bilan o'zaro ta'sir etadi.



Bu qonun mexanikaning asosiy qonunlaridan biri bo'lib hisoblanadi. A jism B jismga qandaydir

$\vec{F}_B$ kuch bilan ta'sir etsa, B jism ham A jismga shu kuchga miqdor jixatdan teng, bir to'g'ri chiziq bo'ylab qarama – qarshi yo'nalgan $\vec{F}_B = -\vec{F}_A$ kuch bilan ta'sir etadi (5-rasm). Shuni e'tirof etish kerakki, $\vec{F}_A, \vec{F}_B$ kuchlar turli jismlarga qo'yilgan bo'lganligi uchun ular muvozanatlashgan kuchlar sistemasini tashkil etmaydi.

5-aksioma. Kuchlar sistemasi ta'siridagi deformatsiyalanadigan jism muvozanat holatida absolyut qattiq jismga aylansa, uning muvozanati o'zgarmaydi.

Bu qonun jismlarning qotish prinsipi deyiladi. Zanjirning zvenolari bir-biriga payvandlanganda uning muvozanati bo'zilmaydi. Chunki, muvozanatda bo'lgan jism qotishdan oldin va qotgandan keyin ham bir xil kuchlar sistemasi ta'sirida bo'ladi.

BOG'LANISH VA BOG'LANISH REAKSIYALARI

Tabiatdagi barcha jismlarni ikkiga ajratish mumkin: erkin jismlar va bog'langan (erksiz) jismlar.

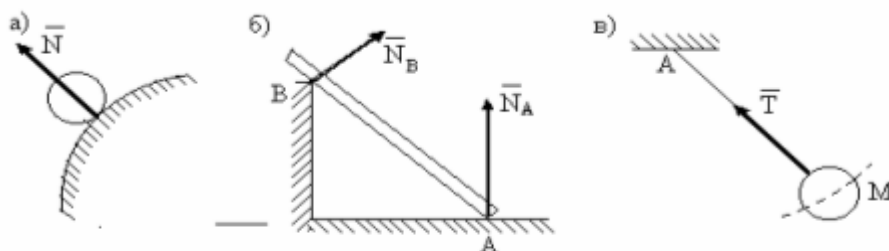
Jism fazoda istalgan tomonga harakatlana olsa, bunday jismga erkin jism deyiladi. Masalan, fazodagi havo shari.

Jismning harakati biror sabab bilan cheklangan bo'lsa, bu jism bog'langan jism deyiladi. Bog'langan jismlarga misol qilib, stol ustiga qo'yilgan yo'q, shipga osilgan qandil va boshqalarni misol keltirishimiz mumkin. Yo'q uchun bog'lanish stol, qandil uchun bog'lanish zanjir hisoblanadi.

Jismning harakat yo'nalishiga qo'yilgan barcha jismlar (to'siqlar) bog'lanishlar deyiladi. Bog'lanishning jismga ko'rsatadigan ta'siriga bog'lanish reaksiya kuchi yoki qisqacha bog'lanish reaksiyasi deyiladi. Bog'lanishdagi jismlarning harakati qaysi yo'nalishda cheklangan bo'lsa, bog'lanish reaksiya kuchi shu yo'nalishga teskari yo'nalgan bo'ladi.

Mexanika masalalarida har qanday jismning muvozanatini tekshirish uchun uni erkin holatga keltirib olish kerak. Erkin holatga keltirish degani esa bog'langan jismning bog'lanishlari (tayanchlari) ni bog'lanish (tayanch) reaksiya kuchlari bilan almashtirish demakdir. Mexanika masalalarini echishda bog'lanish reaksiya kuchlarining miqdori va yo'nalishini to'g'ri aniqlash juda muhim ahamiyatga ega. Bog'lanishlarning asosiy turlari bilan tanishamiz.

Silliq sirt yoki tayanch. Ishqalanish e'tiborga olinmaydigan sirtga silliq sirt deyiladi.



1-rasm

1. Sirt bilan jism orasida ishqalanish bo'lmaganda jism sirt bilan biror nuqtada tayanib to'rgan bo'lsa, silliq sirt jismning shu sirtga o'tkazilgan normal bo'yicha harakatini cheklaydi. Shu sababli silliq sirtning reaksiya kuchi $\vec{N}$ sirtga o'tkazilgan normal bo'yicha yo'nalgan bo'ladi. (1 – rasm a). To'sin A nuqtada polga, B nuqtada vertikal devorga tayangan bo'lsa (1 – rasm, b), polning $\vec{N}_A$ va vertikal devorning $\vec{N}_B$ reaksiya kuchlari A va B nuqtalarga o'tkazilgan perpendikulyar bo'yicha yo'naladi.

2. Arqon, ip. M shar egiluvchan, cho'zilmaydigan ip yordamida biror A nuqtaga osib qo'yilgan bo'lsa, u holda ipning bog'lanish reaksiyasi kuchi $\bar{T}$ ip bo'ylab osilish nuqtasi tomonga yo'nalgan bo'ladi. (1-rasm, b).

3. Silindrik sharnirli bog'lanishlar. Umumiy o'q yoki nuqta atrofida aylana oladigan ikkita jism orasidagi bog'lanishga sharnir deyiladi. AB sterjenning A uchi

sharnir yordamida qo'zg'almas D tayanchga mahkamlangan bo'lsin (2 – rasm). U holda jismning A uchi sharnir o'qiga perpendikulyar biron – bir yo'nalishda siljiy olmaydi. Demak, silindrik sharnirning $\bar{R}$ reaksiya kuchi sharnir o'qiga perpendikulyar tekislikda istalgan yo'nalishga ega bo'lishi mumkin.

Masala echishda $\bar{R}$ reaksiya kuchini aylanish o'qiga perpendikulyar tekislikda yotuvchi x va y o'qlarga parallel yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratib, jismning muvozanat shartidan topiladi.

4. Sferik sharnir va tovon tegi (podpyatnik). AO sterjen O nuqtada sferik sharnir vositasida berkitilgan bo'lsa, bu sterjen O nuqtadan o'tuvchi har qanday o'q atrofida faqat aylana oladi (3 - rasm, a). Sferik sharnirning $\bar{R}$ reaksiya kuchi O nuqtadan o'tadi, lekin qaysi tomonga yo'nalishini oldindan aytib bo'lmaydi. Sferik sharnirning reaksiya kuchini tanlab olingan koordinata o'qlariga parallel yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratib, ularni jismning muvozanat shartlaridan aniqlanadi. Tovuq tegining $\bar{R}$ bog'lanish reaksiya kuchi ham fazoda istalgan tomonga yo'nalgan bo'lishi mumkin (3 – rasm, b).

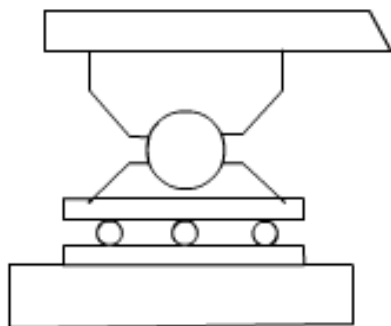
5. Vaznsiz sterjen vositasidagi sharnirli bog'lanish. E'z og'irligi hisobga olinmaydigan, uchlaridan boshqa nuqtalariga hech qanday kuch qo'yilmagan sterjenlarga vaznsiz sterjenlar deyiladi. Jism uchlarida sharnirli biriktirilgan ingichka sterjenlar vositasida mahkamlangan bo'lsin (4 – rasm).

U holda sterjenning A va B nuqtalariga qo'yilgan ikkita kuch ta'sir qiladi; muvozanatda bo'lganda bu kuchlar bir to'g'ri chiziqli bo'ylab, ya'ni AB bo'ylab yo'naladi. Ta'sir va aks ta'sir qonuniga ko'ra sterjen ham jismga AB bo'ylab yo'nalgan kuch bilan ta'sir qiladi. Demak, reaksiya kuchi sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan bo'ladi.

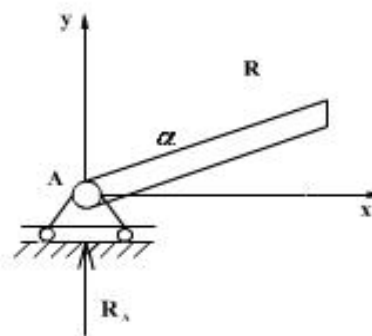
Balka, sterjen, ferma kabi konstruksiya elementlarini mustahkamlash uchun qo'llaniladigan tayanchlar turlarini ko'rib chiqamiz.

1. Sharnirli qo'zg'aluvchan tayanch.

Bu tayanch konstruksiya ikkita qoplama (biri balkaga, ikkinchisi silliq sirtga mahkamlangan), silindrik valik va kotoklardan tashkil topgan (5–rasm). Kotoklar qo'zg'almas tekislikka qo'yilgan bo'lib, balka tayanchining shu tekislikda erkin harakatlanishiga imkoniyat yaratadi. Silindrik valik esa ikkita qoplama o'rtasiga o'rnatilgan bo'lib, u balkaning sharnir o'qi bo'ylab erkin aylanishiga imkoniyat yaratadi.



7-rasm.

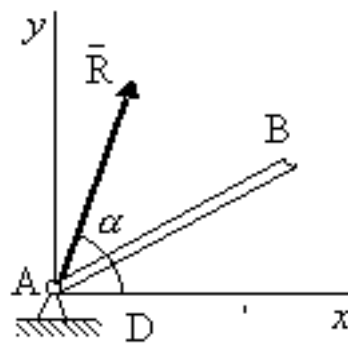


8-rasm.

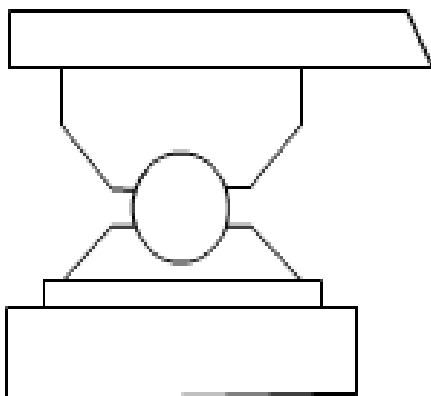
2. Yuqoridagilardan xulosa qilib shuni aytish mumkinki, bu tayanchda balkaning harakati faqat bitta yo'nalishda cheklangani uchun bu tayanchning reaksiya kuchi sharnir markaziga qo'yilgan qo'zalmas tekislikka perpendikulyar yo'nalgan bitta kuchdan iborat bo'ladi (8-rasm).

3. Sharnirli qo'zg'almas tayanch.

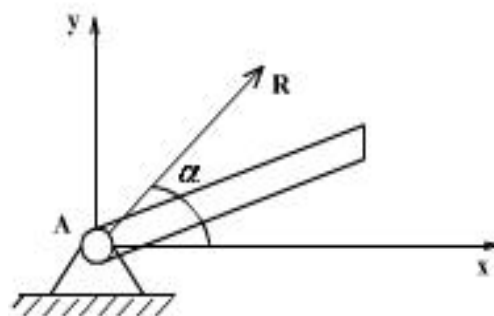
Bu tayanch konstruksiya ikkita qoplama (biri balkaga, ikkinchisi qo'zg'almas tekislikka mahkamlangan) va silindrik valikdan tashkil topgan (9-rasm). Silindrik valik ikkita qoplama o'rtasiga qo'yilgan bo'lib, u qoplamalarni birlashtirib balkaning sharnir o'qi bo'ylab erkin aylanishiga imkoniyat yaratadi, qolgan yo'nalishlar bo'yicha balkaning harakati cheklangan. Bundan bu tayanch reaksiya kuchi noma'lum yo'nalishga va miqdorga ega bo'lgan bitta kuchdan iborat ekanligi kelib chiqadi (10-rasm).



4-rasm.



9-rasm.



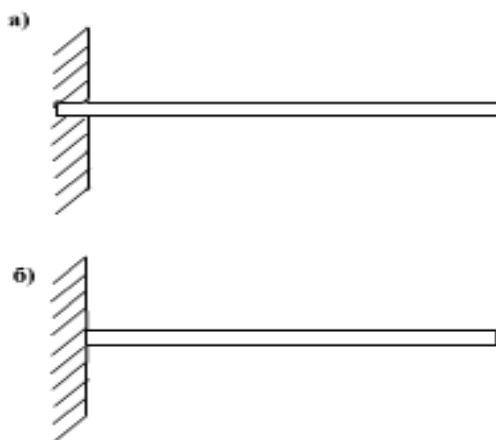
10-rasm.

Bu reaksiya kuchini aniqlashda aksariyat hollarda uni X va Y o'qlari bo'yicha yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratish orqali topiladi:

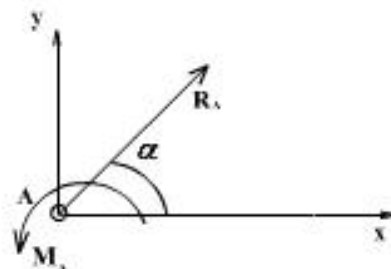
$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} \quad (1)$$

Qistirib mahkamlangan tayanch.

Bu tayanch konstruksiya devorga qistirib yoki payvandlash orqali konstruksiya elementlarini tayanchga biriktirishdan hosil bo'ladi (11-rasm).



11-rasm.



12-rasm.

Bu holatda balkaning mahkamlanadigan uchiga tayanch devorlar tomonidan yoyilgan (tekis taksimlangan) kuchlar sistemasi ta'sir etadi. Bu kuchlarning teng ta'sir etuvchisini biror A markazga qo'yilgan bitta kuchdan iborat deb qarash mumkin. Bu tayanchda balkaning harakati barcha yo'nalishlar bo'yicha cheklangan, ya'ni balka mutlaq qo'zg'almas. Shuning uchun bu kabi tayanchlarda ikkita reaksiya: yo'nalishi va miqdori noma'lum bo'lgan bitta kuch hamda moment paydo bo'ladi (12-rasm). Bu holatda reaksiya kuchini aniqlashda uni X va Y o'qlari bo'yicha yo'nalgan tashkil etuvchilarga ajratib olish maqsadga muvofiq:

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}, \quad (2)$$

Nazorat savollari

1. Tayanch turlari nega turga bo'linadi.
2. Tayanch reaksiya kuchlari qanday aniqlanadi

M A ' R U Z A 2

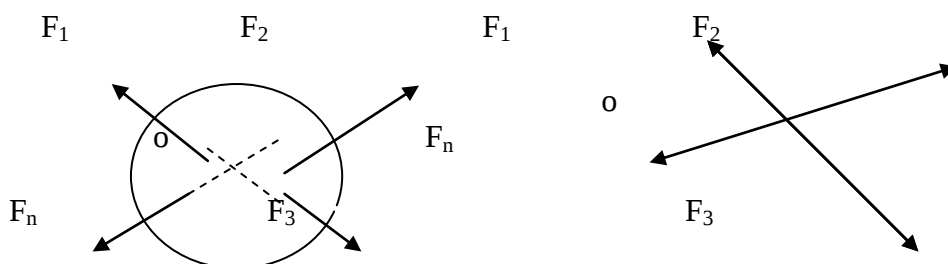
Kesishuvchi kuchlar sistemasi. Kuchning o'qdagi va tekislikdagi proeksiyasi.

Reja:

1. Kesishuvchi kuchlarni geometrik qo'shish.
2. Tekislikdagi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.
3. Kuchning o'qdagi proeksiyasi
4. Kuchning tekislikdagi proeksiyasi
5. Kuchning analitik usulda berilishi.

Ta'sir chiziqlari bir nuqtada uchrashadigan kuchlar sistemasiga kesishuvchi kuchlar sistemasi deyiladi. (11-rasm, a).

Avvalo ta'sir chiziqlari biror nuqtada kesishuvchi ikita F_1 va F_2 kuchlarini kushamiz. Ikkita kuchning teng ta'sir etuvchisi R shu kuchlar asosida parallelogramm kurish, yoki bo'lmasa uchburchak usulida aniqlanadi.



11 –rasm.

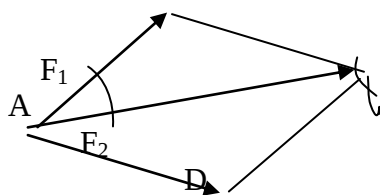
Qattiq jismning biror nuqtasiga F_1 va F_2 kuchlar qo'yilgan bo'lsin. Shu kuchlar asosida parallelogramm kurib, kuchlar qo'yilgan nuqta orqali parallelogrammning diagonalini utkazamiz.

Bu diagonal berilgan kuchlarning teng ta'sir etuvchisi R bo'lib hisoblanadi. (12-rasm, a).

Kuchlar uchburchagini yasash uchun, biror ixtiyoriy A nuqta tanlaymiz.

Kuchlardan ixtiyoriy bittasini A nuqtaga parallel ko'chiramiz. Ikkinchi kuchni o'z-o'ziga parallel birinchi kuchning uchiga ko'chiramiz. Birinchi kuchning boshi bilan ikkinchi kuchning

uchini tutashtirsak F_1 va F_2 kuchlarni geometrik yig'indisi R kuchni hosil qilamiz. (12-rasm,b).



12-rasm.

R kuchni moduli kosinuslar teoremasidan topiladi, ya'ni
 $R^2 = F_1^2 + F_2^2 - 2F_1 F_2 \cos (180^\circ - \alpha)$. $\cos (180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha$
 bo'lgani uchun

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

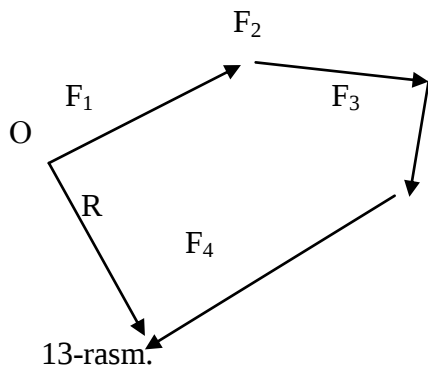
R kuchning F_1 va F_2 kuchlar orasidagi burchaklari sinuslar teoremasidan foydalanib topiladi.
 bu erda

$$\frac{F_1}{\sin \gamma} = \frac{F_2}{\sin \beta} = \frac{R}{\sin(180^\circ - \alpha)} \quad \text{bu erda } \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha$$

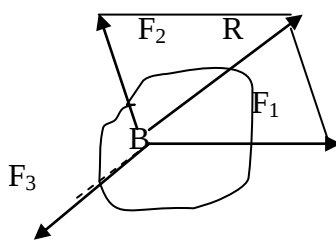
Shunga ko'ra
$$\frac{F_1}{\sin \gamma} = \frac{F_2}{\sin \beta} = \frac{R}{\sin \alpha} \quad (3)$$

Kesishuvchi kuchlarni qo'shish uchun har gal parallelogramm yasash urniga F_1 kuchning uchiga F_2 kuchni o'ziga paralel ravishda keltiramiz, sungra F_2 kuchning uchiga F_3 kuchni o'ziga paralel ravishda keltiramiz va xakoza. Birinchi kuchning boshini oxirgi kuchning uchi bilan tutashtirib, teng ta'sir etuvchi R ni aniqlaymiz. Teng ta'sir etuvchini bu usulda aniqlashga ko'p burchak usuli deyiladi. (13-rasm).

Agar kesishuvchi kuchlar sistemasi n ta kuchlardan iborat bo'lsa, ularning teng ta'sir etuvchisi $R = F_1 + F_2 + \dots + F_n = \sum F_k$ (4) formuladani aniqlanadi.



13-rasm.



14-rasm

Uch kuchning muvozanati haqidagi teorema.

Teorema. Bir tekislikda yotuvchi va o'zaro parallel bo'lmagan uchta kuch muvozanatlashsa, ularning ta'sir chiziqlari bir nuqtada kesishadi.

Isbot. Muvozanatdagi jismning A_1, A_2, A_3 nuqtalariga parallel bo'lmagan (F_1, F_2, F_3) kuchlar qo'yilgan bo'lsin. Kuchlardan ikkitasi F_1 va F_2 ni ularning ta'sir chiziqlari kesishadigan O nuqtaga keltirib, parallelogramm qoidasi asosida kushamiz. (14-rasm)

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

U holda (F_1, F_2, F_3) kuchlar sistemasi urniga $(F_1, F_2, F_3) \propto (R, F_3)$ bo'lgan sistemaga ega bo'lamiz.

1-aksiomaga ko'ra, R va F_3 kuchlarning miqdori teng, yo'nalishi esa bir to'g'ri chiziq bo'ylab, qarama-qarshi tomonga yo'nalgan shunga ko'ra $(R, F_3) \propto 0$ sistemani tashkil etadi. Demak F_3 kuchning ta'sir chizig'i ham O nuqtadan utadi.

1-masala. ABC kran (15-rasm) og'irligi $P = 100 \text{ kg}$ bo'lgan yo'qni ushlab turipdi. AB va BC sterjenlardagi zo'riqishlarni aniqlang. Sterjenlarning ulchamlari quyidagicha: $AB = 3,8 \text{ m}$, $BC = 2,6 \text{ m}$, $AC = 2 \text{ m}$

Bep:

$$P = 100 \text{ kG}$$

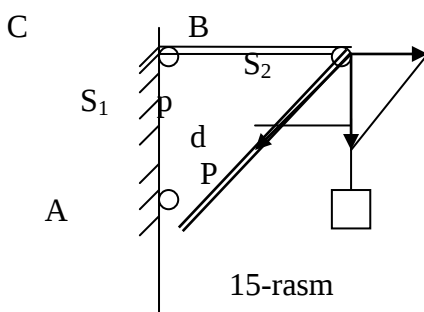
$$AB = 3,8 \text{ m}$$

$$BC = 2,6 \text{ m}$$

$$AC = 2,0 \text{ m}$$

$$\text{T.k. } S_1 = ?$$

$$S_2 = ?$$



Yechish. Kranning B nuqtasida osilgan yo'qning og'irlik kuchi ta'sirida BC sterjen cho'ziladi AB sterjen esa siqiladi. Hosil bo'lgan zo'riqishlarni sterjenlar bo'ylab, yo'naltiramiz, natijada absd parallelogramm hosil bo'ladi. Parallelogrammning dioganali bo'ylab yo'qning og'irlik kuchi P yo'naladi. Hosil bo'lgan uchburchaklarning o'xshashligidan

$$\frac{bc}{BC} = \frac{cd}{AB} = \frac{bd}{AC} \quad \text{yoki} \quad \frac{|S_2|}{BC} = \frac{|S_1|}{AB} = \frac{P}{AC}$$

bundan

$$|S_2| = \frac{BC}{AC} \cdot P = \frac{2,6}{2} 100 = 130 \text{ kg} \quad (4) \quad |S_1| = \frac{AB}{AC} \cdot P = \frac{3,8}{2} \cdot 100 = 190 \text{ kg} \quad (5)$$

Tekislikdagi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari.

Tekislikda kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun bir vaqtning o'zida bosh vektor va bosh ioient nolga teng bo'lishi shart.

$$\text{Ya'ni} \quad \mathbf{R} = 0 \quad \text{va} \quad \mathbf{M} = 0 \quad (6)$$

bo'lishi shart.

(6) dan kelib chiqadigan muvozanatning analitik shartlarini aniqlaymiz.

1. Muvozanat shartining asosiy formulasi.

R va M lar quyidagi formulalar yordamida topiladi:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}; \quad M = \sum m_0(F_k) \quad (7)$$

bu erda

$R_x = \sum F_{kx}; R_y = \sum F_{ky}; R$ nolga teng bo'lishi uchun bir vaqtning o'zida $R_x = 0; R_y = 0$ bo'lishi kerak. Demak (24) dan quyidagilarni yozamiz:

$$\sum F_{kx} = 0; \quad \sum F_{ky} = 0; \quad \sum m_0(F_k) = 0 \quad (8)$$

Demak, tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ikkita koordinata o'qlaridagi proeksiyalarining yig'indilari aloxida aloxida nolga teng va shu tekislikdagi ixtiyoriy nuqtaga nisbatan momentlarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va etarlidir.

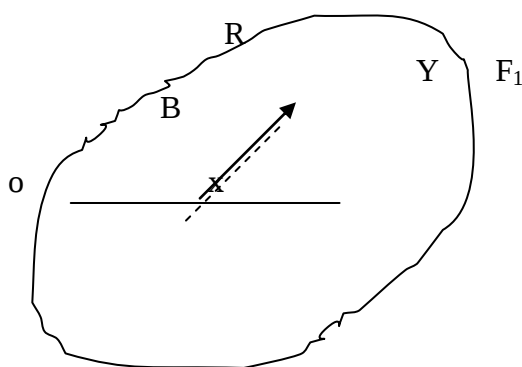
2. Muvozanat shartining ikkinchi formasi.

Tekislikdagi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning shu tekislikda yotuvchi ixtiyoriy ikki nuqtasining har biriga nisbatan momentlarining yig'indisi aloxida-aloxida nolga teng va mazkur nuqtalardan o'tuvchi to'g'ri chiziqqa perpendikulyar bo'lmagan o'qdagi proeksiyalarining yig'indisi nolga teng bo'lishi zarur va etarlidir. (16-rasm).

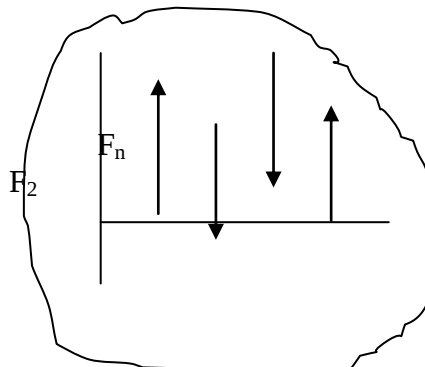
$$\sum m_A (F_k) = 0; \quad \sum m_B (F_k) = 0; \quad \sum F_{kx} = 0; \quad (9)$$

3. Muvozanat shartining uchinchi formasi.

Tekislikda yotuvchi kuchlar sistemasi muvozanatda bo'lishi uchun barcha kuchlarning shu tekislikdagi bir to'g'ri chiziqda yotmaydigan uchta nuqtaning har-biriga nisbatan momentlarining yig'indisi aloxida-aloxida nolga teng bo'lishi zarur va etarlidir.



16-rasm.



17-rasm

$$\sum m_A (F_k) = 0; \quad \sum m_B (F_k) = 0; \quad \sum m_C (F_k) = 0; \quad (10)$$

Tekislikdagi parallel kuchlar muvozanat sharti.

Qattiq jismga qo'yilgan kuchlar sistemasi parallel kuchlar sistemasidan iborat bo'lsin. U holda OX o'qini kuchlarga perpendikulyar, OY o'qini esa kuchlarga parallel yo'naltiramiz. Natijada kuchlarning OX o'qidagi proeksiyalari nolga teng bo'ladi. (17-rasm)

(27) tenglikning birinchisi

$0=0$ ayniyatga aylanadi va tekislikdagi kuchlar sistemasining muvozanat shartlari quyidagicha yoziladi.

$$\sum F_{ky} = 0; \quad \sum m_O (F_k) = 0; \quad (11)$$

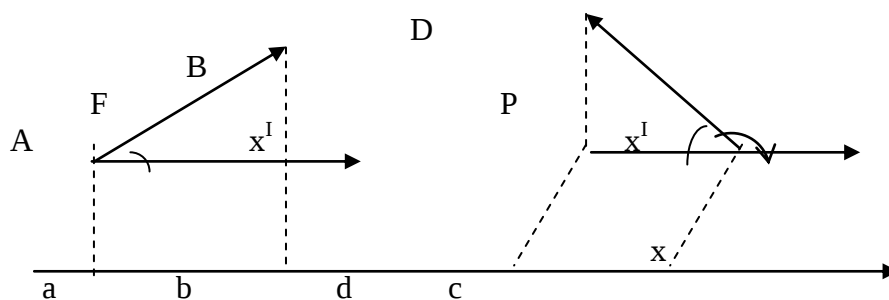
Parallel kuchlar muvozanatining boshqa formasi quyidagi ko'rinishda bo'ladi.

$$\sum m_A (F_k) = 0; \quad \sum m_B (F_k) = 0; \quad (12)$$

Kuchning o'qdagi proeksiyasi.

Statika masalalarini echishning analitik (sonli) echish usuliga o'tamiz. Bu usul kuchning o'qdagi proeksiyasiga asoslanadi. Kuchning o'qdagi proeksiyasi deb, mos ishorada olingan kuchning boshi va uchining o'qda hosil qilgan proeksiyalari orasidagi kesmaga aytiladi. Kuchning o'qdagi proeksiyasi skalyar kattalik. Kesma o'qning musbat yo'nalish bo'yicha o'qilsa, proeksiyasi musbat, teskari o'qilsa, manfiy ishorada olinadi.

F kuchning OX o'qdagi proeksiyasini hosil qilish uchun, kuchning boshi A va uchi B nuqtalardan berilgan o'qga Aa va Bb perpendikulyarlar tushiriladi. U holda mos ishora bilan olingan av kesma F kuchning OX o'qdagi proeksiyasini ifodalaydi. (18-rasm).



18-rasm.

F kuchning o'qdagi proeksiyasi F_x yoki X bilan belgilanadi. 18-rasmga ko'ra

$$F_x = F \cos \alpha \quad P_x = P \cos \alpha_1 = -P \cos \alpha \quad (13).$$

Shunday qilib, kuchning o'qdagi proeksiyasi deb, mos ishorada olingan, kuch moduli bilan kuchning shu o'q musbat yo'nalishi bilan tashkil qilgan burchak kosinusi ko'paytmasiga teng skalyar kattalikka aytiladi.

Ta'rifdan quyidagi natijalar kelib chiqadi.

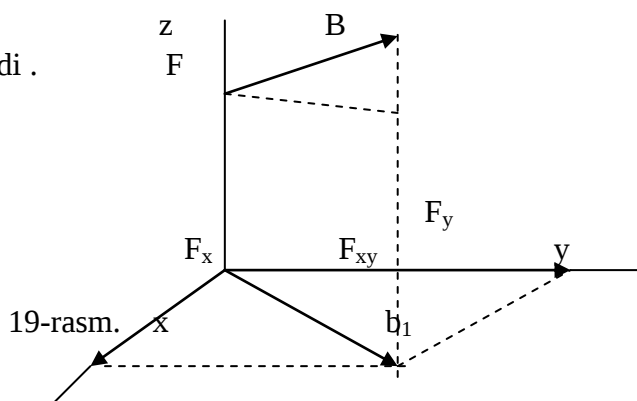
- 1) agar $\alpha = 90^\circ$ yoki $\alpha = 270^\circ$ bo'lsa $F_x = 0$
- 2) agar $\alpha = 180^\circ$ yoki $\alpha = 360^\circ$ bo'lsa $F_x = -F$

Kuchning tekislikdagi proeksiyasi.

F kuchning OXY tekislikdagi proeksiyasi deb, kuchning boshi va uchining shu tekislikdagi proeksiyalari orasidagi yo'nalishli kesmaga aytiladi. (19-rasm). Kuchning tekislikdagi proeksiyasi vektor kattalik.

kuchning tekislikdagi proeksiyasining moduli

$F_{xy} = F \cos \theta$ bilan aniqlanadi.



19-rasm.

F_{xy} ning o'qlardagi tashkil etuvchilarini mos ravishda belgilasak, u holda

F_x, F_y , bilan

$$F_x = F_{xy} \cos \varphi = F \cos \theta \cos \varphi$$

$$F_y = F_{xy} \sin \varphi = F \cos \theta \sin \varphi \quad (14)$$

tengliklarga ega bo'lamiz.

Kuchning analitik usulda berilishi.

F kuchni analitik usulda aniqlash uchun, kuchning o'qdagi proeksiyalari F_x, F_y, F_z lar ma'lum bo'lishi kerak. Kuchning o'qdagi proeksiyasi ta'rifiga ko'ra quyidagilarni yozamiz.

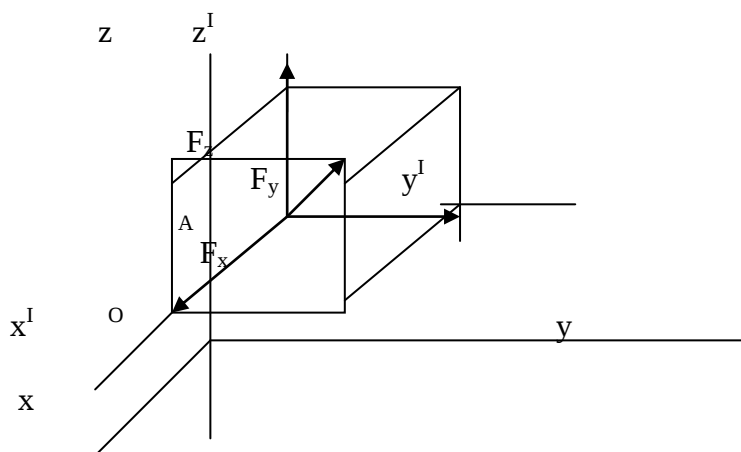
$$F_x = F \cos \alpha \quad F_y = F \cos \beta \quad F_z = F \cos \gamma \quad \text{bu erda } \alpha, \beta, \gamma - F$$

kuchning OX, OY, OZ o'qlar bilan tashkil qilgan burchaklari (20-rasm). Yo'qoridagi tenglikning har ikkala tomonini kvadratga ko'tarib, hadma-had qo'shsak quyidagi tenglik hosil bo'ladi.

$$F^2 = F_x^2 + F_y^2 + F_z^2 \quad \text{bu erda } \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta + \cos^2 \gamma = 1$$

$$\text{yoki} \quad F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (15)$$

$$\cos \alpha = \frac{F_x}{F} \cdot \cos \beta = \frac{F_y}{F} \cdot \cos \gamma = \frac{F_z}{F} \quad (16)$$



20 – rasm.

(15), (16) formulalar yordamida F kuchning moduli va yo'nalishi aniqlanadi.

Kesishuvchi kuchlar sistemasining muvozanati.

1. Muvozanatning geometrik usuli.

Kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi

R kuchlar sistemasi asosida qurilgan ko'p burchakning oxirgi tomoni bo'lib hisoblanadi $R=0$ bo'lishi uchun kuchlardan qurilgan ko'p burchak yopiq bo'lishi kerak, ya'ni oxirgi kuchning uchi birinchi kuchning boshi bilan ustma-ust tushishi kerak.

2. Kesishuvchi kuchlar sistemasining teng ta'sir etuvchisi R quyidagicha aniqlanadi.

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} \quad R = 0 \quad \text{bo'lishi uchun}$$

$$R_x = 0; R_y = 0; R_z = 0; \quad (9)$$

$$\text{yoki } \sum F_{kx} = 0; \sum F_{ky} = 0; \sum F_{kz} = 0; \quad (17)$$

bo'lishi shart.

2-masala Agar bir tekislikda yotuvchi uchta : $F = 17N$; $T = 10 N \cdot m$; $P = 24 kg$ bo'lsa ularning teng ta'sir etuvchisini aniqlang; $\alpha = 30^\circ$; $\varphi = 60^\circ$;

Yechish. Kuchlarning o'qlardagi prinsiplarini aniqlaymiz.

$$F_x = F \cos 30^\circ = 17 \cdot 0,866 = 14,7 \text{ kg}$$

$$T_x = T \cos 60^\circ = -10 \cdot \frac{1}{2} = -5 \text{ kg}$$

$$P_x = 0$$

$$F_y = F \sin 30^\circ = 17 \cdot 0,5 = 8,5 \text{ N} \leftarrow$$

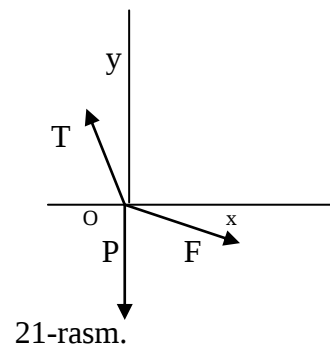
$$T_y = T \sin 60^\circ = 10 \cdot 0,866 = 8,66 \text{ N}$$

$$P_y = -P = -24 \text{ kg}$$

$$R_x = F_x + T_x + P_x = 14,7 - 5 = 9,7 \text{ kg}$$

$$R_y = F_y + T_y + P_y = 8,5 + 8,66 - 24 = -23,84 \text{ kg}$$

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{9,7^2 + (-23,84)^2} = 25,74 \text{ kg}$$



$$\cos \alpha = \frac{R_x}{R} = \frac{9,7}{25,74} = 0,37; \quad \cos \beta = \frac{R_y}{R} = -\frac{23,84}{25,74} = -0,93$$

MA'R U Z A 3

Kinematika. Kinematikaning asosiy tushuncha va qoidalari.

Reja:

1. Kinematikaning asosiy tushunchalari.
2. Nuqta harakatining berilish usullari.
3. Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezligi.
4. Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezlanishini aniqlash.
5. Nuqtani harakati koordinata usulida berilganda tezlik va tezlanish.

Jismlarning harakatini mazkur jismlarning massasi va ularga ta'sir etuvchi kuchlarga

bog'lamay, faqat geometrik nuqtai nazardan o'rganadigan mexanikaning bir bo'limiga--

kinematika deyiladi.

Kinematika so'zi grekcha «kinema» so'zidan olingan bo'lib harakat ma'nosini anglatadi.

XIX asrning boshlarida texnikaning tez sur'atlari bilan taraqqiy etishi, jumladan, mashinasozlikning rivojlanishi, jism harakatining geometrik xususiyatlarini tekshirish masalasini qo'yadi. Shu davrdan boshlab kinematika nazariy mexanikaning mustaqil qismi bo'lib ajralib chiqdi.

Kinematikada jismning harakati boshqa jism bilan bog'langan sanoq sistemasiga nisbatan tekshiriladi. Aynan bir vaqtda jism turli sanoq sistemalariga nisbatan turlicha harakat qiladi.

Masalalarni echishda, odatda yer bilan qo'zg'almas bog'langan sanoq sistema olinadi. Yerga nisbatan qo'zg'almas bo'lgan sanoq sistemasi asosiy yoki «qo'zg'almas» sanoq sistemasi deyiladi.

Jismning fazoda boshqa jismga nisbatan vaziyatini vaqtga bog'liq ravishda o'zgartirishiga **harakat deyiladi**.

Klassik mexanikada moddiy jismlarning harakati uch ulchovli Yevklid fazosiga nisbatan tekshiriladi hamda fazoni absolyut qo'zg'almas deb qaraladi.

Mexanikada vaqt absolyut deb hisoblanadi, ya'ni uni barcha sanoq sistemalari uchun bir xilda utadi deb qaraladi.

Ko'chish va harakat tushunchalari mexanikaning asosiy tushunchalaridir. Biror sanoq sistemasiga nisbatan nuqtaning ma'lum t - vaqt ichida fazoda bir holatdan boshqa holatga ixtiyoriy o'tishi **ko'chish** deyiladi.

Nuqtaning boshlang'ich holatdan oxirgi holatga vaqtga bog'liq holda aniq bir usulda o'tishiga **harakat** deyiladi.

Fazoda harakatlanayotgan nuqtaning biror sanoq sistemasiga nisbatan holati bilan vaqt orasidagi bog'lanishni ifodalovchi tenglama, nuqtaning- **harakat qonuni** deyiladi.

Vaqt o'tishi bilan nuqtaning fazoda qoldirgan iziga uning- **traektoriyasi** deyiladi.

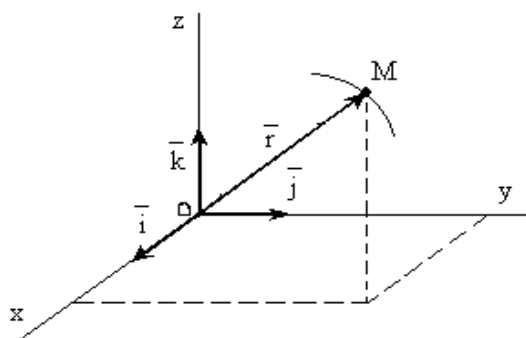
Nuqta harakatining berilish usullari.

Nuqtaning harakati asosan quyidagi uch usulda beriladi.

1) vektor usuli: 2) koordinata usuli: 3) tabiiy usul:

1.Vektor usuli. M nuqta qo'zg'almas OXYZ koordinatalar sistemasiga nisbatan harakatda bo'lsin. O va M nuqtalarni tutashtirib $\vec{r} = \vec{OM}$ radius- vektorni hosil qilamiz (79-rasm).

M nuqta harakatlanganda vaqt o'tishi bilan uning r – radius vektori miqdor va yo'nalish jihatdan o'zgarib boradi.



79- rasm

Demak r - radius

- vektor t vaqtning bir qiymatli funksiyasidan iborat ekan, ya'ni

$$\vec{r} = \vec{r}(t)$$

bu nuqtaning vektor ko'rinishdagi harakat tenglamasi yoki harakat qonuni deyiladi.

2.Koordinata usuli. Harakatdagi M nuqtaning koordinatalarini x, y, z , bilan belgilaymiz. Nuqta harakatlanganda vaqt o'tishi bilan uning koordinatalari o'zgarib boradi, ya'ni x, y, z koordinatalar vaqtning bir qiymatli funksiyasidan iborat bo'ladi.

$$X = f_1(t)$$

$$Y = f_2(t)$$

$$Z = f_3(t)$$

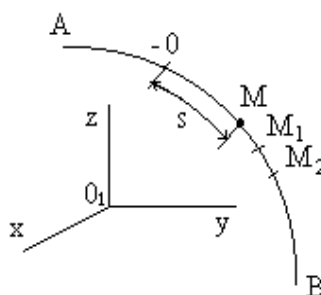
Bu tenglamalar yordamida nuqtaning istalgan paytdagi holatini aniqlash mumkin. Bu tenglamalarga nuqta harakatining koordinatalardagi kinematik tenglamalar deyiladi.

M nuqtaning O koordinatalar boshiga nisbatan radius-vektorini $\vec{r}$, birlik vektorlarini $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ bilan belgilasak,

$$\vec{r} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$$

o'rinli bo'ladi. Bu tenglama nuqta harakatining vektorli va koordinata usulida berilishi orasidagi bog'lanishni ifodalaydi.

3. Tabiiy usul. Agar nuqtaning traektoriyasi avvaldan ma'lum bo'lsa nuqtaning harakati tabiiy usulda beriladi. M nuqta biror OXYZ koordinata sistemasiga nisbatan qandaydir **AB** egri chiziq bo'ylab harakatlanayotgan bo'lsin (39-rasm).



Traektoriya ustidan ixtiyoriy qo'zg'almas O nuqta tanlab uni sanoq boshi deb ataymiz. Sanoq boshiga nisbatan hisoblangan M nuqtaning yoy koordinatasi S vaqtga bog'liq ravishda o'zgaradi. U holda quyidagi bog'lanishni yozamiz. $S = S(t)$ Bu tenglama nuqtaning harakati tabiiy usulda berilishi tenglamasi deyiladi.

Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezligi.

Nuqtaning harakati $r = r(t)$ tenglama bilan berilgan bo'lsin. Nuqtaning biror t paytdagi traektoriyada egallagan holatini M , radius-vektorini r , $t + \Delta t$ paytdagi holatini M_1 radius vektorini r_1 bilan belgilaylik.

Nuqtaning M va M_1 holatlarini tutashtiruvchi

$MM_1 = \Delta r$ vektor nuqtaning $\Delta t = t_1 - t$ vaqt oralig'ida ko'chish vektori deyiladi (39-rasm)

Ko'chish vektori Δr ning shu ko'chish sodir bo'ladigan

Δt vaqtga nisbati nuqtaning o'rtacha tezligi deyiladi.

$$V_{ur} = \frac{\Delta r}{\Delta t}$$

Nuqta o'rtacha tezlik vektorining Δt nolga intilgandagi limiti nuqtaning berilgan ondagi tezlik vektori deyiladi, ya'ni

$$V = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta r}{\Delta t} \quad \text{yoki} \quad V = \frac{dr}{dt}$$

Nuqtaning tezlik vektori uning radius-vektoridan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga teng.

Harakat vektor usulda berilganda nuqtaning tezlanishini aniqlash.

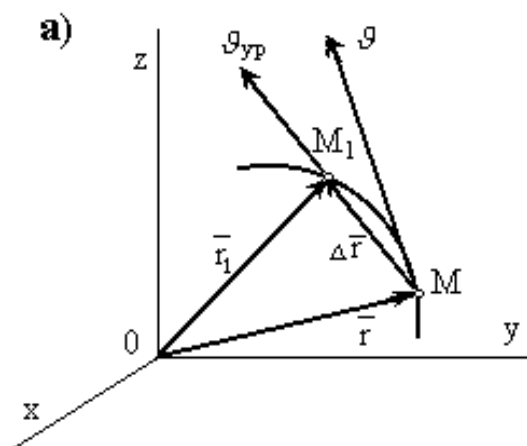
Vaqtga bog'liq ravishda nuqta tezligi moduli va yo'nalishining o'zgarishini harakterlovchi vektor kattalikka tezlanish deyiladi.

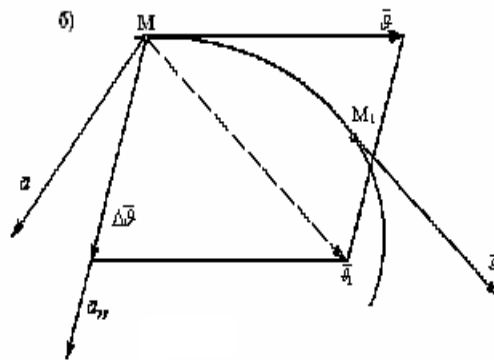
M nuqtaning t paytdagi tezligini V , $t_1 + \Delta t$ paytdagi tezligini V_1 bilan belgilaymiz. (40-rasm) V_1 tezlik vektorini o'ziga parallel ravishda M nuqtaga ko'chiramiz u holda tezlik vektorining Δt vaqt oralig'idagi ortirmasi

$\Delta V = V_1 - V$ ni topamiz.

Tezlik ortirmasi ΔV ning Δt vaqt oralig'iga nisbatan nuqtaning o'rtacha tezlanishi deyiladi.

$$A_{o'r} = \frac{\Delta V}{\Delta t}$$





(40-rasm)

O'rtacha tezlanish vektorining Δt nolga intilgandagi limiti nuqtaning berilgan ondagi - **tezlanish vektori** deyiladi, ya'ni

$$\mathbf{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{V}}{\Delta t} \quad \text{yoki} \quad \mathbf{a} = \frac{d\mathbf{V}}{dt} = \frac{d^2 \mathbf{r}}{dt^2} \quad (53)$$

Demak, nuqtani tezlanish vektori uning tezlik vektoridan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilasiga yoki radius-vektordan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi tartibli hosilaga teng.

Nuqtani harakati koordinata usulida berilganda tezlik va tezlanish.

Nuqtaning $\mathbf{r}$ – radius vektorining koordinata o'qlaridagi proeksiyalari tegishlicha x, y, z desak, u holda

$\mathbf{V}_x = \frac{dr}{dt}$ shunga ko'ra $\mathbf{r}_x = x$; $\mathbf{r}_y = y$; $\mathbf{r}_z = z$ deb yozamiz.

3 Natijada

$$\mathbf{V}_x = \frac{dx}{dt}; \quad \mathbf{V}_y = \frac{dy}{dt}; \quad \mathbf{V}_z = \frac{dz}{dt}; \quad (54)$$

yozish mumkin.

Nuqta koordinatalaridan olingan birinchi tartibli hosila tezlikning koordinata o'qlaridagi proeksiyalariga teng. Tezlikning koordinata o'qlaridagi proeksiyalari ma'lum bo'lsa tezlik moduli quyidagi formuladan topiladi (42-rasm).

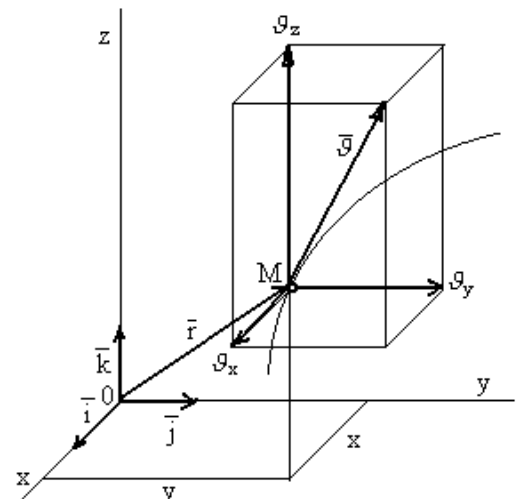
$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} \quad (55)$$

Tezlik vektorining koordinata o'qlari bilan tashkil qilgan burchaklari α, β va γ bilan belgilasak tezlik vektorining yo'nalishi quyidagi formulalardan aniqlanadi.

$$\cos \alpha = \frac{V_x}{V}; \quad \cos \beta = \frac{V_y}{V}; \quad \cos \gamma = \frac{V_z}{V} \quad (56)$$

Tezlanish vektori $\mathbf{a} = \frac{dv}{dt}$ ga teng edi .

Tezlanish vektorining o'qlaridagi proeksiyalari



$$\mathbf{a}_x = \frac{dv_x}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2}; \quad \mathbf{a}_y = \frac{dv_y}{dt} = \frac{d^2y}{dt^2};$$

$$\mathbf{a}_z = \frac{dv_z}{dt} = \frac{d^2z}{dt^2}; \quad (57)$$

(rasm-42)

Tezlikning koordinata o'qlaridagi proeksiyalaridan vaqt bo'yicha olingan birinchi, yoki nuqta koordinatalaridan vaqt bo'yicha olingan ikkinchi hosilasi nuqta tezlanishining koordinata o'qlaridagi proeksiyalariga teng.

Tezlanish moduli $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$ (58)

dan topiladi.

Yo'nalishi esa $\cos \alpha_1 = \frac{a_x}{a}$; $\cos \beta_1 = \frac{a_y}{a}$; $\cos \gamma_1 = \frac{a_z}{a}$ (12) dan aniqlanadi.

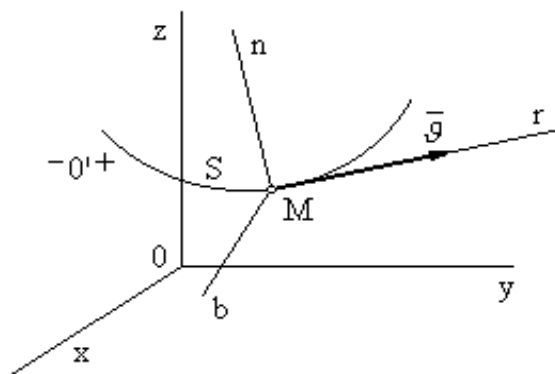
Harakat tabiiy usulda berilganda nuqtaning tezligi va tezlanishi.

Bizga nuqtaning traektoriyasi va uning harakat qonuni $S = f(t)$ berilgan bo'lsin. Faraz qilaylik $\Delta t = t_1 - t$

vaqt oralig'ida moddiy nuqta M holatdan M_1 holatga kelsin.

Bunda u $\Delta S = S_1 - S$ masofaga ko'chadi. (44-rasm)

U holda nuqtaning o'rtacha tezligi $V_{o'r} = \frac{S_1 - S}{t_1 - t} = \frac{\Delta S}{\Delta t}$ ga teng



44-rasm.

Nuqtaning har ondagi tezligi

$$\mathbf{V} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta S}{\Delta t} \quad \text{yoki} \quad \mathbf{V} = \frac{dS}{dt} = S \quad (59)$$

nuqtaning har ondagi tezligi masofadan vaqt bo'yicha olingan birinchi tartibli hosilaga teng.

Urinma va normal tezlanish.

Biz tezlanish vektori $\mathbf{a}$ ni uning qo'zg'almas koordinata o'qlaridagi proeksiyalari orqali aniqlagan edik. Harakat tabiiy usulda berilganda nuqtaning tezlanishi nuqta bilan birgalikda harakatlanuvchi $M \tau n B$ koordinata o'qlaridagi proeksiyalari orqali aniqlanadi.

Bu koordinata sistemasining $M \tau$ - o'qi nuqta traektoriyasiga urinma bo'ylab yo'nalgan, $M n$ - o'q esa, traektoriyaning botiq tomoniga va $M \tau$ o'qga perpendikulyar yo'naladi. $M B$ - o'q esa bu ikkala o'qga perpendikulyar yo'naladi. (42-rasm).

- 4 Bizga ma'lumki tezlik vektori $\mathbf{M} \tau \mathbf{n}$ tekisligida yotibdi. Bu tekislik esa $\mathbf{MB}$ o'qga perpendikulyar yo'nalgan. Shu sababli tezlikning $\mathbf{MB}$ o'qdagi proeksiyasi nolga teng. Qolgan ikki o'qdagi proeksiyalarini aniqlaymiz. Faraz qilaylik vaqtning t paytida moddiy nuqta $\mathbf{M}$ holatda bo'lib, tezligi $\mathbf{V}$, $t_1 = t + \Delta t$ paytida esa nuqta $\mathbf{M}_1$ holatni olib tezligi $\mathbf{V}_1$ bo'lsin.

Tezlanish ta'rifiga ko'ra.

$$\mathbf{a} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta \mathbf{V}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\mathbf{V}_1 - \mathbf{V}}{\Delta t}$$

Tezlanishning τ va $\mathbf{n}$ o'qlardagi proeksiyalarini $\mathbf{a}_\tau$ va $\mathbf{a}_n$ desak,

$$\mathbf{a}_\tau = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{V_{1\tau} - V_\tau}{\Delta t}, \quad \mathbf{a}_n = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{V_{1n} - V_n}{\Delta t}$$

59-rasmga ko'ra $\mathbf{a}_\tau$ va $\mathbf{a}_n$ larning quyidagi ifodalarini hosil qilamiz.

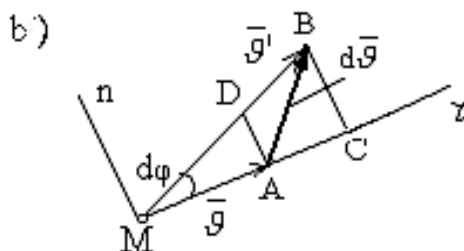
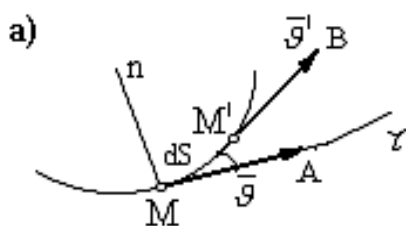
$$\mathbf{a}_\tau = \frac{dv}{dt} \quad \text{va} \quad \mathbf{a}_n = \frac{V^2}{p} \quad (60)$$

Nuqtaning to'liq tezlanishi.

$$\mathbf{a} = \sqrt{\mathbf{a}_\tau^2 + \mathbf{a}_n^2} \quad (61)$$

yoki

$$\mathbf{a} = \sqrt{\left(\frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\frac{v^2}{p}\right)^2} \quad (62)$$



$$\operatorname{tg} \mu = \frac{|\mathbf{a}_\tau|}{\mathbf{a}_n}$$

- 1) Nuqtaning to'g'ri chiziqli harakat tenglamasi.

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}_\tau = \frac{dv}{dt} \quad (63) \text{ ko'rinishda bo'ladi.}$$

Tekis egri chiziqli harakat tenglamasi

$$\mathbf{a} = \mathbf{a}_n = \frac{V^2}{p} \quad (64) \text{ ko'rinishda bo'ladi.}$$

Tekis to'g'ri chiziqli harakat tenglamasi

$$\mathbf{a}_n = 0; \quad \mathbf{a}_\tau = 0; \quad \mathbf{a} = 0; \quad (65) \text{ bo'ladi.}$$

Tekis o'zgaruvchan egri chiziqli harakat

$$\mathbf{V} = \mathbf{V}_0 + \mathbf{a}_\tau t \quad (66)$$

- 2) Garmonik tebranishlar tenglamasi.

$$\mathbf{x} = \mathbf{a} \cos kt \quad (67)$$

Masala. Nuqtaning harakat tenglamasi $x = 8t - 4t^2$:

$y = 6t - 3t^2$ ko'rinishda berilgan. Nuqtaning traektoriyasi, tezligi va tezlanishini toping.

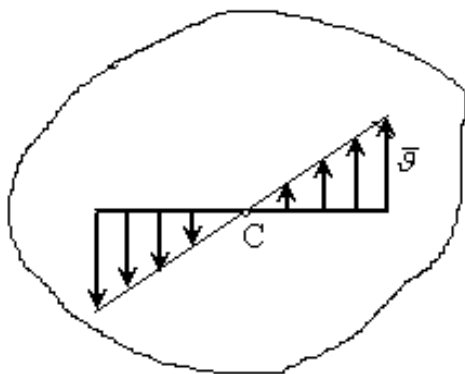
Yechish.

Qo'zgalmas **OZ** uq atrofida ω burchak tezligi bilan aylanuvchi qattiq jism ixtiyoriy **M** nuqtasining tezligini aniqlaymiz. Qattiq jism aylanganda **M** nuqta radiusi **h** ga teng aylana chizadi. Agar dt vaqt oralig'ida nuqta elementar $d\varphi$ burchakka burilsa, elementar ko'chish $dS = h d\varphi$ ga teng, u holda nuqtaning tezligi

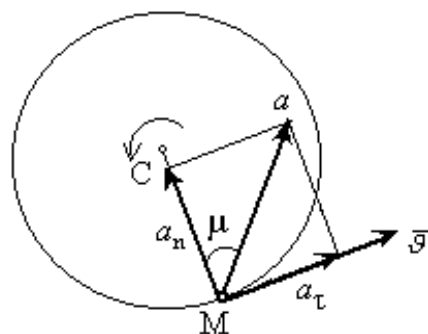
$$V = \frac{dS}{dt} = h \frac{d\varphi}{dt} \quad \text{yoki} \quad V = h\omega \quad (75)$$

bu nuqtaning chiziqli tezligi.

Aylanma harakatlanayotgan jism nuqtasining chiziqli tezligi, aylanish burchak tezligini o'qdan nuqtagacha bo'lgan masofa ko'paytmasiga teng. (45-rasm).



44-rasm



45-rasm

Nuqtaning chiziqli tezlik vektori **V** nuqta traektoriyasini ifodalovchi aylanaga harakat yo'nalishi bo'yicha o'tkazilgan urinma bo'ylab yo'nalgan bo'ladi. **M** nuqtaning **a** tezlanishini topish uchun

$$a_\tau = \frac{dv}{dt} \quad \text{va} \quad a_n = \frac{V^2}{\rho} \quad \text{lardan foydalanamiz.}$$

Bu hol uchun $\rho = h$ (29) ni e'tiborga olsak

$$a_\tau = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt}(h\omega) = h \frac{d\omega}{dt} = h\varepsilon$$

(76)

$$a_n = \frac{V^2}{\rho} = \frac{(h\omega)^2}{h} \quad a_n = h\omega^2 \quad (77)$$

a_τ urinma tezlanish traektoriyaga urinma bo'ylab (agar jism tezlanuvchi harakat qilayotgan bo'lsa harakat yo'nalishi bo'ylab, agar jism sekinlanuvchan harakat qilayotgan bo'lsa harakatga teskari tomonga yo'nalgan bo'ladi), **a_n** normal tezlanish har doim h radius bo'ylab aylanish o'qi tomon yo'nalgan bo'ladi.

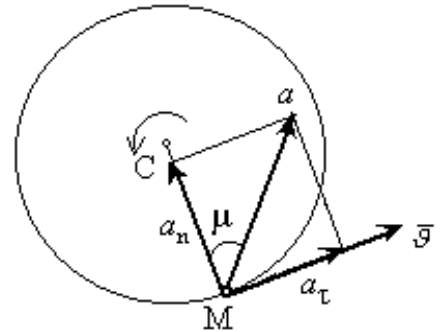
M nuqtaning to'liq tezlanishi **a**; $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2}$ dan aniqlanadi yoki

$$a = \sqrt{\left(\frac{dv}{dt}\right)^2 + \left(\frac{v^2}{\rho}\right)^2} = \sqrt{h^2 \varepsilon^2 + \omega^4 h^2} \quad \text{yoki}$$

$$a = h \sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4} \quad (78)$$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{|a_\tau|}{a_n} = \frac{|\varepsilon|}{\omega^2} \quad (79)$$

Aylanma harakat qilayotgan nuqtaning tezlanishi.



$\mathbf{V} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$ dan hosila olamiz.

$$\mathbf{a} = \frac{d\mathbf{v}}{dt} = \frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times \frac{d\mathbf{r}}{dt}$$

bunda $\frac{d\boldsymbol{\omega}}{dt} = \boldsymbol{\varepsilon}; \quad \frac{d\mathbf{r}}{dt} = \mathbf{v} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}$

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{|a_\tau|}{a_n} = \frac{|\varepsilon|}{\omega^2}$$

urniga quyamiz.

$$\mathbf{a} = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times (\boldsymbol{\omega} \times \mathbf{r}) \quad \text{yoki} \quad \mathbf{a} = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v} \quad (88)$$

$$\mathbf{a}_1 = \boldsymbol{\varepsilon} \times \mathbf{r}; \quad \mathbf{a}_2 = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}; \quad (89)$$

$\mathbf{a}_1$ tezlanishga aylanma tezlanish $\mathbf{a}_2$ ga esa o'qqa intilma tezlanish deyiladi. $\mathbf{a}_1$ tezlanish vektori M nuqta orqali o'tuvchi tekislikka perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi $\mathbf{a}_2$ tezlanish vektori bir vaqtning o'zida ham $\mathbf{V}$ va $\boldsymbol{\omega}$ larga perpendikulyar yo'naladi. Ularning modullari

$$a_1 = \varepsilon r \sin \beta = \varepsilon h; \quad a_2 = \omega v \sin 90^\circ = \omega^2 h$$

formuladan aniqlanadi.

Shunday qilib $\mathbf{a} = \mathbf{a}_1 + \mathbf{a}_2 \quad (90)$

Mexanizm va mashinalar nazariyasi.

Mavzu 5

Mexanizm va mashinalar nazariyasi. Mexanizmlarning tuzilishi.

Reja:

1. Mexanizmlarning tuzilishi
2. Kinematik Zanjirlar
3. Mexanizmlarning tuzilish tahlili

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

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

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

Mashina va mexanizmlarga quyidagicha asosiy talablar qo'yiladi:

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

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

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

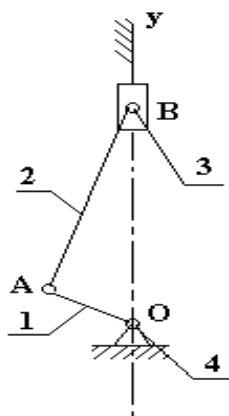
Mexanizm – bir – biri bilan bog'langan jismlar tizimidan iboratdir. Ana shu jismlar zvenolar deb ataladi. Zveno – bir yoki bir necha detallarning mahkam birikmasi bo'lib, oddiy zveno bitta detaldan, murakkab zveno esa bir necha detallarni mahkam biriktirilishidan hosil (masalan payvandlash, bolt bilan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

Zvenolarni quyidagi asosiy turlarga bo'lish mumkin:

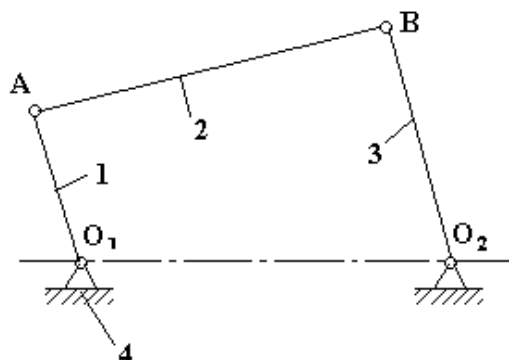
1. *Krivoship – aylanma harakat qiluvchi zveno;*
2. *Polzun – ilgarilanma - qaytma harakat qiluvchi zveno;*
3. *Shatun – tekis parallel harakat qiluvchi zveno;*
4. *Koromislo – tebranma harakat qiluvchi zveno;*
5. *Kulisa – ilgarilanma – qaytma harakatga yo'naltiruvchi zveno;*
6. *Kulisa toshi – murakkab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

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

Krivoship-polzunli mexanizm.

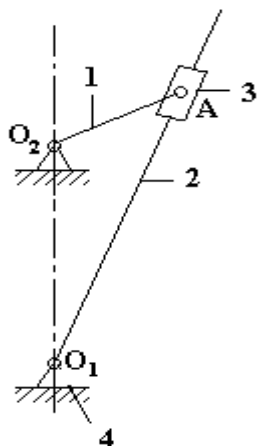


- 1 – krivoship;
- 2 – shatun;
- 3 – polzun;
- 4 – tayanch.



4-sharnirli mexanizm.

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



Kulisali mexanizm.

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

6.1. – shakl.

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

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

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

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

$$H = 6 - S$$

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

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

KINEMATIK ZANJIRLAR

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

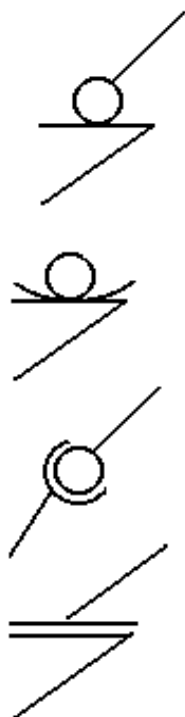
Kinematik zanjirning erkinlik darajasini topishni ko'rib chiqaylik. Kinematik zanjir tarkibiga kirishi lozim bo'lgan zvenolar sonini K deb belgilaylik. Erkin zveno fazoda 6 ta harakatga ega bo'lishini e'tiborga olsak, K ta zvenoning kinematik juftga kirmasligidan oldingi umumiy erkinlik darajasi $6K$ bo'ladi. Agar K ta zvenodan tuzilgan kinematik zanjir tarkibida

yuqorida aytilgan I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar bor deb faraz qilsak va ularning sonini mos ravishda R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 harflari bilan belgilasak, u holda kinematik zanjirning umumiy erkinlik darajasini quyidagicha topish mumkin bo'ladi:

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

bu yerda: N – kinematik zanjirning erkinlik darajasi;
 K – kinematik zanjir tarkibiga kiruvchi zvenolar soni;
 R_1, R_2, R_3, R_4, R_5 mos ravishda I, II, III, IV, V sinf kinematik juftlar soni.

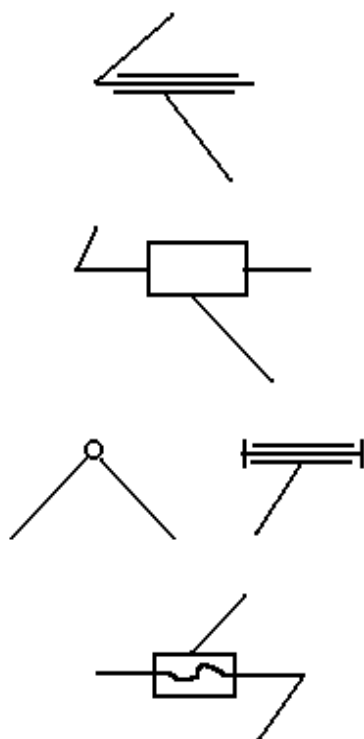
Shar – tekislik, I – sinf;



Shar – silindr, II – sinf;

Sferik sharnir, III – sinf;

Tekislik – tekislik, III – sinf;



Silindr – silindr, IV – sinf;

Ilgarilanma, V – sinf;

Aylanma, V – sinf;

Vintli, V – sinf.

6.2 – shakl.

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

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

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

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

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

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

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

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

Bu formula Somov – Malshev formulasi deb ataladi.

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

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

MEXANIZMLARNING TUZILISH TAHLILI

Mexanizmlarni tuzilish jihatidan tahlil qilishda ilgarigi mavzuda ko'rib o'tilgan Somov – Malshev va Chebishev formulalaridan foydalanib mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi topiladi. Mexanizmning qo'zg'aluvchanlik darajasi nechaga teng chiqsa, mexanizmning shuncha zvenosiga oldindan ma'lum bir qonun asosida harakat berilish zarur bo'ladi. Shundagina mexanizmning qolgan zvenolari muayyan qonun asosida davriy harakatda bo'ladi. Yuqoridagi mavzuda yuritilgan mulohazalardan mexanizmga quyidagicha boshqacha ta'rif berish mumkin:

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

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

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

bu yerda n – guruhdagi zvenolar soni;

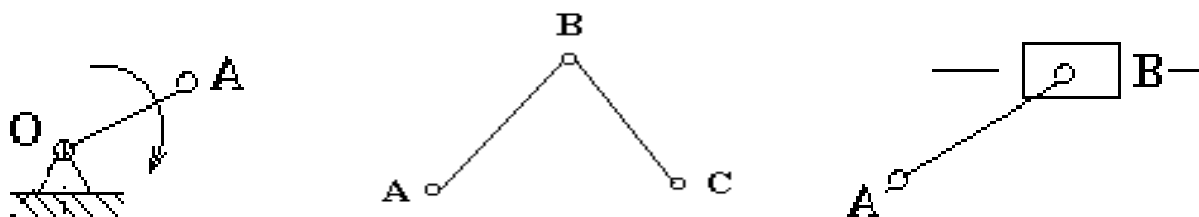
R – guruhdagi kinematik juftlar soni.

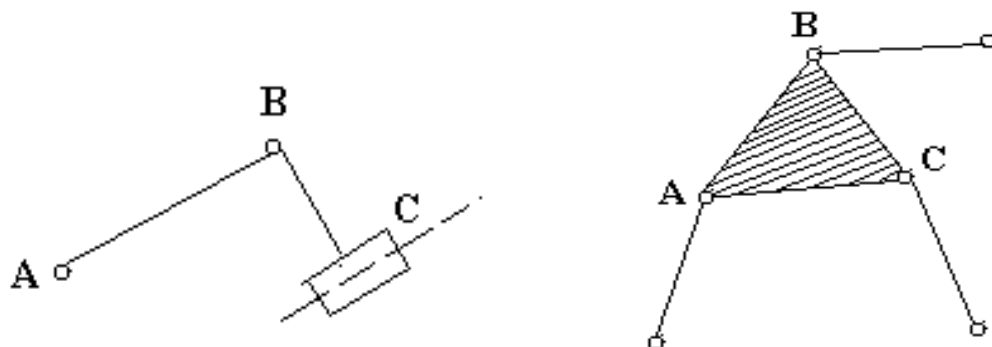
Yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz:

$$R = 3/2n$$

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

Shartli I – sinf	II – sinf, II – tartibli,	II – sinf, II – tartibli,
mexanizm;	I – tur;	II – tur;



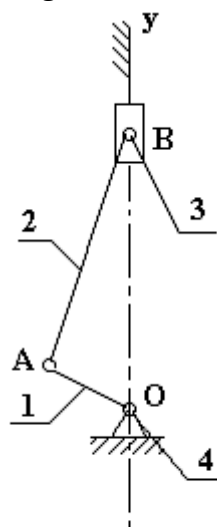


II – sinf,
II – tartibli,
III – tur.

III – sinf,
III – tartibli,

6.3 – shakl.

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



6.4- shakl.

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

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

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

$$p = 3$$

V – sinf kinematik juftlar soni 4 ta:

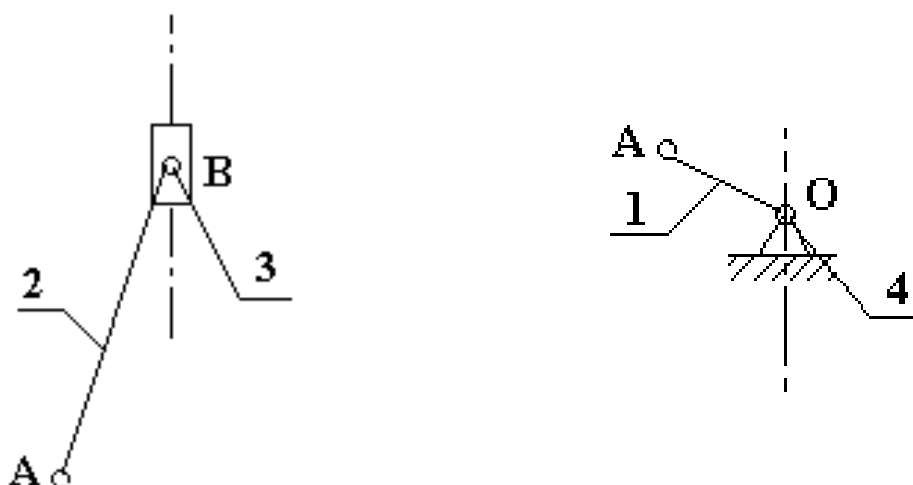
O nuqtada 1 va 4 zvenolar, A nuqtada 1 va 2 zvenolar, V nuqtada 2 va 3 zvenolar aylanma kinematik juftlar hosil qiladi, yana shu V nuqtada 3 va 4 – zvenolar ilgarilanma – qaytma kinematik juft hosil qiladi. IV – sinf kinematik juftlar yo`q, u holda yuqoridagi formuladan quyidagini topamiz:

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

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

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

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



6.5 – shakl.

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

Nazorat savollari

Mexanizmlarning tuzilish tahlili deganda nimani tushunasiz .

Mashinalar necha turga bo`linadi.

MAVZU 6

Mexanizmlarni kinematik tahlil qilish.

Reja:

1. Mexanizmlarni kinematik tahlil qilish usullari.
2. Kinematik tahlilning maqsadi
3. Mexanizmning tezliklar planini qurish
4. Mexanizmning tezlanishlar planini qurish

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

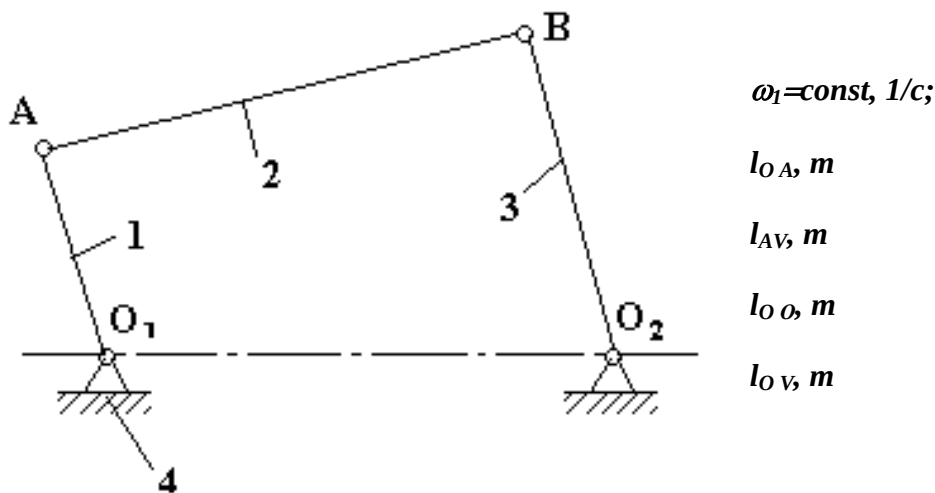
Mexanizmlar asosan 4 usulda kinematik tahlil qilinadi:

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

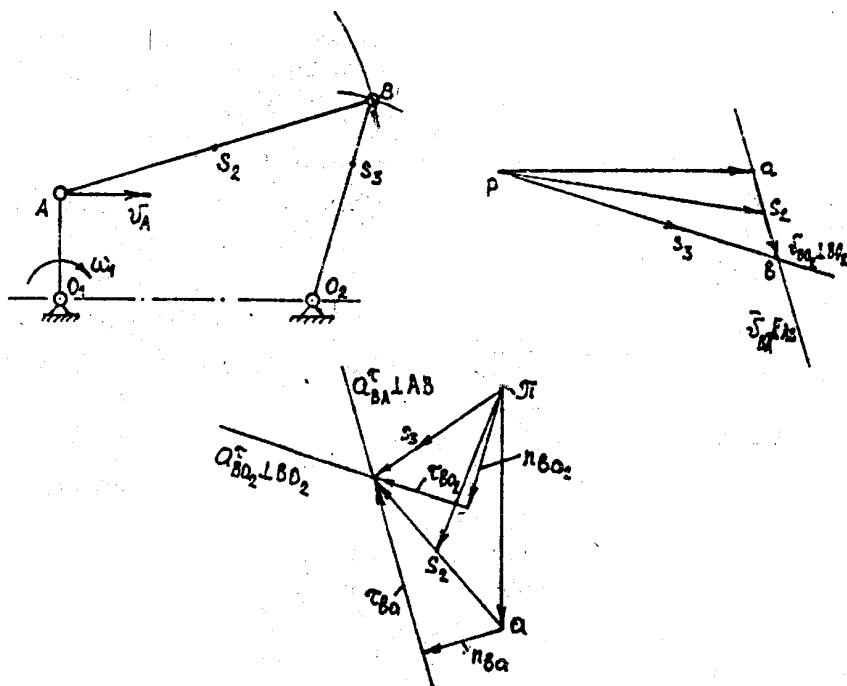
Yuqoridagi usullardan keng ishlatiladigan grafoanalitik usul bilan tanishib chiqaylik. Bu usul o'zining soddaligi bilan ajralib tursada, katta bir kamchilikka ega. Tezliklar va tezlanishlar planlarini qu'rishda chizma tekisligi yetarlicha katta bo'lishi va planlarni chizish, shuningdek, o'lchash ishlari katta aniqlik bilan bajarilishi talab etiladi. Chizma tekisligi qancha kichik bo'lsa, yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan xatolik shuncha katta bo'ladi.

MEXANIZMNING TEZLIKLAR PLANINI QURISH

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



7.1 – shakl.



7.2 – shakl.

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

Mexanizmning kinematik sxemasini chizamiz, buning uchun uzunlik masshtabi tanlaymiz:

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

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

Endi qolgan o'lchamlarning masshtab kattaligini aniqlaymiz:

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

Mexanizmning kinematik sxemasini qurish uchun dastavval gorizontaal chiziq o'tkazib unda O_1O_2 masofani belgilaymiz va O_1 nuqtadan vertikal chiziq o'tkazib unga krivoshipning uzunligi O_1A ni qo'yamiz. So'ngra sirkul yordamida A nuqtadan AV kattalikda, O_2 nuqtadan O_2V kattalikda yo'ylar chizamiz va bu yo'ylar kesishgan nuqtada V nuqtani topamiz (7.2 – shakl).

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

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

Tezlik masshtabini tanlaymiz:

$$\mu_g = \frac{\mathcal{G}_A}{Pa}, \quad \left[\frac{m/s}{mm} \right]$$

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

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

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

Ushbu tenglamalar sistemasini grafik usulda echib tezliklar planida v nuqtani hosil qilamiz.

Buning uchun $\overline{\mathcal{G}_A}$ vektorning oxiridan (chizmada $\overline{Pa}$ vektorning oxiridan) $\overrightarrow{\mathcal{G}_{BA}}$ vektor yo'nalishini (bu vektor AV ga perpendikulyar yo'naladi) o'tkazamiz, lekin bu vektorning qaysi tomonga yo'nalishi va qanchaligi xozircha noma'lum qoladi. Endi sistemaning ikkinchi

tenglamasini grafik usulda echishga o'tamiz. $\overrightarrow{\mathcal{G}_{O_2}}$ vektorning oxiridan (bu vektor 0 ga teng,

chunki O_2 nuqta qo'zg'almas) $\overrightarrow{\mathcal{G}_{BO_2}}$ vektorni yo'naltirishimiz kerak. Tezliklar planida R nuqta

tezliklar Qutb deb ataladi va shu nuqtada tezlik 0 ga teng bo'ladi. Shuning uchun $\overrightarrow{\mathcal{G}_{BO_2}}$ vektorning yo'nalishini R nuqtadan o'tkazamiz, uning yo'nalishi O_2V ga perpendikulyar bo'ladi.

$\overrightarrow{\mathcal{G}_{BA}}$ va $\overrightarrow{\mathcal{G}_{BO_2}}$ vektorlarning yo'nalishlari kesishgan nuqtada v nuqta yotadi (2.2 – shakl).

Agar masala shartida 2 va 3 – zvenolarning og'irlik markazlari S_2 va S_3 nuqtalarning holatlari ham berilgan bo'lsa, ularning tezliklar planidagi o'rni nisbatdan foydalanib topiladi. Masalan, S_2 nuqta AV ning o'rtasida yotgan bo'lsa tezliklar planida ham av ning o'rtasida yotadi. Aytaylik S_3 nuqta O_2V ning V nuqta tomonidan 1/3 nisbatdagi qismida yotgan bo'lsa, tezliklar planida S_3 nuqta Rv ning v nuqta tomonidan shunday qismida yotadi (7.2 –shakl).

Tezliklar planidan quyidagi noma'lumlarni topamiz:

$$\begin{aligned} \mathcal{G}_B &= \overline{P\mathcal{E}} \cdot \mu_g, \quad \mathcal{M}/s; & \mathcal{G}_{S_2} &= \overline{PS_2} \cdot \mu_g, \quad \mathcal{M}/s; & \mathcal{G}_{S_3} &= \overline{PS_3} \cdot \mu_g, \quad \mathcal{M}/s; \\ \mathcal{G}_{BA} &= \overline{a\mathcal{E}} \cdot \mu_g, \quad \mathcal{M}/s; & \mathcal{G}_{BO_2} &= \mathcal{G}_B, \quad \mathcal{M}/s; & \omega_2 &= \frac{\mathcal{G}_{BA}}{l_{AB}}, \quad \frac{1}{s}; & \omega_3 &= \frac{\mathcal{G}_{BO_2}}{l_{BO_2}}, \quad \frac{1}{s}; \end{aligned}$$

Ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezliklari ω_2 va ω_3 bilan belgilangan, R_V , av , RS lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ω_2 va ω_3 larning yo'nalishlari S_2 va S_3 nuqtalar atrofiga qo'yiladi. ω_2 ning yo'nalishini topish uchun $\mathcal{G}_{BA}$ vektorni, ω_3 ning yo'nalishini topish uchun esa $\mathcal{G}_{BO_2}$ vektorni xayolan V nuqtaga qo'yiladi. Bu vektorlarning yo'nalishiga mos ravishda ω_2 va ω_3 ning yo'nalishlari qo'yiladi.

Mexanizmning tezlanishlar planini qurish

Endi tezlanishlar planini qurishga o'tamiz. Dastavval A nuqtaning tezlanishini

$$\text{topamiz. } \vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau;$$

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

$$\vec{a}_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 0; \quad a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}; \quad \mathcal{M}/s^2$$

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

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a} \left[\frac{\mathcal{M} \setminus s^2}{mm} \right]$$

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

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

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

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

Bu vektorlarning masshtab kattaliklarini topamiz.

$$n_{ea} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} MM; \quad n_{B02} = \frac{a_{B02}^n}{\mu_a} MM.$$

Endi sistemani echishni grafik usulda davom ettiramiz. Birinchi tenglamaga binoan a_B vektorni topish uchun πa vektor oxiridan a_{va}^n vektorni, ya'ni uning masshtab kattaligi n_{ba} ni qo'yamiz. Uning yo'nalishi AV ga parallel va V nuqtadan A nuqta tomonga yo'naladi. Bu vektorning oxiridan a_{va}^{τ} BA vektorning yo'nalishi chizig'ini o'tkazamiz, uning yo'nalishi AB ga yoki n_{ba} ga perpendikulyar bo'ladi. Ikkinchi tenglamaga binoan a_{o2} ning oxiridan a_{bo2}^n vektorning yo'nalishini va kattaligini, ya'ni n_{vo2} ni qo'yamiz, uning oxiridan esa a_{B02}^{τ} vektorning yo'nalish chizig'ini o'tkazamiz. Bu vektorlarni yo'nalishi birinchi tenglamadagi mulohazalardan foydalanib o'tkaziladi. a_{BA}^{τ} va a_{B02}^{τ} vektorlarning yo'nalish chiziqlari kesishgan nuqtada biz izlagan b nuqta yotadi. S_2 va S_3 nuqtalarning tezlanishlar planidagi holati tezliklar plani qurishda yuritilgan mulohazalardan foydalanib topiladi.

Tezlanishlar planidan quyidagi noma'lumlarni aniqlaymiz:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a^{m/c^2}; \quad a_{B02} = a_B; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BOc}^{\tau}}{l_{B02}} \frac{1}{c^2}.$$

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

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

$$a_{B02}^{\tau} = \tau_{B02} \cdot \mu_a^{m/c^2}; \quad \varepsilon_2 = \frac{a_{BA}}{l_{AB}} \frac{1}{c^2};$$

$\pi b, \tau_{ea}, a_{\theta}, \tau_{B02}, \pi_{S_2}, \pi_{S_3}$ lar bevosita chizmadan o'lchab olinadi. ε_2 va ε_3 lar ikkinchi va uchinchi zvenolarning burchak tezlanishlari bo'lib, ularning yo'nalishi τ_{ea} va τ_{B02} vektorlarni xayolan V nuqtaga qo'yish orqali aniqlanadi. Bu urinma tezlanish vektorlari qaysi tomonga yo'nalsa burchak tezlanishlari ham usha tomonga yo'naladi.

Nazorat savollari

Mexanizmlarni necha usulda kinematik tahlil qilinadi.

Analitik tahlil qilishning afzalik tomoni nimada.

MAVZU 7

Mexanizmlar dinamikasi. Kinetostatika.

Reja:

1. Mexanizmlarga ta'sir qiluvchi kuchlar
2. Mashina agregatining harakat tenglamasi. harakat davrlari

3. Mexanizmlarni kinetostatik tahlil qilish

4. Muvozanatlovchi kuchni aniqlash

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

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

1. Harakatlantiruvchi kuchlar – bu kuchlarning yo'nalishi tezlik yo'nalishida bo'lib ularning bajargan ishi doimo musbat bo'ladi. Masalan ichki yonuv dvigatelida silindr ichidagi gazning porshenga bosim kuchini xarakterlanuvchi kuch ekanini ko'rsatish mumkin:
2. Foydali qarshilik kuchlari – mashina texnologik jarayonni amalga oshirishda paydo bo'ladigan kuchlar. Masalan metal yoki yog'ochni qirqichda paydo bo'ladigan kuchlarni foydali qarshilik kuchlari deyish mumkin;
3. Zararli qarshilik kuchlari- bu kuchlar mashinaning harakati davomida kinematik juftlar orasidagi ishqalanish kuchlari yoki tashqi muxit ta'sir kuchlaridir (masalan havo, suv va x. k);
4. Og'irlik kuchlari- mashina qismlarining, zvenolarining og'irligidan paydo bo'ladi;
5. Inertsia kuchlari – tezlikning o'zgarishida zvenolarda paydo bo'ladigan kuchlar;
6. Elastiklik kuchlari – bu kuchlar zvenolarning deformatsiyalanishi natijasida vujudga keladi. Masalan prujinaning bajargan ishi.

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

Mashina agregatining harakat tenglamasi. Harakat davrlari

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

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

Sistema uchun quyidagini yozish mumkin:

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

yoki

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_x - W_{\phi\kappa} - W_{3\kappa} - W_u \pm W_G \pm W_9$$

Bu yerda:

W_x - harakatlantiruvchi kuchlarning bajargan ishi;

W_{fk} - foydali qarshilik kuchlarining bajargan ishi;

$W_{z.k}$ - zararli qarshilik kuchlarning bajargan ishi;

W_G - og'irlik kuchlarning bajargan ishi;

W_u - inertsia kuchlarining bajargan ishi;

W_e - elastiklik kuchlarining bajargan ishi.

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

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2} = W_x - W_{\phi\kappa} - W_{z.k}$$

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

Mashina agregatining harakatini uchta asosiy davrga bo'lish mumkin:

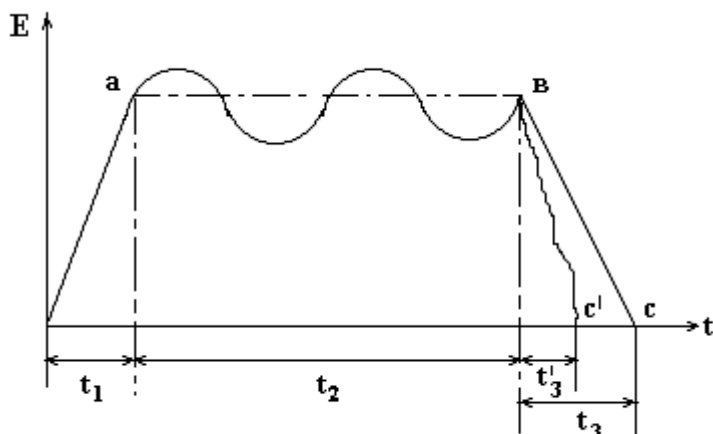
1. Mashinani yurgizib yuborish davri t_1 (0-a) (8.1 – shakl);

2. Mashinaning barqaror ishlash davri t_2 (a-b);

3. Mashinaning to'xtatish davri t_3 (b-s).

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

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



8.1- shakl.

Mashina agregatining harakat tenglamasi quyidagi ko`rinishga keladi:

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = W_x - W_{\phi.K} = W_{3.K}$$

yoki

$$W_x = W_{\phi.K} + W_{3.K} + \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2}$$

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

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

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

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

$$W_x - W_{f.k} - W_{z.k} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_x = W_{f.k} + W_{z.k}$$

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

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

$$\sum_{i=1}^n \frac{m_i V_i^2}{2} = 0 \quad \text{yoki} \quad W_x - W_{f,k} - W_{z,k} = - \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

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

$$W_{z,k} = \sum_{i=1}^n \frac{m_i V_0^2}{2}$$

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

Mexanizmlarni kinetostatik tahlil qilish

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

Quyida mexanizmni kinetostatik tahlil qilishni kirivoship shatunli mexanizm misolida ko'rib chiqamiz. Buning uchun avvalo mexanizmni kinematik sxemasi va shu holatga mos kelgan tezlanishlar planini quramiz. Agar berilgan mexanizm avval kinematik tahlil qilingan bo'lsa, shu tahlildan mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanish plani ko'chirib chiziladi. 8.2 – shaklda krivoship – shatunli mexanizmning kinematik sxemasi va tezlanishlar plani keltirilgan. (8.2 – shakl a,b).

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

Zvenolarning inertsia kuchlari va momentlarini aniqlaymiz:

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

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

$$M_{u2} = -J_{s2} \cdot E_2, H \cdot M$$

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

Zvenolarning og'irlik kuchlarini aniqlaymiz:

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

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

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

G_1 ni 0 nuqtaga, G_2 ni S_2 nuqtaga va G_3 ni B nuqtaga shuningdek P_{u2} ni a_{s2} ga parallel qilib faqat unga qarama qarshi tomonga qaratib S_2 nuqtaga va P_{u3} ni a_B ga parallel

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

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

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

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

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

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

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

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

Kuch masshtabi tanlaymiz:

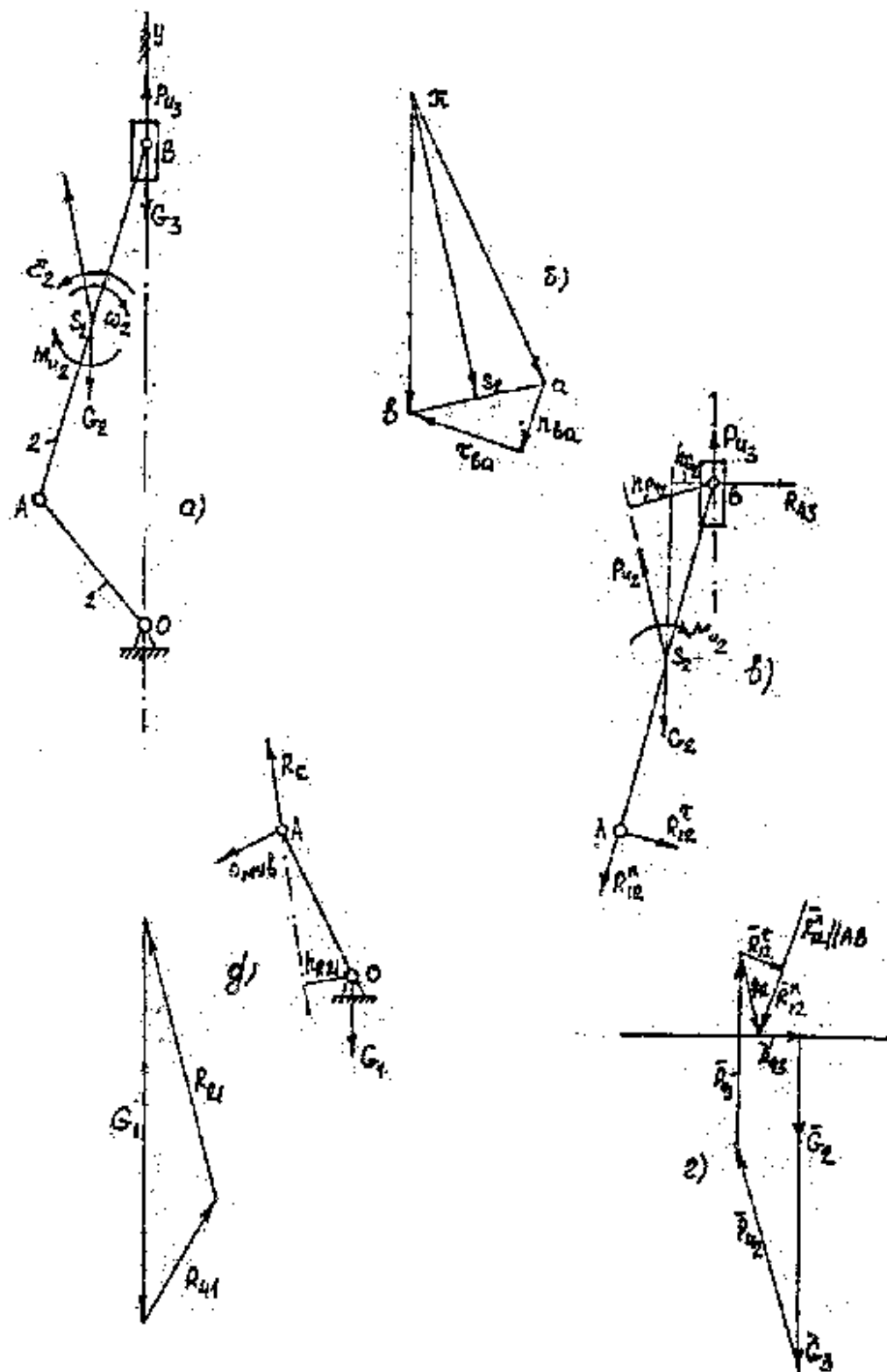
$$\mu_p = \frac{P_{u2}}{\bar{P}_{u2}} \left[\frac{H}{MM} \right]$$

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

Qolgan malum kuchlarning chizmadagi ifodalarini aniqlaymiz:

$$\bar{G}_2 = \frac{G_2}{\mu_p}, MM; \quad \bar{P}_{u3} = \frac{P_{u3}}{\mu_p}, MM;$$

$$\bar{G}_3 = \frac{G_3}{\mu_p}, MM; \quad \bar{R}_{12}^\tau = \frac{R_{12}^\tau}{\mu_p}, MM.$$



Endi yuqoridagi muvozanat shartidagi kuchlar ketma-ketligini saqlagan holda

8.2-shakl.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

G_1 - kuchning chizmadagi ifodasini topamiz:

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

$\bar{R}_{21}$ va $\bar{G}_1$ kuchlarni chizmadagi ifodalarini yo'nalishlarini saqlagan holda qo'yamiz (3.2 –shakl d). Oxirgi $\bar{R}_{41}$ kuch bu ko'pburchakning yopuvchisi bo'lishi kerak, shuning uchun

$\bar{G}_1$ ning oxirini $\bar{R}_{21}$ ning boshi bilan tutashtiramiz va $\bar{R}_{41}$ ni chizmadagi kattaligini hosil qilamiz. Uning haqiqiy kattaligini quyidagicha topamiz:

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

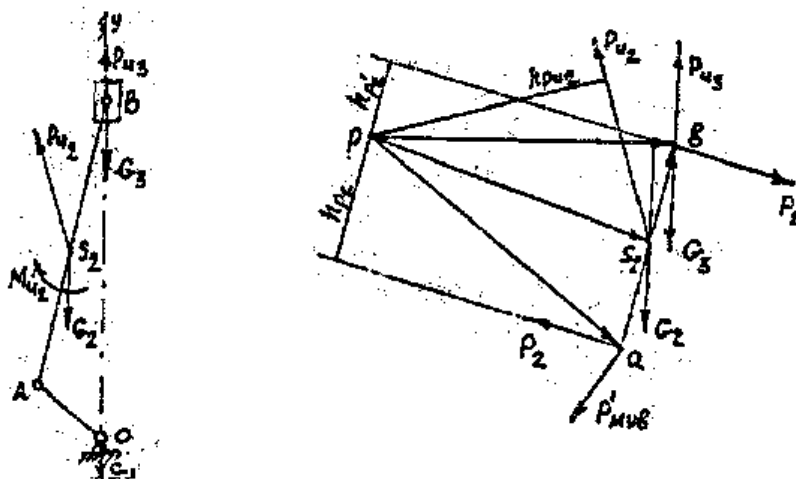
Muvozanatlovchi kuchni aniqlash

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

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

$$P_{\text{mvg}} = \frac{R_u \cdot h_{R21}}{OA}, H$$

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



Muvozanatlovchi kuchni mexanizmni kinetostatik tahlil qilmasdan ham aniqlash

8.3-shakl.

mumkin, ya'ni mexanizm kinematik juftlaridagi tayanch reaksiya kuchlarini aniqlamasdan ham muvozanatlovchi kuchni topish mumkin. Buni birinchi marta rus professori N. E. Jo'qovskiy tomonidan taklif qilingan bo'lib, "Jo'qovskiy usuli" deb ataladi. Bu usulda muvozanatlovchi kuchni topish uchun 90° ga burilgan tezlik plani quriladi, mos nuqtalarga mos tashqi va inertsia kuchlari qo'yiladi. Zvenoning inertsia momenti ikkita kuchga ya'ni juftga ajratiladi va

zvenoning tezliklar planidagi ikkita nuqtasiga qo'yiladi (8.3 shakl). A nuqtaga Ra ga perpendikulyar qilib

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

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

Bu munosabatdan R_{muv}^1 hisoblab topiladi:

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

Barcha kuchlarning yelkalari bevosita chizmadan o'lchab olinadi.

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

$$\Delta = \frac{P_{\text{mye}} - P_{\text{mye}}'}{P_{\text{mye}}} \cdot 100\%$$

Nazorat savollari

Kineostatik tahlil qilish deganda nilalni tahlil qilinadi.

Mehanizmni muvozanatlovchi kuchlarini kimlar tomonidan o'rganilgan.

Mavzu 8

Mushtchali mexanizmlar. Mushtchali mexanizmlarni tahlil qilish va loyihalash

Reja:

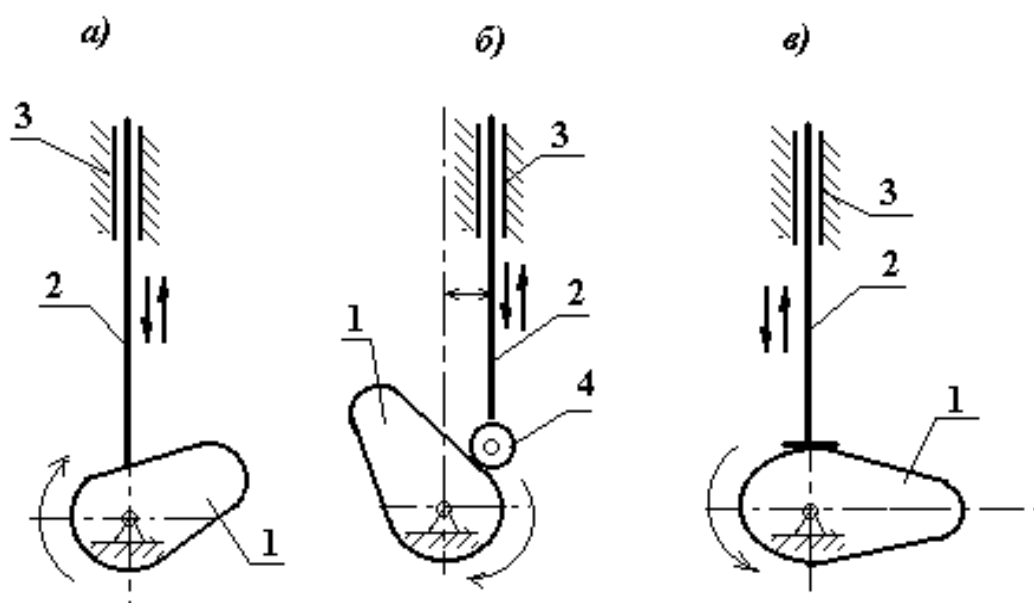
1. Mushtchali mexanizmlarni turlari
2. Mushtchali mexanizmlar tahlil qilish.
- 3.. Mushtchali mexanizmlar loyixalash

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

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

Turtgichning qaytar harakati ma'lum bir kuch (prujina) yordamida amalga oshiriladi.

Bu kuchning kattaligi mexanizmning ishlash tartibiga, Quvvatiga qarab belgilanadi.



9.1 – shakl.

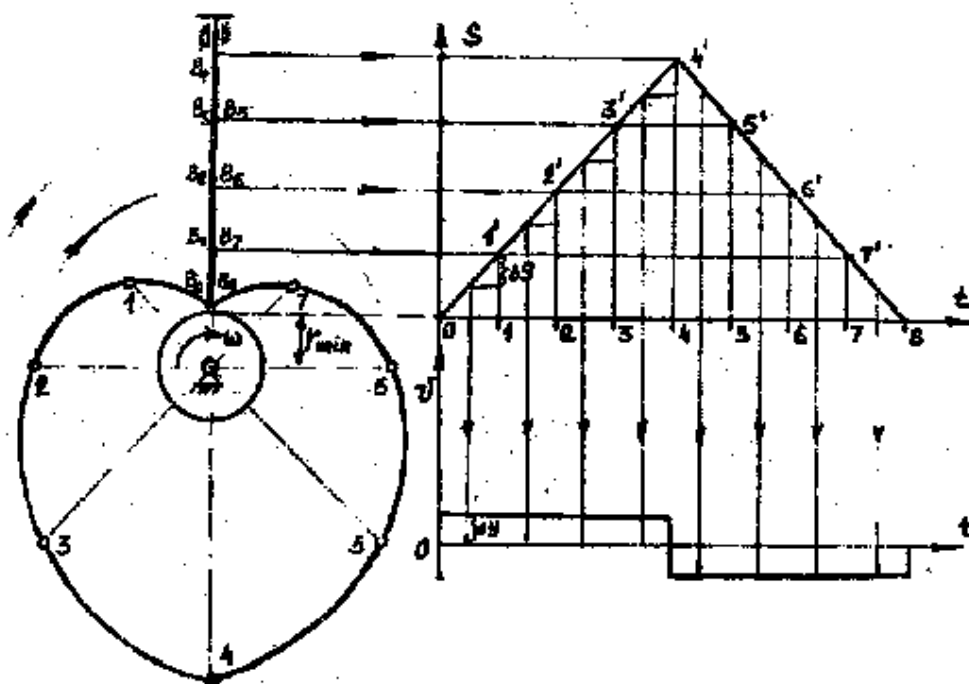
Turtgichning mushtchagacha tegib turgan uchi ignasimon tarelkasimon yoki rolikli bo`lishi mumkin. Katta quvvatli mexanizmlarda uchi ignasimon turtgich ishlatib bo`lmaydi, chunki mushtcha sirti tez yeyilishi mumkin.

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

Mushtchali mexanizmدا asosan, mushtcha yetakchi zveno vazifasini bajaradi, lekin ba`zan turtgich ham yetakchi zveno bo`lishi mumkin. Qaysi zveno yetakchi bo`lishidan qat`iy nazar mushtchali mexanizmlarning tahlili va loyihasi bir xil bo`ladi.

Mexanizmni tahlil qilishda uning o`lchamlari va yetakchi zvenoning harakat qonuniyati berilgan bo`ladi va qolgan zvenolarining kinematik harakateristkalarini topish talab etiladi. Loyihalashda esa berilgan harakat qonuniyatining bajarilishini ta`minlay oladigan mushtcha profili tuziladi. Loyiha kinematik yoki dinamik bo`lishi mumkin. Dinamik loyiha asolsan, tezyurar va aniqligi yuqori mushtchali mexanizmlar uchun bajariladi.

Quyida turtgichi o`tkir uchli aksial mushtchali mexanizmni tahlil qilish va loyihalashni ko`rib chiqamiz.



9.2-shakl.

Tahlil qilish.

Buning uchun berilgan mexanizmni chizma tekisligiga qarab biror masshtabda turtgichning eng pastga tushgan holati, ya'ni turtgich uchi mushtchaning minimal radiusiga tegib turgan holati uchun kinematik sxema chizib olinadi (9.2 shakl,a). So'ngra mushtcha biror bir burchak tezlik bilan aylantirilsa, turtgich ilgarilanma-qaytar harakatda bo'ladi.

Turtgichning yo'l diagrammasini hosil qilish uchun mushtcha profili bir necha teng bo'lakka bo'lib olinadi. Buning uchun mushtcha minimal radius $r_{\min}$ bilan aylana chizib uni teng bo'laklarga bo'lish kifoya. Aytaylik bu aylana aylanish yo'nalishida sekin-asta bo'lingan burchakka burilganda turtgichning B_0 nuqtasi B_1 vaziyatni olganini ko'ramiz.

Keyingi burchakka burganimizda B_2 holatni oladi. Shu tariqa mushtcha bir to'liq aylanganida turtgich bir marta yuqoriga ko'tarilib qaytib tushadi va $B_0, B_1, B_2, \dots, B_8$ holatlarni sanab o'tadi.

B nuqtani ko'ndalangiga chizish uchun $S0t$ koordinata o'qlarini olib $0s$ tomonini mushtcha profili bo'lgan teng bo'laklarga, ya'ni 8 bo'lakka bo'lib, $0S$ koordinatalar o'qiga V nuqtaning holatlarini ko'chirib o'tamiz.

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

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

1. Ordinatalarni orttirish usuli:
2. Urinmalar usuli:
3. Vatarlar usuli.

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

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

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

$$\Delta = m \cdot K_t [c] \qquad K_t = \frac{T}{L}$$

Bu yerda K_t vaqt masshtabi, m vaziyatlar o'rtasidagi masofa mm, T – davr,
 L – absissa o'qida olingan masofa.

Ikki oraliq orasidagi o'rtacha tezlik quyidagicha topiladi:

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

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

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

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

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

$Y_{\max}$ - turtgichning chizmadagi maksimal yo'li:

u holda o'rtacha tezlik:

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

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

bog'liq ekanligi kelib chiqadi. Shuning uchun hamma intervallarda ordinatalar farqi $\Delta Y_{01}, \Delta Y_{12}, \dots, \Delta Y_{78}$, larni olib, ular o'rtacha tezlikni berishini e'tiborga olib, yo'l diagrammasi ostidan tezlik diagrammasi uchun koordinata o'qi o'tkazamiz. Bu koordinata o'qida yo'l diagrammasidagi intervallar o'rtalariga to'g'ri keluvchi vertikal chiziqlar chiqarib, bu chiziqlarga tegishli ordinata

orttirmalari ΔV larni qo'yamiz. Hosil bo'lgan $1^{11}, 2^{11}, 3^{11}, \dots, 8^{11}$ nuqtalarni o'zaro tutashtirsak tezlik diagrammasini hosil qilamiz.

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

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

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

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

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

Bunda tezlik masshtabi quyidagicha topiladi:

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

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

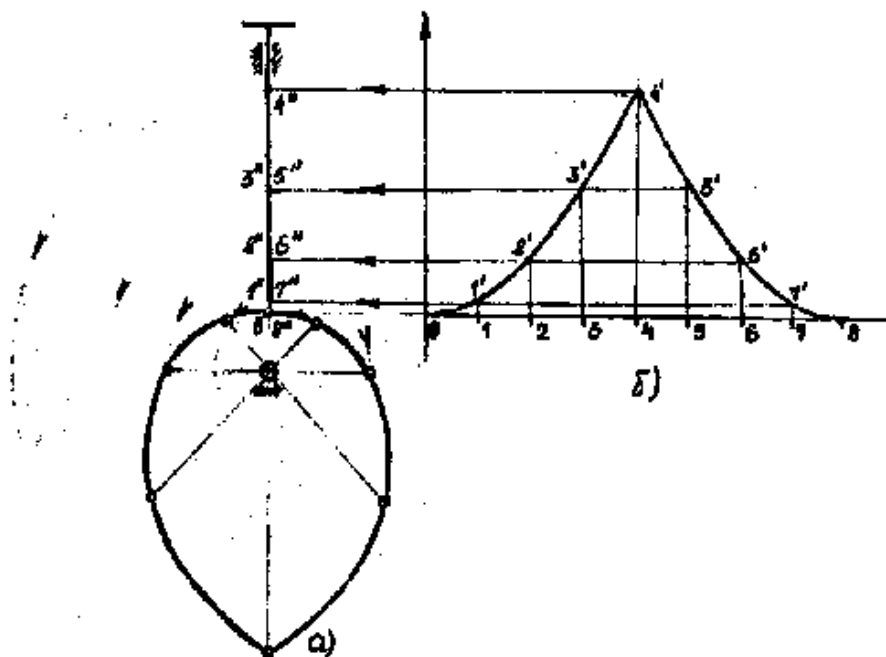
Tezlanish masshtabi quyidagicha topiladi.

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

Loyihalash.

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

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



9.3-shakl.

Yuqorida yoʻl diagrammasidan mushtcha profilini hosil qilishda qurishlar maʼlum bir masshtabda amalga oshiriladi.

Materiallar qarshiligi

Ma'ruza. 9

Materiallar qarshiligi.Kirish. Asosiy tushunchalar. Cho'zilish va siqilish.

Reja:

1. Fanning vazifasi va roli.
2. Fanning rivojlanish tarixi.
3. Brus ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan bo'ylama kuch.
4. Bo'ylama kuchni aniqlash.
5. Sterjen ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan normal kuchlanish.
6. Cho'zilgan siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti.
7. Mustahkamlik shartidan kelib chiqqan uch xil masala.

Adabiyotlar:1,2,3,4,5

Tayanch iboralar: bo'ylama kuch, normal kuchlanish, ko'ndalang kesim, mustahkamlik sharti, ruxsat etilgan normal kuchlanish.

Adabiyotlar: 1, 2, 3, 4, 5,

Tayanch iboralar: Mustahkamlik, bikrlilik,ustivorlik, mashina, inshoot, konstro'qsiya elementlari.

1.1. Har qanday mashina yoki inshootga nisbatan turlicha talablar qo'yiladi. Mashina va inshootlar qo'yilgan yo'qlar ta'sirida chidamli bo'lishi, ya'ni ishlatish davrining boshidan oxirigacha xavf-xatarsiz ishlashi kerak.

Mashina va inshootlar mustahkam bo'lishi bilan birga, bikr bo'lishi ham zarur, ya'ni konstruksiya yoki ularning ayrim qismlari tashqi kuchlar ta'siridan katta deformasiyalar hosil qilmasligi kerak.

Konstruksiya yoki uning elementlari mustahkamligini yo'qotishdan oldin, shaklini o'zgartirish oqibatida ustivorligini yo'qotish orqasida ham emirilishi mumkin, bunday hollarda konstruksiya o'z ustivorligini yo'qotadi deb atash qabul qilingan. Konstruksiyaning va ularning elementlarini ham mustahkam, ham bikr, ham ustivor qilishning har xil yo'llari bor, ulardan eng asosiysi konstruksiya elementlari ko'ndalang kesimining o'lchamlarini kattalashtirishdir. Biroq har qanday inshoot qurish uchun mehnat ham, material ham eng kam sarf qilinishi lozim, binobarin, injenerlar tegishli hisoblar qilish natijasida loyihaning turli variantlarini tuzadilar va bu variantlar orasidan eng arzonini va yuqorida qo'yilgan uchta asosiy talabga javob beradiganini tanlab oladilar.

Yuqorida bayon qilinganlarga asoslanib, materiallar qarshiligi fanini bunday ta'riflash mumkin: materiallar qarshiligi mashina va inshoot qismlarining mustahkam, bikr va ustivor bo'lishini hisoblashda zarur bulgan zo'riqish va deformasiyalarni aniqlash metodlarini o'rgatuvchi fandır.

1.2. Materiallar qarshiligi fanida mustahkamlik haqida so'z ketar ekan, tarixi albatta fizik, matematik, va astronom Galileo Galeliy (1564-1642) bilan bog'liqdir. Bu olimdan keyin, uning nazariya va qonunlarini rivojlantirib R.Go'q o'zining qonunlarini yaratdi.

XVII asrning oxiri va XIX asr boshlariga kelib sanoat, temir yo'l transporti va gidrotexnik inshootlarning rivojlanishi quruvchilar oldiga yangi muxandislik masalalarini qo'ydi. Bu masalalarni hal qilishda yangi hisoblash usullarini topish kerak bo'ldi. Bu davrda texnik masalalarni echishda ishlatiladigan sodda va qulay bo'lgan grafik usullar rivojlandi.

Bu soxada rus mexanigi I. Kulibin (1733-1818) o'zining bir qancha ixtirolarini e'lon qildi. U Neva daryosiga mo'ljallangan oralig'i 300 metrli arka tipidagi yog'och ko'priknı yaratdi va mexanika qonunlariga asoslanib ko'priknıng loyihasini tayyorladi.

Ekspirimental ishlari bilan materiallar qarshiligi fanining rivojlanishiga katta hissa qo'shgan olimlardan yana biri ferma sterjenlarida zo'riqish kuchlarini taqsimlanish qonuniyatini yaratgan rus muhandisi D.I. Juravskiydir (1821-1891).

Bundan tashqari statik aniqmas sistemalarini hisoblash uchun analitik usullarning rivojlanishiga katta hissa qo'shgan olimlardan A..Lebachevskiy, X.S. Golovin , P.L.Chebeshev va boshqalar.

Materiallar qarshiligi fanining ayrim tarmoqlari bo'yicha, O'zbekistonlik olimlar ham, muammolarni hal qilishda va fanning rivojlanishida o'zlarining hissalarini qo'shdilar. M.T. O'rozboev, X.A.Raxmatulin, V.K.Qobulov, T.R.Rashidov va boshqalar elastiklik nazariyasi inshootlarning tebranishlari nazariyasi ularning zilzilaga turg'unligi, inshootlarni hisoblashda EHM dan foydalanish va boshqa sohalarida samarali ishlar olib borib, yaxshi natijalarga erishdilar.

1.3. Materiallar qarshiligi fani matematika, fizika, nazariy mexanika va boshqa fanlar bilan uzviy bog'liqdir. Ayniqsa bu fan nazariy mexanika faniga ko'p jihatdan o'xshab ketadi. Nazariy mexanika material nuqtalar va material nuqtalar sistemasining harakati hamda ularning muvozanatini tekshiradi. Nuqtalar sistemasining oddiy misoli tariqasida absolyut qattiq jismni olish mumkin. Absolyut qattiq jismga tashqi kuch ta'sir qilganda uning zarrachalari oralig'i, ya'ni jimsning shakl va o'lchamlari o'zgarmaydi. Nazariy mexanika fanining qonun va formulalari deformasiyasi e'tiborga olinmaydigan jismlar uchungina to'g'ridir. Masalan, juda bikr qilib tayyorlangan mexanizm zvenolarining deformasiyalari e'tiborga olinmaganligidan ularning tezlik va tezlanishlari qattiq jismlar mexanikasining qoidalari asosida hisoblanganda ham aniq natijalar chiqadi. Statik aniq balkalarning reaksiyalarini, statik aniq fermalarning sterjenlaridagi zo'riqishlarni topishda shu konstruksiyalarning qismlari bikr bo'lganligi uchun statik

tenglamalardan foydalaniladi. Absolyut qattiq jismlar mustahkamligini va bikrligini hisoblashning hech qanday ma'nosi yo'q, chunki ular deformatsiyalanmasligi va emirilmisligi lozim, bu esa absolyut qattiq jism degan nomning o'zidan ravshan. Shu bilan birga, statikaning ayrim masalalari, chunonchi reaksiya va zo'riqish kuchlarini topish masalasi borki, bunday hollarda jismlar shaklining va o'lchamlarning o'zgarishini hisobga olmay bo'lmaydi. Bunday masalalar statik aniqmas masalalardir.

1.4. Amalda, murakkab shakl konstruktiviyalar bilan ishlashga to'g'ri keladi, lekin ularni alohida sodda elementlardan—bruslar, plastinkalar, qobiqlar va massivlardan tashkil topgan deb hisoblash mumkin.

Brus yoki sterjen ko'ndalang o'lchamlari uzunliklaridan kichik bo'lgan element hisoblanadi.

Plastinka va qobiqlarning qalinligi boshqa o'lchamlaridan juda kichik. Massivlar esa uchala o'lchamlari bir xil bo'lgan jismlar hisoblanadi. Shuni aytib o'tish lozimki, materiallar qarshiligida braslarni hisoblash masalasiga katta o'rin berilgan.

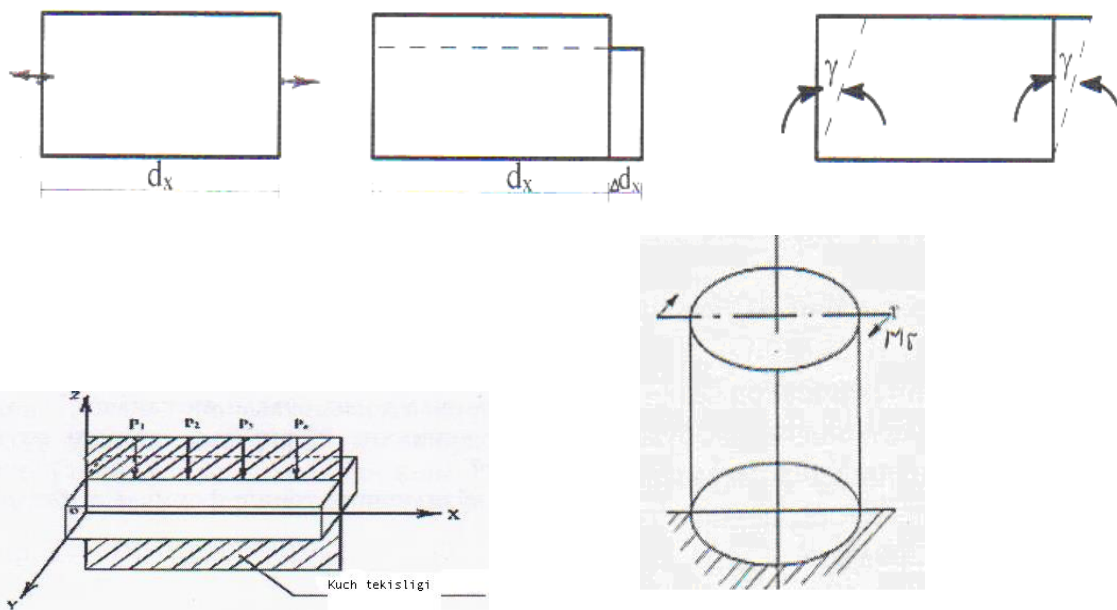
Tashqi kuch ta'sirida jismlar o'z geometrik shaklini ma'lum darajada o'zgartiradi. Jismlarning o'z geometrik shaklini o'zgartirishi deformatsiya deb ataladi.

Agar jismlarda tashqi kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiya kuch olingach yo'qolib ketsa, bunday deformatsiya elastik deformatsiya deyiladi. Agar jismdan tashqi kuch olinganda deformatsiya yo'qolmasa, bunday deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya deb ataladi.

Deformatsiyalar asosan ikki xil—oddiy va murakkab deformatsiyalarga bo'linadi.

Oddiy deformatsiyalar:

- 1) Cho'zilish va siqilish
- 2) Siljish
- 3) Buralish
- 4) Egilish



Rasm 1.4

Murakkab deformatsiyalar deb, oddiy deformatsiyalarning ikkita va undan ortiq birgalikda kelishiga aytiladi.

1.5. Kuchlar tashqi va ichki kuchlarga bo'linadi. Tashqi kuchlar to'plangan va taqsimlangan(yoyilgan) kuchlarga ajratiladi. Ta'sir etish xarakteriga ko'ra statik va dinamik kuchlarga bo'linadi.

Statik kuch shunchalik sekin qo'yiladiki, konstruksiya nuqtalari ko'chishda ularning tezlanishi, binobarin harakat vaqtida paydo bo'ladigan inersiya kuchlarni hisobga olmasa ham bo'ladi yoki boshqacha aytganda qiymati yo'nalishi va qo'yiladigan joylari o'zgarmaydigan yoki sekin va o'zgina o'zgaradigan kuchlarga statik kuch deyiladi.

Dinamik kuch esa vaqt oralig'ida qiymati, yo'nalishi yoki qo'yiladigan joyi tez o'zgarishi bilan xarakterlanadi.

Ta'sir etish muddatiga ko'ra doimiy va vaqtinchalik nagruzkalarga (kuchlarga) bo'linadi.

Konstruksiya elementlarini hisoblash ishlarini osonlashtirish maqsadida material, yo'q va detallarning bir-biriga ta'sir ko'rsatish xarakteriga nisbatan materiallar qarshiligi fanida bazi gipotezalarga (cheklanishlarga) yo'l qo'yiladi. Buning natijasida hisoblash formulalari soddalashadi.

1-gipoteza. Jism materiali yaxlit (g'ovaksiz) deb hisoblanadi.

2-gipoteza. Jism materiali bir jinsli va izotrop deb hisoblanadi.

3-gipoteza. Jism yo'qlanishidan oldin unda boshlang'ich zo'riqish kuchlari bo'lmaydi deb faraz qilinadi.

4-gipoteza. Kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipi.

5-gipoteza. Sen-Venan prinsipi. Jismga qo'yilgan kuchning ta'sir nuqtasidan etarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo'ladigan ichki kuchlar xakteri tashqi kuchning ta'sir xakteriga bog'liq emas.

Konstruksiyalarni hisoblashda bundan tashqari gipotezalar ham mavjud. Bu borada kerak bo'lgan mavzularda ta'kidlanadi.

1.6. Tashqi kuchlar ta'siridan brus deformasiyalanadi va uning kesimlarida ichki kuchlar (kesilgan bo'lak zarrachalarning bir-biriga ko'rsatgan ta'sir kuchlari) hosil bo'ladi, bular, ko'pincha, zo'riqish kuchlari ham deyiladi. Zarrachalar muvozanatini saqlovchi reaksiya kuchlari ichki kuchlar yoki zo'riqish kuchlari deyiladi. Ichki zo'riqish kuchlari xayolan kesish usuli bilan aniqlanadi. Kesimlar metodining mohiyati shundan iboratki, jism fikran tekislik bilan 2 qismga kesiladi. Ulardan istalgan bo'lagi tashlab yuboriladi va o'rniga qoldirilgan qismga kesishga qadar ta'sir etgan ichki kuchlar quyiladi. Qoldirilgan qism tashqi va kesimga quyilgan ichki kuchlar ta'siri ostida muvozanatda turgan mustaqil jism deb qaraladi.

Agar brusning qoldirilgan qismiga ta'sir qilgan hamma kuchlar bir tekislikda bo'lsa, statikaning quyidagi muvozanat tenglamalaridan foydalanish mumkin yoki $\sum y = 0$

Materiallar qarshiligi faninig asosiy tushunchalaridan yana biri kuchlanishlardir. Sterjen ko'ndalang kesimida paydo bo'ladigan kuchlanish lar bilan ichki kuchlar orasida quyidagi bog'lanishlar mavjud.

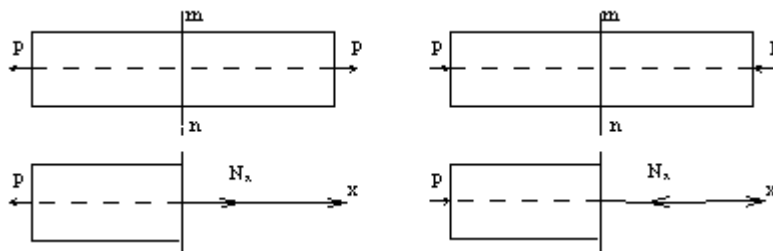
2.1. Cho'zilgan yoki siqilgan to'g'ri bruslarning ko'ndalang kesimlarida faqat bo'ylama zo'riqish kuchlari N hosil bo'ladi. Cho'zilgan yoki siqilgan bruslarning eng oddiy holi rasmda ko'rsatilgan. Ularning ixtiyoriy mn ko'ndalang kesimlaridagi bo'ylama zo'riqish N kuchlarni kesish metodi bilan topilgan. Ulardan birinchisi brusni cho'zadi va kesim yuzasidan tashqariga yo'nalgan. Bunday bo'ylama kuchni musbat va ikkinchisi esa kesim yuzasiga qarab yo'nalgan, uni manfiy hisoblaymiz, ya'ni bunday bo'ylama kuch brusni siqadi. Cho'zuvchi bo'ylama kuchlarni kesimdan tashqariga yo'naltirish va siquvchi bo'ylama kuchlarni kesimga qaratib yo'naltirishni qoida sifatida qabul qilinadi. Ushbu qoida bilan hisoblangan bruslarning ko'ndalang kesimlarida hosil bo'lgan bo'ylama kuchlarning ishoralari manfiy chiqsa, demak bunday bo'ylama kuch biz o'ylagan deformasiyaning teskarisini qo'zg'atadi (bu holda topilgan kuch strelkasi teskari tomonga qo'yiladi).

2.2. Agar brus o'qi bo'ylab, unga bir qancha kuchlar qo'yilgan bo'lsa, uning ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi bo'ylama zo'riqish kuchini topish uchun kesish metodidan foydalaniladi. Shunday qilib, brusning ko'ndalang kesimidagi bo'ylama kuch brusning qoldirilgan qismiga

ta'sir qilgan barcha tashqi kuchlarning brus o'qiga tushirilgan proeksiyalarning algebraik yig'indisiga teng. N ning yo'nalishi brusning qoldirilgan qismiga qo'yilgan barcha kuchlarning brus o'qiga tushirilgan proeksiyalari yig'indisining yo'nalishiga teskari bo'ladi.

Bo'ylama kuch haqida yuqorida keltirilgan qoidani bo'ylama kuchning tugallangan ta'rifi deb qarashdan ko'ra, uning yo'nalishi va miqdorinigina topish uchun berilgan bir metod deb qarash to'g'riroq bo'ladi.

Bo'ylama kuchning aniq ta'rifi shunday bo'ladi: bo'ylama kuch deb brusning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan normal kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisiga aytiladi. Bu ta'rifning matematik ifodasi quyidagi kuzinishda yoziladi.

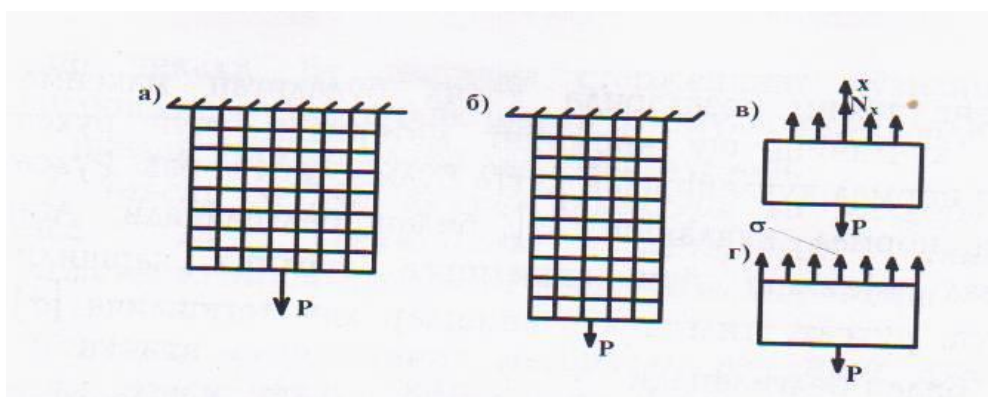


rasm-2.1

2.3. Cho'zilgan yoki siqilgan to'g'ri sterjenlarning ko'ndalang kesimlarida faqat normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Normal kuchlanishlarni aniqlash uchun ularning ko'ndalang kesimi bo'yicha taqsimlanish qonunini bilish lozim. Bu masala Bernulli gipotezasiga asoslanadi. Bernulli gipotezasi mana bunday ta'riflanadi: sterjenning deformasiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga tikligicha qoladi.

Agar to'g'ri sterjenning sirtida shu sterjen o'qiga parallel va perpendikulyar yo'nalgan to'g'ri chiziqlar yordamida to'r chizib, sterjenning erkin uchiga cho'zuvchi statik kuch ta'sir ettirsak, deformasiyadan keyin bu to'r chiziqlarining bir-biriga tikligicha qolganini va faqat ularning oraliqlari o'zgarganini ko'ramiz. Brusning kuch ta'sir ettirilgan uchiga yaqin turgan kesimlar bundan mustasno, chunki bu kesimlarda gorizontaal joylashgan to'g'ri chiziqlar buqiladi, demak, ichki kuchlar kesim yuzasida ahamiyatli emas. Bruslarning kuch ta'sir ettirilgan nuqtadan etarlicha uzoqdagi ko'ndalang kesimlarida bo'ylama zo'riqish kuchlari, demak, normal kuchlanishlar tekis taqsimlangan bo'ladi.

2.4. Endi bu normal kuchlanishlarning qiymatlarini topish uchun kesish metodidan foydalanamiz, ya'ni sterjenni kuchlanishi aniqlanadigan nuqtadan sterjen o'qiga tik tekislik bilan kesib, pastki qismini qoldiramiz.



Rasm 2.4

$$N = \int_F \sigma \cdot dF = \sigma \int_F dF = \sigma F, \quad \sigma = \frac{N}{F}, \quad N = P, \quad \sigma = \frac{P}{F} \quad -$$

cho'zilishdagi normal kuchlanish

2.5. Konstro'qsiya qismlari mustahkam bo'lishi uchun uning xavfli ko'ndalang kesimlarida hosil bo'ladigan maksimal normal kuchlanish ruxsat etilgan normal kuchlanishdan ortib siqilishga har xil qarshilik ko'rsatsa, ruxsat etilgan kuchlanishlar tegishli $[\sigma]_q$ va $[\sigma]_c$ bilan ketmasligi kerak. Ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ bilan belgilanadi. Ruxsat etilgan kuchlanishni topish xaqidagi batafsil ma'lumot keyinroq beriladi. Agar material cho'zilish yoki belgilanadi.

Shunday qilib, cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi.

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

2.6. Bu formula asosida quyidagi uch xil masalani hal qilish mumkin:

I. Mustahkamligini tekshirish; bu quyidagi formula asosida bajariladi.

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

Agar sterjenga ta'sir ettirilgan cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlar va sterjenning ko'ndalang kesim o'lchamlari ma'lum bo'lsa, shu ko'ndalang kesimdagi maksimal normal kuchlanishni aniqlash va uni ruxsat etilgan kuchlanish bilan solishtirib ko'rish mumkin. Ular orasidagi farq 5% bo'lishi kerak. Agar 5%dan ortiq bo'lsa, sterjen ortiqcha kuchlanishga qarshilik kursatib, xavfli holatda bo'ladi. Agar 5% dan kam bo'lsa, sterjen materialidan to'liq foydalanmagan bo'lamiz.

II. Ko'ndalang kesim o'lchamlarini tanlash.

$$F \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}$$

Agar sterjenga ta'sir ettirilgan kuchlar va sterjen materiali ma'lum bo'lsa, sterjen ko'ndalang kesimining xavfsiz o'lchamlarini topish mumkin.

III. Sterjen ko'tara oladigan kuchni topish.

$$N_{\max} \leq F[\sigma]$$

Agar sterjenning ko'ndalang kesim o'lchamlari va uning materiali ma'lum bo'lsa, uning ko'tarishi mumkin bo'lgan kuchini topish mumkin:

N a z o r a t s a v o l l a r i :

N a z o r a t s a v o l l a r i :

1. Qanday deformasiya elastik va qanday deformasiya plastik deb ataladi?
2. Qanday ikki xil deformasiyani bilasiz?
3. Brus va sterjen nima?
4. Qanday kesim ko'ndalang kesim deb ataladi?
5. Kesimning ma'lum nuqtasidagi kuchlanish nima?
6. Qanday kuchlanish normal va qanday kuchlanish urinma deb ataladi?

Qanday gipotezalarni bilasiz?

Qanday yo'qlar statik yo'qlar deb ataladi?

Qanday yo'qlar dinamik yo'qlar deb ataladi?

Kuchlanish nima va u qanday o'lchanadi?

Tekis kesim gipotezasi nimadan iborat?

Markaziy cho'zilish va siqilish deformasiyasi qaysi holda hosil bo'ladi?

Cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning istalgan kesimlaridagi bo'ylama kuchlar qanday topiladi?

Ma'ruza. 10
Tekis kuchlanish holati.

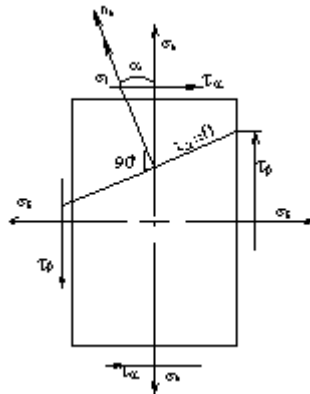
Reja:

1. Tekis kuchlanish holatidagi kuchlanishlar.
2. Kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari.
3. O'zaro tik yuzalardagi kuchlanishlar.
4. Bosh kuchlanishlarni aniqlash.
5. Bosh kuchlanishlarning yo'nalishi.

Adabiyotlar: 1.2.3,4,5

Tayanch iboralar: bosh kuchlanish, bosh yuza, urinma kuchlanish.

8.1. Tekis kuchlanish holatida bo'lgan sterjen materialining mustaxkamligini tekshirishda sterjendagi eng katta normal va urinma kuchlanishlarning qiymatlarini topish zarur bo'ladi.



Rasm 8.1

Yon tomonlariga bosh kuchlanishlar ta'sir qilgan to'g'ri burchakli parallelepiped berilgan bo'lsin. Bu parallelepipeddan tashqi normali N bo'lgan biror a -a kesimini ko'rib chiqamiz. Bu tashqi normal σ_1 kuchlanish yo'nalishi bilan α va σ_2 kuchlanish yo'nalishi bilan $\beta = 90^\circ + \alpha$ burchaklarni hosil qiladi. Bu burchaklar bir-biridan 90° farq qiladi. Bu kuchlanishlarning har bir bosh σ_1 va σ_2 kuchlanishlarga bog'liqdir. Ularning miqdorlarini har qaysi bosh kuchlanishning ta'siridan hosil bo'lgan natijalarni qo'shish yo'li bilan formulalardan foydalanib aniqlaymiz:

$\sigma = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha$; Bunda α va β qiya yuza normalining σ_1 va σ_2 kuchlanishlari yo'nalishlari bilan hosil qilgan burchaklari: $\beta = 90^\circ + \alpha$ bo'lganligidan $\cos \alpha = \cos(90^\circ + \alpha) = -\sin \alpha$ va $\cos^2 \beta = \sin^2 \alpha$ bo'ladi.

Bundan: $\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha$ kelib chiqadi.

Formuladan foydalanib, qiya yuzaga ta'sir qilgan urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\beta;$$

$$\sin 2\beta = \sin(180^\circ + 2\alpha) = -\sin 2\alpha$$

bo'lganidan:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha$$

bo'ladi.

8.2. Bu kuchlanishlarning yo'nalishlari rasmda strelkalar bilan ko'rsatilgan. α burchakning hamma vaqt eng katta bosh σ_1 kuchlanish yo'nalishlaridan boshlab hisoblanishi esdan chiqmasligi kerak.

Yuqoridagi formulaga binoan, eng katta normal kuchlanish $\cos \alpha = 1$ ya'ni $\alpha = 0$ bo'lganda vujudga keladi:

$$\sigma_{\alpha=0} = \sigma_{\max} = \sigma_1.$$

Eng kichik normal kuchlanish $\sin \alpha = 1$, ya'ni $\alpha = 90^\circ$ bo'lganda vujudga kelishini ko'rish qiyin emas:

$$\sigma_{\alpha=90^\circ} = \sigma_{\min} = \sigma_2.$$

Endi formulalardagi σ_2 ning o'rniga, σ_3 kuchlanishni olamiz, u holda yuqoridagi formulalar shu ravishda yoziladi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha,$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha.$$

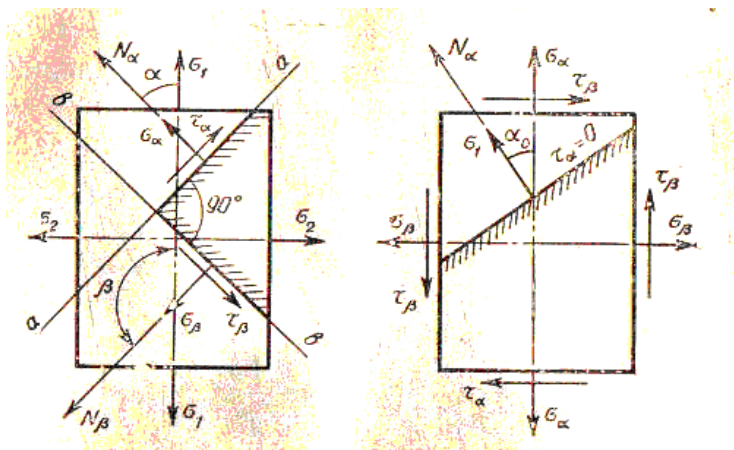
Shunday qilib, normal kuchlanishlarning ekstremial qiymatlari parallelepiped o'qlariga parallel va tik yuzalarda hosil bo'ladi, ularning miqdorlari shu yuzalarga ta'sir qilgan bosh σ_1 ba σ_3 kuchlanishlarga tengdir.

Yuqoridagi formulaga binoan eng katta urinma kuchlanish $\sin 2\alpha = 1$, $\alpha = 45^\circ$, bo'lganda vujudga keladi:

$$\tau_{\max} = \tau_{\alpha=45^\circ} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}.$$

Demak, maksimal urinma kuchlanish tashqi normali eng katta bosh kuchlanish bilan 45° burchak tashkil qilgan qiya yuzalarda vujudga keladi va bosh kuchlanishlar ayirmasining yarimiga teng bo'ladi.

8.3. Tashqi normali Na bo'lgan a-a qiya yuza uchun chiqarilgan formulalardan foydalanib, bu yuzaga tik va normali Nb bo'lgan b-b qiya yuza uchun ham kuchlanishlarni topish mumkin.



Rasm-8,3

Bu yuzalar bir-biriga tik bo'lganligidan $\beta = 90^\circ + \alpha$ bo'ladi.

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_3 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2 (90^\circ + \alpha) + \sigma_3 \sin^2 (90^\circ + \alpha),$$

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_3 \cos^2 \alpha$$

bo'ladi.

formulaga muvofiq urinma kuchlanishni topamiz:

$$\tau_{\beta} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\beta = -\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha$$

formulalarni hadlab qo'shsak,

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta} = \sigma_1 + \sigma_3 = \text{const}$$

kelib chiqadi.

Demak, o'zaro tik ikki yuzadagi normal kuchlanishlarning yig'indisiga teng bo'lib, o'zgarmas miqdordir.

Endi, formulalarni solishtirib quyidagi ifodani chiqaramiz:

$$\tau_{\beta} = -\tau_{\alpha}$$

Binobarin, o'zaro tik ikki yuzaning urinma kuchlanishlari bir-biriga teng bo'lib, yo'nalishlari qarama-qarshidir.

Xulosa: agar yuzada urinma kuchlanish paydo bo'lsa, unga tik yuzada ham birinchi yuzadagi urinma kuchlanishlarga teng va teskari yo'nalgan urinma kuchlanish hosil bo'lishi kerak. Bu xulosaga urinma kuchlanishning juftlik qonuni deyiladi.

8.4. Nihoyat formulani hadlab ayirsak,

$$\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta} = (\sigma_1 - \sigma_3) \cos 2\alpha$$

kelib chiqadi. Bu formula bosh kuchlanishlarni topishda kerak bo'ladi.

Endi teskari masalani ko'rib chiqaylik. Palallelepipedning tomonlariga normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qilsin. Bosh kuchlanishlarning miqdor va yo'nalishlarini, demak bosh yuzalar yo'nalishlarini aniqlash kerak. Buning uchun $\sigma_{\alpha} > \sigma_{\beta}$ deb faraz qilaylik. Bu masalani echish uchun α burchakni yo'qotib, quyidagi ifodani hosil qilamiz.

$$(\sigma_1 - \sigma_3)^2 = (\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta})^2 + 4\tau_{\alpha}^2,$$

bundan

$$\sigma_1 - \sigma_3 = \pm \sqrt{(\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta})^2 + 4\tau_{\alpha}^2}$$

kelib chiqadi.

Hosil bo'lgan ifoda bilan ifodani hadlab qo'shsak va ayirsak, bosh σ_1 σ_2 normal kuchlanishlar kelib chiqadi:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta})^2 + 4\tau_{\alpha}^2} \\ \sigma_3 &= \frac{\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta})^2 + 4\tau_{\alpha}^2}\end{aligned}$$

Bunda σ_1 - eng katta bosh kuchlanish.

8.5. formula bilan formuladan $\sin 2\alpha$, $\cos 2\alpha$ larni topib, ularni bir-biriga bo'lsak bosh yuzalarning yo'nalishlarni aniqlash formulasi kelib chiqadi.

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{\alpha}}{\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta}}$$

Bunda α_0 bosh yuza normalining σ_{α} kuchlanish yo'nalishi bilan hosil qilingan burchagi. Bu hol teskari masala bo'lganligidan tenglamaning o'ng oldiga minus ishorasi qo'yiladi. Formuladan o'zaro 90° farq qiluvchi ikkita burchakning qiymatlari topiladi. Ulardan biri eng katta bosh σ_1 kuchlanishni, ikkinchisi esa bosh σ_3 kuchlanish ta'sir qilgan yuzalarning yo'nalishlarini ko'rsatadi.

N a z o r a t s a v o l l a r i :

1. Urinma kuchlanishning juftlik qonuni nimadan iborat?
2. O'zaro ikki tik yuzadagi normal kuchlanishlarning yig'indisi nimaga teng?
3. Hajmiy va tekis kuchlangan sterjenlarning defomasiyalari qanday topiladi?
4. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar nima? Bosh yuzalar bir-biriga nisbatan qanday yo'nalgan bo'ladi?
5. Bosh yuzalarda urinma kuchlanishlarning qiymati nimaga teng?
6. Bosh normal kuchlanishlarning formulasini chiqaring. Bosh yuzalarning yo'nalishlari qanday formuladan aniqlanadi?

Ma'ruza.11 Siljish. Sof siljish.

Reja:

1. Sof siljish haqida tushuncha.
2. Sof siljishdagi Go'q qonuni.
3. Siljishdagi va cho'zilishdagi elastik moduli bilan Puasson koeffisienti orasidagi bog'lanish.

4. Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanish.
5. Siljishdagi potensial energiya.

Adabiyotlar:

Tayanch iboralar: siljish, elastiklik moduli, urinma kuchlanish.

10.1. Agar sterjendan ma'lum qiyalikdagi tekisliklar bilan kesib ajratilgan kubning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilsa, kubning bunday tekis kuchlanish holati sof siljish deyiladi.

Quyidagi xususiy holni tekshiramiz. Tekis kuchlanish holatida bo'lgan sterjendan bir elemaentar kub ajratamiz. Bu kubning tomonlari bosh yuzalar bo'lib, bu yuzalarga cho'zuvchi va siquvchi bosh normal kuchlanishlar ta'sir qilgan deylik, ya'ni $\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma$ bo'lsin. Biz o'tgan paragraflarning birida eng katta urinma kuchlar bosh yuzalar bilan 45° va 135° burchak hosil qilgan yuzalarda vujudga kelishini aytib o'tgan edik.

Tekshirilayotgan xususiy hol uchun bu xildagi yuzalarda bo'ladigan urinma va normal kuchlanishlar formulalardan topiladi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{\sigma - (-\sigma)}{2} = \sigma.$$

Demak,

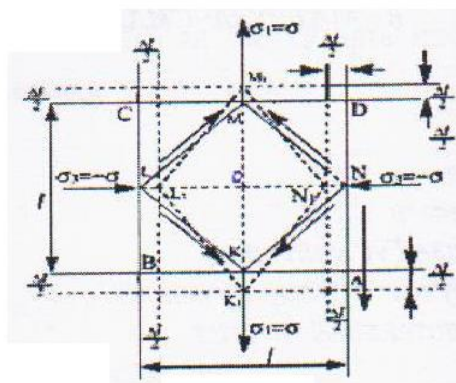
$$\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma = \tau$$

bo'ladi, normal kuchlanishlar esa quyidagicha topiladi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 45^\circ + \sigma_3 \sin^2 45^\circ = \sigma \left(\sqrt{\frac{2}{2}} \right)^2 + (-\sigma) \left(\sqrt{\frac{2}{2}} \right)^2 = 0,$$

$$\sigma_\beta = \sigma \cos^2 135^\circ + (-\sigma \sin^2 135^\circ) = \sigma \frac{1}{2} - \sigma \frac{1}{2} = 0.$$

Shunday qilib, biz tekshirayotgan xususiy holda sterjendan ajratilgan kubning bosh yuzlari bilan 45° burchak hosil qilgan MLKN elementning tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilar edi. Demak, bu element sof siljish holatida bo'ladi. Natijada sof siljish holati tekis kuchlanish holatining xususiy xolati bo'lib chiqdi.



Rasm 10.1

10.2. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjenlarning qiya yuzlarida urnma kuchlanishlar vujudga kelganligidan, ularda siljish deformasiyasi orasida biror bog'lanish bor degan xulosaga kelamiz. Yuqorida tekshirilgan kubning AD,BC tomonlari bosh kuchlanishlar ta'siridan cho'ziladi. AB,CD tomonlari esa bosh kuchlanishlar ta'sirida siqiladi. Ularning absolyut cho'zilish yoki siqilishlari absolyut qiymat jixatidan teng bo'ladi.

$$\Delta l = \varepsilon_1 l = |\varepsilon_2 l|.$$

KLMN element siljib, $K_1L_1M_1N_1$ romb shaklini oladi. Deformasiyadan ilgari KLM o'tmas burchakka aylanadi; bu burchaklarning ayirmasi siljish burchagi γ bo'ladi.

$$\varepsilon_1 = \frac{\gamma}{2}$$

Tekshirilayotgan hol tekis kuchlanish holati bo'lganligidan nisbiy cho'zilish bilan bosh kuchlanishlar orasidagi bog'lanishni umumlashgan Go'q qonunidan topishimiz mumkin:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_3) = \frac{1}{E}[\sigma - \mu(-\sigma)] = \frac{1+\mu}{E}\sigma$$

Endi formulalardan bir-biriga taqqoslab quyidagini hosil qilamiz:

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

Sof siljishda kubning tomoniga ta'sir qilgan urinma kuchlanish formulaga asosan, bosh normal kuchlanishga teng ekanligini ko'rgan edik, shu sababli, bog'lanishni quyidagi tarzda ifodalash mumkin:

$$\frac{\gamma}{2} = \frac{\tau}{E}(1+\mu) \quad \text{ёки} \quad \tau = \frac{E}{2(1+\mu)} \cdot \gamma$$

Agar formulaning o'ng tomonidagi γ oldiga yozilgan o'zgarmas miqdorni G bilan belgilasak, formulani quyidagicha yozish mumkin bo'ladi:

$$\tau = G\gamma,$$

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

10.3. Bu formuladagi G siljishdagi elastiklik moduli yoki ikkinchi tartibli elastiklik moduli deb ataladi.

Bu formula esa siljishdagi elastiklik moduli bilan cho'zilish yoki siqilishdagi elastiklik modullari hamda Puasson koeffisienti orasidagi bog'lanishlarni ko'rsatadi. Ba'zan bu formula uchta o'zgarmas miqdor orasidagi matematik bog'lanish deb ataladi. Biror materialning Puasson koeffisientiga qarab, G bilan E orasidagi son qiymat ham o'zgaradi: agar

$$\mu = \frac{1}{4} \quad \text{bo'lsa} \quad G = \frac{2}{5}E \quad \text{agar} \quad \mu = \frac{1}{8} \quad \text{bo'lsa,} \quad G = \frac{3}{8}E \quad \text{bo'ladi.}$$

10.4. Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash cho'zilish yoki siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishni tanlashga qaraganda murakkabroqdir.

Murakkab kuchlanish sinovini mexanik laboratoriyalarda o'tkazib bo'lmaydi, shuning uchun siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanish Mustahkamlik nazariyalari asosida aniqlanadi.

Siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish Mustahkamlikning ikkinchisi, uchinchi va to'rtinchi nazariyalar asosida topiladi.

Ikkinchi nazariyaga muvofiq:

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

Agar po'lat uchun $\mu = 0,3$ deb olsak, u holda siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish:

$$[\tau] \cong 0,77[\sigma]$$

bo'ladi.

Uchinchi nazariyaga ko'ra :

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

bo'ladi.

$$[\tau] = 0,57[\sigma]$$

10.5. Sof siljish deformasiyasi tekis kuchlanish holatining xususiy holi bo'lganligidan uni deformasiyaning tekis kuchlanish holati uchun chiqarilgan solishtirma potensial formulasi, ya'ni yuqoridagi formula asosida yozamiz. Biz tekshirayotgan hol uchun $\sigma_2 = 0$ bo'lganidan bu formula shunday yoziladi

$$a = \frac{1}{2E} (\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - 2\mu\sigma_1\sigma_3)$$

Bosh kuchlanishlar : $\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma = \tau$ ni formulaga qo'ysak

$$a = \frac{\tau^2}{E} (1 + \mu)$$

hosil bo'ladi Bu formulaga ko'ra, $\frac{1 + \mu}{E} = \frac{1}{2G}$ bo'lganligi uchun formula quyidagicha ifodalanadi:

$$a = \frac{\tau^2}{2G}$$

Sof siljishdagi Go'q qonuniga asosan, siljishdagi solishtirma potensial energiyaning qiymati quyidagicha yoziladi.

$$a = \frac{1}{2} G \gamma^2$$

Demak, siljishdagi deformasiyaning solishtirma potensial energiyasi urinma kuchlanishning yoki nisbiy deformasiyaning kvadrat funksiyasidir.

N a z o r a t s a v o l l a r i :

1. Qanday kuchlanish holati sof siljish deyiladi?
2. Tekis kuchlanish holati bilan sof siljish orasida qanday matematik bog'lanishlar bor?
3. Siljishdagi Go'q qonuni qanday ifodalanadi?
4. E va G elastiklik modullari orasida qanday matematik bog'lanishlar bor?
5. Siljishdagi ruxsat etilgan kuchlanishlar bilan cho'zilish yoki siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishlar orasida qanday bog'lanish bor?
6. Qanday deformasiya ezilish deb aytiladi?

Ma'ruza.12

Buralish.

Reja:

1. Asosiy tushuncha.
2. Burovchi moment epyurasini chizish.
3. Burovchi momentni quvvat orqali ifodalash.
4. Qabul qilinadigan gipotezalar.

Adabiyotlar:1.2.3.4.5

13.1. Silindrik sterjenning bir uchini mahkamlab, ikkinchi uchining

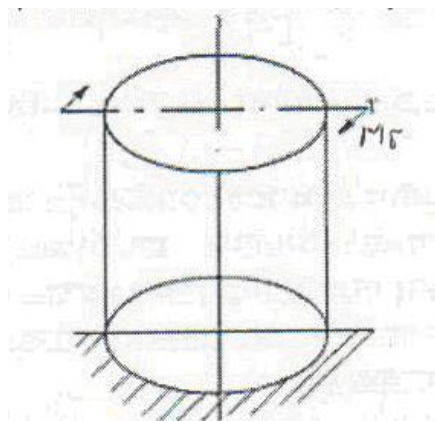
ko'ndalang kesimiga juft kuch ta'sir ettirilsa, sterjen buraladi: uning ko'ndalang kesimlari mahkamlangan kesimga nisbatan aylanadi. Ta'sir ettirilgan juft kuch momentini burovchi moment bo'ladi. Buralgan sterjenning istalgan kesimidagi burovchi momentni topishda kesish metodidan foydalaniladi.

Sterjen biror kesimining bir tomonidagi qolgan tashqi momenlar algebraik yig'indisi shu kesimdagi burovchi moment deb ataladi.

Slindrik sterjen buralishga ishlasa, bunday sterjen val deyiladi.

Valning mustahkamligini tekshirish uning xavfli kesimini topish uchun burovchi momentning o'zgarishini ifodalovchi grafik chizish kerak. Agar sterjenning o'qi bo'ylab ko'ndalang kesim yuzi o'zgarmas bo'lsa, u holda sterjenning maksimal burovchi moment hosil bo'lgan kesimi xavfli bo'ladi. Bunday grafik burovchm moment epyurasi deyiladi. Bu epyurani chizish, prinsip jihatidan olganda, bo'ylama kuch yupyurasini chizishdan farq qilmaydi. Burovchi moment epyurasini chizish uchun burovchi momentni hisoblash qoidasidan foydalaniladi. Slindrik sterjenlarning buralish nazariyasidan, ko'pincha, turli vallarni hisoblashda foydalaniladi. Tashqi va ichki momentlarni tekislikda ko'rsatish uchun tegishli kesimlarga vertikal kesma chizib, uning uchlariga ikkita aylana qo'yiladi. Bu aylanalarning biriga nuqta ikkinchisiga krest qo'yiladi, bu esa birinchi holda strelka uchi bizga qarab yo'nalganini va ikkinchi holda strelka bizdan nariga yo'nalganligini ko'rsatadi. Bunda a-a kesimda hosil bo'lgan burovchi moment M_ϕ tashqi burovchi yo'nalishiga teskari yo'nalgan bo'ladi.

$$M_\phi = -M$$



Rasm 13.1

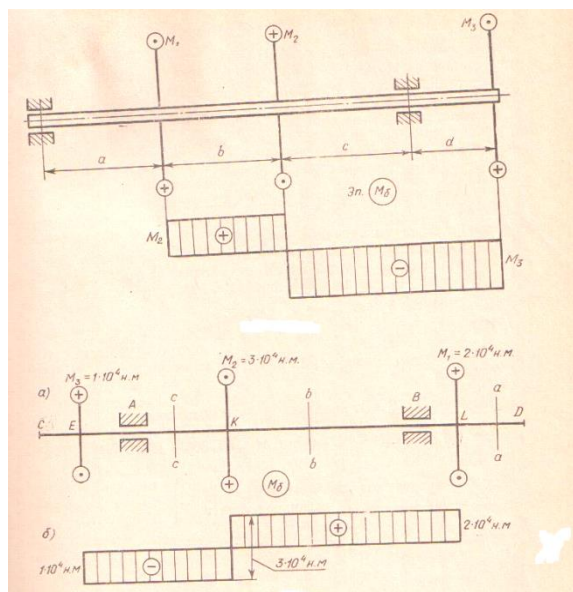
13. 2. Burovchi moment epyurasini chizganda valning har bir uchastkasida

kesim olib, uning bir tomoniga qolgan tashqi burovchi momentlarning algebraik yig'indisining tenglamasini tuzamiz. Burovchi momentlarining ishoralar qoidasini quyidagicha tanlaymiz: agar kesim tomondan qaraganda tashqi burovchi moment valni soat strelkasining harakat yo'nalishiga qarshi aylantirsa musbat, strelkaning harakat yo'nalishi bo'yicha aylantirsa manfiy deb olamiz. Endi 129-shaklda ko'rsatilgan val uchun burovchi moment epyurasini chizamiz. Tasmalarni etaklovchi qimslarning topish kuchlarni T ergashuvchi qismdagi tortish kuchi t dan katta bo'ladi.

$$M_1 = (T_1 - t_1)D_1, \quad M_2 = (T_2 - t_2)D_2, \quad M_3 = (T_3 - t_3)D_3.$$

Yuqorida bayon qilingan qoidalariga asosanib, chizilgan valning epyurasi 131-shaklda ko'rsatilgan. Bunda 129-shaklda fazoviy ko'rsatilgan tashqi burovchi momentlar 130-shaklda ko'rsatilgandek tekislikda tasvirlangan. Misol A va V podshipniklarga o'rnatilgan SAVD valning EKL nuqtalarga qo'yilgan momentlar ta'sirida muvozanatda bo'lsa shu val uchun burovchi moment epyurasi chizilsin.

Yuqoridagi qiymatlar bo'yicha chizilgan burovchi moment epyurasi ikkita to'g'ri to'rtburchakdan iborat bo'ladi. Tashqi momentlar qo'yilgan nuqtalarga epyura ordinatalari shu moment miqdoriga sakrab o'zgaradi.



Rasm 13.1

13. 3. Har bir shkivga ta'sir qilgan burovchi moment shu shkivga bog'langan stanok quvvati va aylanish tezligi orqali ifodalanadi. Shu sababdan valni hisoblaganda unga shkivlardan o'tadigan burovchi momentlar bevosita berilmaydi, balki shu shkivlar ulangan dvigatel va stanoklarning pasportida quvvatlari yozilgan bo'ladi. Ana shu quvvat va valning aylanish tezligi orqali valga o'tadigan burovchi momentlarni aniqlashga to'g'ri keladi.

Quvvat ot kuchi orqali quyidagichi

$$N = \frac{Pv}{75} = \frac{P \cdot 2\pi R \cdot n}{75 \cdot 60}$$

ifodalanishi bizga mexanikadan ma'lum.

Bunda v val sirtidagi nuqta tezligi, n valning bir minutdagi aylanish soni, P Valga qo'yilgan aylana kuch, u 129-shaklga asosan T –t ga teng, shu tufayli $M=PR$ teng bo'ladi.

Bir ot kuchi 0,736 kVt ekanligini e'tiborga olsak,

$$M_m = \frac{7162}{0,736} \frac{K}{n} H \cdot M \quad \text{ëku} \quad M_m = 9736 \frac{K}{n} H \cdot M.$$

bo'ladi.

Bunda K –quvvatning kilovatt qiymati

SI o'lchov birliklari sistemasida quvvat:

$$1 \frac{K\varnothing}{c} = 10 \frac{H \cdot M}{c}$$

bo'lgani uchun

$$M_b = 7162 \frac{N}{n} H \cdot m..$$

13. 4. Buralishda hosil bo'ladigan deformasiyalarni aniqlashdan oldin bu bu sohada o'tkazilgan tajribalarning natijalari bilan tanishib chiqamiz. Dairaviy kesimli silindrik sterjenlar buralishga sinalganda quyidagi xulosalar chiqarilgan:

1. Sterjenning deformasiyagacha bo'lgan tekis ko'ndalang kesim yuzi, deformasiyadan keyin ham tekisligicha qoladi.

2. Har bir ko'ndalang kesim qo'shni kesimga nisbatan sterjen o'qi atrofida ma'lum burchakka aylanadi. Bu burchak buralish burchagi deyiladi. Buralish burchagi burovchi momentga va ko'ndalang kesimlar oralig'iga proporsionaldir.

3. Sterjenning barcha yasovchilari bir xil burchakka og'adi va silindrik sirtiga chizilgan kvadratlar bir xilda qiyshayib, romb shaklini oladi.

N a z o r a t s a v o l l a r i:

1. Qanday sterjenga val deyiladi?
2. Burovchi moment qanday aniqlanadi?
3. Burovchi moment o'lchov birligi qanday?
4. Agar quvvat kilovattda o'lchansa burovchi moment qiymati qanday aniqlanadi?
5. Burovchi moment eprasi nima?
6. Burovchi moment bilan val uzatadigan quvvat va aylanish orasida qanday bog'lanish bor?
7. Silindrik sterjenlarning buralishida qanday cheklanishlarga yo'l qo'yiladi?

Mashina detallari

MA'RUZA 13

Mashina detallari fanini kelib chiqish tarixi detallari, konstruktiv qismlari va nazariyalari.

Reja:

1. Kirish. Mashina detallari fanining asosiy vazifalari va maqsadi.
2. Mashina detallariga qo'yiladigan asosiy talablar.
3. Fanning asosiy qismlari va ularda urganiladigan muammolar.
4. Mashina detallari fanining klassifikatsiyasi (tasnifi).
5. Fanning mashinasozlikda tutgan urni.

Tayanch iboralar: Detal, uzal, mexanizm, mashina, reduktor, mufta va podshipnik.

Adabiyotlar: 1. 2. 3.

Kirish.

Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmui bulib, ma'lum ish bajarish uchun muljallangan vosita mashina deb ataladi. Mashinaning bir xil materialdan tayyorlangan va ayrim bulaklarga ajralmaydigan qismi detal deb ataladi. Masalan, gayka, bolt, shponka va shunga uxshash detallardir.

Hozirgi vaqtda dvigatel va elektro-generatorlarni quvvati 1200000 kVt-dan oshib ketadi. Avtomobilni yo'q kutaruvchanligi 150 ts-gacha, kutarish kranlari 680 ts-gacha, lokomotiv poezdlar 3500 ts bulmokda. Yerda yuradigan transportlarni tezligi 150-300 km/s, xavo transportlarni tezligi 1000 km/s bulmokda.

Mashina shunchalik inson xayotiga kirib bordiki, xech bir narsani mashina va mexanizmlarsiz tasavvur qilib bulmaydi.

Mashinaning ma'lum bir vazifani bajarish uchun muljallangan va bir necha detallardan tuzilgan qismi uzil deyiladi.

Reduktor, mufta, podshipnik va boshqalar uzellarga misol bo'ladi. Demak mashina uzellardan, uzellar esa detallardan tuzilgan bo'ladi.

«Mashina detallari», deb ataladigan birinchi kitobni prof. V.L.Kirpichev 1881 yilda Piterburg shaxrida chop ettirdi. Usha vaqtdan rivojlana boshlagan bu fanni boyitishda rus olimlari

L.Eyler, N.P.Petrov, N.YE.Jo'qovski, S.A.Chaplgin, X.I.Goxman va chet el olimlari:

O.Reynoldes, A.Zommer Feld, A.Mitgel, X.Gyugens, R.Villis, V.Lyuis, YE.Bakingem ,

X.Merrita, K.Bax, R.Shtribek,

A .Palmgrenlar katta xissa kushdilar.

Mashina va uning detallariga qo'yiladigan asosiy talablar.

Mashinalarga asosan quyidagi talablar kuyiladi:

- 1.Ish unumdorligi yo'qori.
2. Iktisodiy jixatdan tejamligi
3. Ishlash muddatini ishonchligi:
4. Tuzilishi oddiy va xafsizligi:
5. Ulchamlari kichik va engilligi:
6. Transport vositalariga olib yurish ungayligi:
7. Kurinishi chiroyliligi:

Mashinalarga qo'yiladigan asosiy talab va uning texnologichnostidi:

Texnologichnost degani, kam mexnat sarf qilib yo'qori sifatli mashina tayyorlashga aytiladi.

Mashina detallarini klassifikasiyasi (tasnifi)

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

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

I.3. Uzatmani olib beruvchi detallariga tishli g'ildiraklar shkvlar, yulduzchalar kiradi.

I.4. Richakli va kulachokli mexanizmlar.

Bular asosan bir harakatning boshqa bir harakatga ayantirib berish uchun xizmat qiladi

I.5. Prujina va resorlar. Ular asosan titrashlarni va zarblarni pasaytirib berish uchun xizmat qiladi.

I.6. Maxoviklar, mayatniklar, yo'qchalar, shabotlar. Bular asosan harakatning bir tekis olib berish uchun xizmat qiladi.

I.7. Ifloslanishning oldini olish kurilmalari va moylash sistemasi.

Bular mashinani uzok ishlashini ta'minlash uchun xizmat qiladi.

I.8. Boshqarish mexanizmlari.

NAZORAT SAVOLLARI:

- 1.Mexanizm deb nimaga aytiladi?
- 2.Mashinani mexanizmdan nima farqi bor?
- 3.Mashinaga qanday talablar kuyiladi?
- 4.Mashina detallarini loyixalashda qanday uch xil gurux materiallar qo'llaniladii?
- 5.Texnologichnost deganda nimani tushuniladi?
- 6.Mashinasozlikda standartlashtirish deganda nimani tushunasiz?
- 7.Detallarni loyixalash deganda nimani tushunasiz?

- 8.«Texnik vazifa», «texnik tavsiya», «texnik eskiz» va shuni loyixalashga nimalar kiradi?
- 9.Xalqaro standarti «ISO» va Davlat standarti «GOST» ni nima farqi bor?
- 10.Detallarni mexanik tavsiyalariga nimalar kiradi?
- 12.Qora metallar va rangli metallarni farqi nimadan iborat?

MA'RUZA 14
Birikmalar. parchin mixli birikmalar.
Reja:

- 1.Birikmalar to'g'risida umumiy tushuncha.
- 2.Parchin mixli birikmalarni turlari.
- 3.Parchin mixli birikmalarni xisoblash.
- 4.Parchin mixli birikmalarni tayyorlash.
- 5.Parchin mixli birikmalarning afzalliklari, kamchiliklari va ishlatilish joylari.
- 6.Parchin mixga ishlatiladigan materiallar.

Tayanch iboralar: Parchin mix, kollak, standart, pulat.

Adabiyotlar: 1. 2. 3. 4.

Birikmalar ajralmaydigan va ajraladigan turlarga bo'linadi. Agar uzellarni yoki mashinani ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa bunday birikma ajralmaydigan, aks xolda esa ajraladigan birikma deb ataladi. Parchin mixli va payvand birikmalar ajralmaydigan birikmalar bo'lsa; shponkali, shlisli va boltli birikmalar ajraladigan birikmalardir.

Parchin mixli birikmalar.

Parchin aylana kesimli mix bulib uni bir kallagi doira shaklida bo'ladi. Ikkinchi boshi detallarga urnatilgandan keyin kallaklanadi.

Rasm I. Parchin mixli birikmalar .

a) kuchaytirilgan: v) kuchaytirilib-zichlangan.

Parchin mixli birikmalar asosan utgan asrni 30-chi yillaridan boshlab kullanila boshladi.

Kuchaytirilgan birikmalar asosan metallarni konstruksiyalarini birlashtirishda, kurilish inshootlariga qo'llaniladi. Parchin mixli birikmalarni afzalliklari payvand birikmalarga nisbatan quyidagilardan iborat:

a) Detallarni ajratganda kam shikastlanadi:

b) Titrashlarga yaxshi chidaydi.

v) Yuqori mustaxkamlikka ega:

Kamchiliklari quyidagilar

a) Metallar ko'p sarf bo'ladi.

b) Maxsus qistirmalar kuyish talab etadi.

v) Qalin detallarni biriktirish ancha kimmatga tushadi.

g) Narxi 20-30% kimmat payvand birikmalarga nisbatan.

Parchin mixli birikmalarni turlari.

Davlat standartlari buyicha parchin mixlar quyidagi turlarga bo'linadi:

Yarim doiraviy kallakli parchin mix- bular asosan kuchaytirilgan va kuchaytirib – zichlantirilgan birikmalarga ishlatiladi.

Yarim yashirin kallakli parchin mixlar- bular asosan kalinligi 4mm gacha bulgan detallarni birlashtirish uchun ishlatiladi.

Yashirin kallakli parchin mixlar- bular asosan bu'g qozonlarida ishlatiladi.

Tekis kallakli parchin mixlar- bular asosan ko'p zanglaydigan joylarda ishlatiladi: Ichi gavakli parchin mixlar, bular ogirligi kam bulgan joylarda ishlatiladi.

a) – doiraviy: b)- yarim yashirin kallakli: v) – yashirin kallakli: g) – past doiraviy: d) – tekis kallakli: e) – ichi govakli parchin mixlar.

Parchin mixli birikmalarni xisoblash.

Parchin mixni kesilishga xisoblash

$$\tau_{\text{kec}} = \frac{P_1}{F_{\text{kec}}} \leq [\tau]_{\text{kec}}$$

$$G_{\text{эз}} = \frac{P_1}{Sd} \leq [G]_{\text{эз}}$$

bu erda P_1 - bitta parchin mixga ta'sir qiladigan kuch

F_{kec} - parchin mixli kesim yuzasi

$[\tau]_{\text{kec}}$ - ruxsat etilgan kesilishdagi zo'riqish.

$$P_1 = \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{kec}}$$

ikkinchi kesilishdagi parchin mix uchun.

$$P_1 = 2 \frac{\pi d^2}{4} \leq [\tau]_{\text{kec}}$$

parchin mixlar soni

$$z = \frac{P}{2 \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{\text{kec}}}$$

2. Parchin mixni ezilishga xisoblash.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P_1}{Sd} \leq [\sigma]_{\text{эз}}$$

S- detalning kalinligi

Bordi – yu parchin mixli chokka, eguvchi momentdan tashkari, kundalang kuch Q xamda chizuvchi kuch N, xam ta'sir etsa, bitta parchin mixga tushadigan kuchlarni teng ta'sir etuvchisi quyidagicha bo'ladi.

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{n}\right)^2}$$

bu erda n- chokdagi parchin mixni umumiy soni

$\frac{N}{n}$ - kuch N ning bitta umumiy mixga

to'g'ri kelishi

$\frac{Q}{n}$ - kuch Q -ning bitta parchin

mixga to'g'ri kelgan qiymati:

Keltirilgan xol uchun parchin mixli chokning mustaxkamligi R_0 dan foydalanib tekshiriladi.

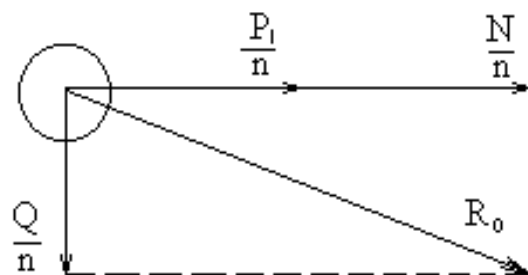


Рис-4

NAZORAT SAVOLLARI

1. Qanday birikmalar ajratib bulmaydigan birikmalar deyiladi?
2. Parchin mixni qanday turlari bo'ladi?
3. Parchin mixlar nimaga xisoblanadi?
4. Parchin mixlar qanday materiallardan tayyorlanadi?
5. Parchin mixlar choki buyicha va konstru'qsiyasi buyicha qanday tasniflarga ajratiladi?
6. Parchin mix diammetri, kadami va material kalitligi oraligida qanday bogliklik bor?
7. Parchin choklari qanday mustaxkamlikka xisoblanadi?
8. Parchin mixli birikmani afzalliklari va kamchiliklari nimalardan iborat?
9. Choklar qanday guruxlarga bo'linadi?
10. Qay vaqtda parchin mixli birikmalar ishlatiladi?

MA'RUZA 15

Payvandli va kleyli birikmalar.

Reja:

1. Payvandli birikma to'g'risida umumiy tushuncha.
2. Payvandlashni turlari.
3. Payvandli birikmalarni xisoblash.
4. Kleyli birikmalar.
5. Kleyli birikmalarni xisoblash.

Tayanch iboralar: Payvand, chok, elektrod, mustaxkamlik koeffisienti, kley.

Adabiyotlar: 1. 2. 4.

Payvandlash asosan quyidagi turlarga bo'linadi:

- a) Elektr yoyi yordamida payvandlash:
- b) Elektr oshlak (yoki detallarni eritib payvandlash)
- v) Kontakt payvandlash.

Elektr payvand 3 – guruxga bo'linadi:

Avtomatik usulda payvandlash:

Yarim avtomatik usulda payvandlash:

Qo'l bilan payvandlash.

Avtomatik usulda payvandlash, arzon, ish unumdorligini yo'qori va sifati yaxshi. Yarim avtomatik payvandlashda ayrim joylarni kul bilan, chokni sifati asosan payvandlovchini malakasiga boglik. Elektr – yoyi payvandi rus ixtirochilari (N.N.Benardos, 1882 y G.Slavyanov, 1888) tomonidan 7 ixtiro kilingan. Elektrodlar GOST- 9467 –60 buyicha ishlab chiqariladi. Ularning markasi Э 34 , Э 42 , Э 42 , A:Э 50 A , Э 55 va boshqalar

Э – xarfidagi sonlar shu elektrod bilan payvandlangandagi chokni mustaxkamligi kursatadi. (kg/mm^2). Bu erda A – xarfining elektron elektrod bilan payvandlanganda chokni kovushkonligi oshiradi.

Kontaktli payvandlash – asosan kalinligi 3 mm gacha bulgan materiallarni payvandlash uchun ishlatiladi. Bular asosan rolikli, no'qtali turlarga bo'linadi.

Payvandli birikmalarni afzalliklari, kamchiliklari va ishlatish joylari parchin mixli birikmalarga nisbatan

Afzalliklari.

Narxi unga yo'qori emas, (20/30%)arzon parchin mixli birikmaga nisbatan.

2. Birikmalarni mustaxkamligi va zichligi.

3. Payvandlashni avtomatlashtirish mumkinligi.

Kalin detallarni xam payvandlash mumkinligi.

Kamchiliklari.

Chokni sifati asosan payvandlovchiga bog'liqligi bu kamchilik avtomatik payvanlash yo'qoladi.

Detallarni kiyshayib kolishi. Bir tekisda payvandlanmagan joylarda.

Zarf va titrashlarda chokni mustaxkamligi yo'qolishi.

Ishlatilish joylari.

Payvand birikmalar, staninalarni ramalar, reduktor korpuslari, shxivlar, tishli g'ildiraklar va tirsakli vallarda ishlatiladi.

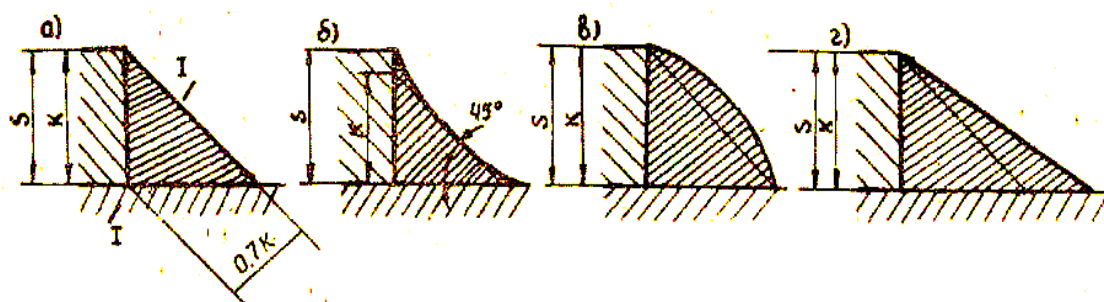
Kurilish ishlarida xam ko'p ishlatiladi.

Payvandli choklarni turlari.

Uchma-uch payvand birikmalar. Bular asosan elektropayvandlovchi yordamida bajariladi.

Rasm 5. Uchma –uch choklar: a- kirralari kertiklanmagan chok. b) – V-simon chok, v)-K-simon chok. X-simon chok.

Ustma –ust payvand birikmalar.



Rasm 6. Burchakli choklar: a) normal chok: b) botikli chok: v) kavarikli chok: g) maxsus chok:

«T» - simon payvand birikmalar.

Bunda detallar birini ustiga ikkinchisi tik qilib payvandlanadi.

Rasm 7. «T» - simon payvand birikmalar



Rasm 8

Payvand birikmalarni xisoblash.

1. Uchma-uch birikma uchun.

$$\sigma = \frac{P}{ls} \leq [\sigma]$$

Bu erda l - chokni hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi

s - listni payvand qilingan joyidagi qalinligi

$[\sigma^1]$ - chok materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

$$\varphi = \frac{[\sigma^1]}{\sigma}$$

mustaxkamlik koeffisienti $\varphi = 0,9 \dots 1,0$

Bu degan suz listlar uchma – uch ulanganda payvand chokni mustaxkamligi listning mustaxkamligiga deyarli teng bo'ladi. Agar biror sababga kura, uchma –uch chokni mustaxkamligini oshirish zarur bulib kolsa, u xolda bir tomonga ogdirish xisobida chok uzaytiriladi.

Ogma chokli uchma – uch payvand birikma.

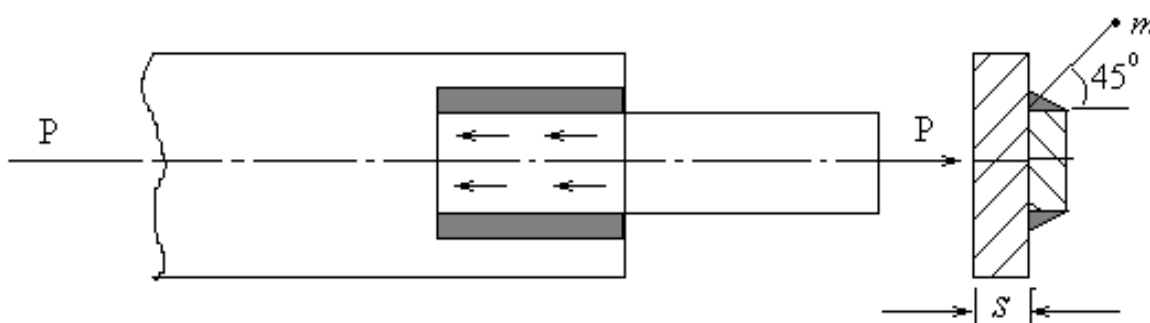
2. Ustma – ust payvand birikmani xisoblash.

Ulanishi lozim bulgan ikki detalning, masalan ikki listning biri ikkinchisi ustiga kuyilib payvandlansa ustma – ust birikma xosil bo'ladi.

a) Rupara chok.

Ko'pincha $K = S$ va $h = K \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7K$

b) Yonbosh chok.



Yonbosh chok quyidagi formula yordamida xisoblanadi.

$$\tau_{\text{kes}} = \frac{P}{2l0,7k} \leq [\tau]_{\text{kes}}$$

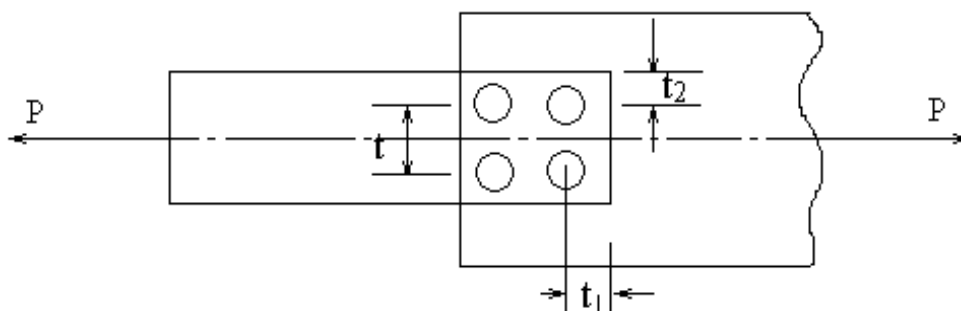
Kontaktlab payvandlashni xisoblash.

Listlar uchma – uch kontaktlab payvandlansa, chokning mustaxkamligi listning mustaxkamligiga teng bo'ladi.

Listlar kontaktab ustma – ust ikki xil usulda payvandlanishi mumkin, bulardan biri no'qtaviy, ikkinchisi listaviy payvandlash usullaridir. Bunda xar bir no'qtaning diametri listning kalinligi S - ga qarab tanlanadi ya'ni

$$S \leq 3\text{mm} \text{ bo'lsa } d=1,2 S+4\text{mm}$$

$$S > 3\text{mm} \text{ bo'lsa } d=1,5 S+5\text{mm}$$



Bunday birikmalarning mustaxkamligi no'qtalarning kirkilish nazarda tutilgan xolda xisoblanadi.

$$\tau = \frac{P}{z \frac{\pi d^2}{4} \cdot i} \leq [\tau]$$

bu erda z –payvand no'qtalar soni

i – xar bir no'qtada kirkilishi mumkin bulgan tekisliklari soni.

Kontakt usulida lentaviy payvandlash.

$$\tau = \frac{P}{b \cdot l} \leq [\tau]$$

Bu erda b -payvand chokni eni

l - chokning uzunligi

Kleyli birikmalar.

Kleyli birikmalar xar xil materiallarni biriktirsh uchun qo'llaniladi. Yaxshi tomonlari: 1) xar xil materiallarni biriktirish (metall plastmassa va x.k.) 2) zichlik: 3) zanglashga chidamliligi : 4) juda yo'qa materiallarni kleylash mumkinligi.

Kamchiliklari: Issiklikda uz mustaxkamligini pasaytiradi. Hozirgi vaqtda quyidagi kleylar ko'prok ishlatiladi (BF:VK-I:VX-« MPF-I)

Kleyli birikmalarni xisoblash asosan detallarni siljishga olib boriladi, materiallar karshiligi usuli bilan. Ruksat etiladigan siljitishdagi zo'riqish.

$$[\tau]_{cul} = 15...20H / \text{mm}^2$$

NAZORAT SAVOLLARI

1. Payvandli birikmalar parchin mixliga nisbatan qanday afzalliklarga ega?
2. Payvandli birikmalarni qanday turlari bor?
3. Payvandli birikmalarni xisoblash?
4. Kontakt – payvand birikmani qanday xisoblanadi?
5. Payvandli birikmani, parchin mixli birikmaga nisbatan qanday kamchiliklari bor?

- 6.Kuchlanishni joiz kiymati qanday aniqlanadi payvandli birikma uchun?
- 7.Avtomatik payvandlashning kul bilan payvandlashga nisbatan qanday afzalliklari bor?
- 8.Kontakt payvanlashni qanday turlari bor?
- 9.Payvandlashda qanday markali elektrodlar ishlatiladi?
- 10.Uchma – uch payvandlashga choklarni qanday turlari bor?

MA'RUZA 16

Rezbalı Birikmalar.

Reja:

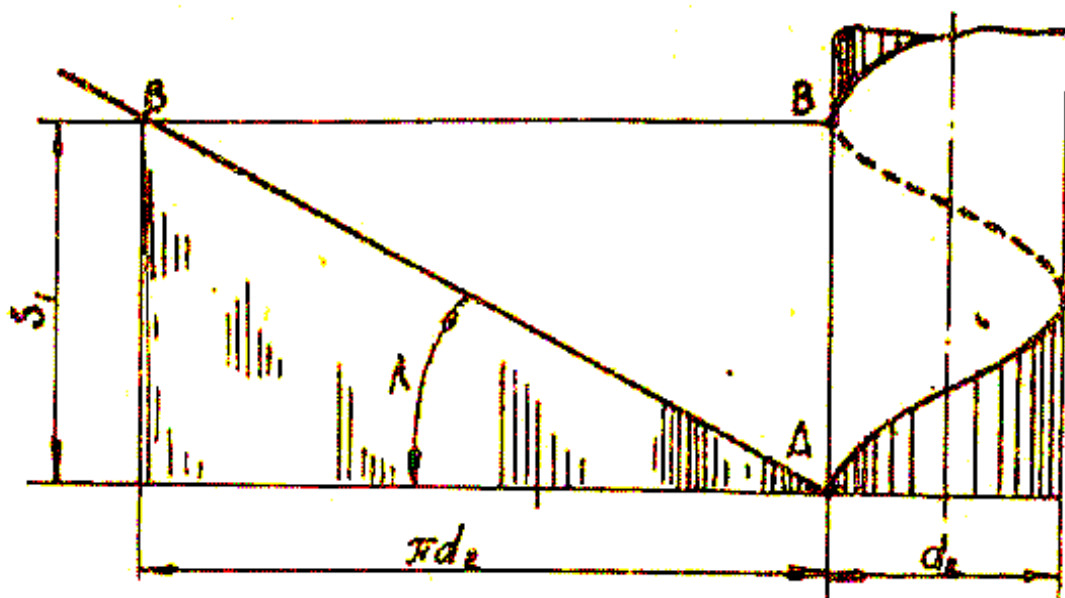
- 1.Rezbalı birikmalar to'g'risida umumiy tushuncha.
- 2.Rezbalarni turlari.
- 3.Rezbaning asosiy geometrik ulchamlari.
- 4.Rezbalarni tayyorlash va ochilib ketmasligini asosiy usullari.

Tayanch iboralar: Rezba, dyum, kontrgayka, shayba, shplint

Rezbalı birikmalar eng ko'p tarkalgan ajratib bo'ladigan birikmalar guruxiga kiradi. Rezbalı asosan boltlar, vintlar, shpilkalar gaykalar va boshqa detallarda ko'p uchraydi. Rezbalı birikmalarni asosiy elementlarini rezba tashkil qiladi.

U asosan vintli chiziqlı shaklida, kesib ochiladi. Vintli chiziqlı yoysa uch burchak xosil bo'ladi.

Rasm:9. Vintli chiziqlı xosil bo'lishi.



$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{S_1}{\pi d_2}$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S_1}{\pi d}$$

bu erda λ -rezbani kutarilish
 S_1 -rezba qadami
 d_2 -rezbani ichki diametri

Afzalliklari:

Katta nagruzka ta'sirida etarli darajada ishonchli ishlaydi:

Ularni ajratib yigish kiyinchilik tugdirmaydi:

Turli sharoitda ishlaydigan rezbali detallar ko'plab ishlab chikarishi mumkin:

Nisbatan arzon:

Hamma ulchamlari sandartlashtirilgan:

Kamchiliklari.

Uzgaruvchan kuch ta'sirida chidamliligi etarli emasligi:

Maxsus rezbali detallar tayyorlashning taexnologik no'qtai nazaridan bir muncha kiyinligi.

Ishlash vaqtida birikmalarni bushab kolishi.

Rezbalarining klasifikatsiyasi.

Rezbalar formasiga qarab silindrik va konusli bo'ladi.

Rezbalar profiliga qarab 5 xil bo'lishi mumkin.

1. Uchburchak rezbalar



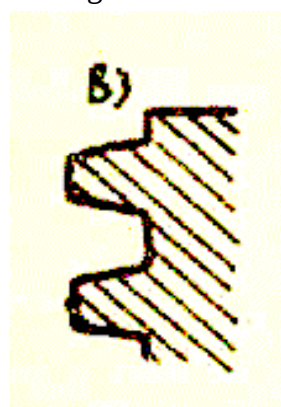
$$\alpha = 60^\circ$$

Tirgak rezbalar.



$$\alpha = 27^\circ$$

Trapeziya shaklidagi rezbalar.



$$\alpha = 30^\circ$$

Turtburchakli rezbalar.



$$\alpha = 0$$

2. Yarim aylanadi.



$$\alpha = 30^\circ$$

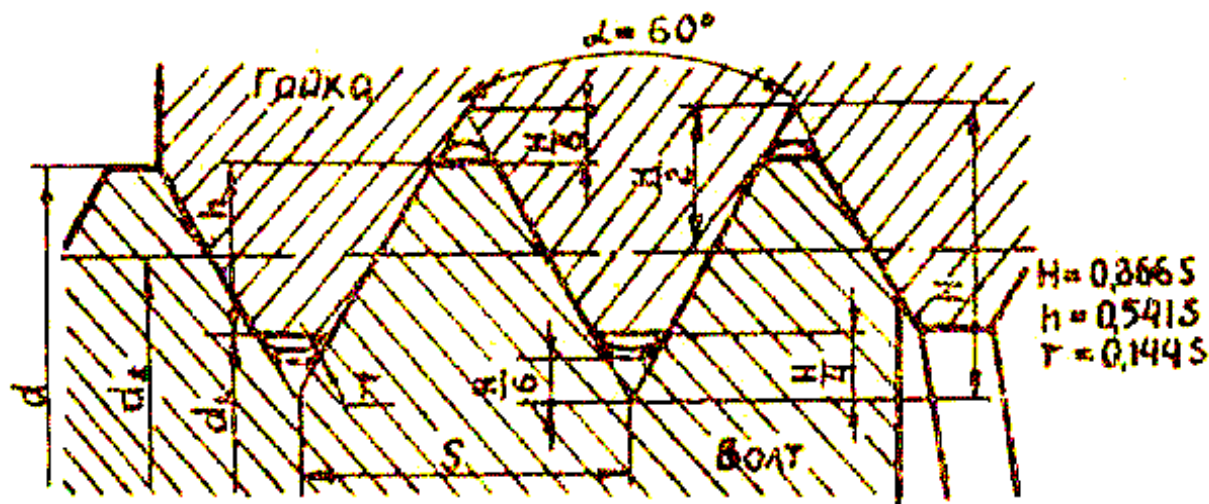
Rezbalar burilishiga qarab ung va chap rezba bo'ladi.

Rezbalar mayda va katta rezbalarga bo'linadi.

Rezbalar kirimiga qarab: bir kirimli, ikki, uch kirimli bo'ladi.

Rezbalar bajaradigan ishiga qarab detallarni biriktirish va bir valdan ikkinchi valga harakat olib berishi mumkin.

Rezbaning asosiy geometrik ulchamlari.



d – rezbani tashqi diametri

d_1 – rezbani o'rtta deametri

d_2 – rezbani ichki deametri

S – rezbani qadami

S_1 – rezbani yuli (bir marta tula aylangan vintning uq buylab siljigan masofasi.)

Bir kirimli rezbalar uchun $S = S_1$

Ko'p kirimli rezbalar uchun $S_1 = nS$

Bu erda n - kirimlar soni

h - rezbaning ishchi balandligi

α - rezba profilini burchagi

λ - kutarish burchagi

1. Rezbalarni turlari.
 2. Metrik rezba. Bu rezba eng ko'p tarkalgan rezba bu rezba katta va kichik kadami bo'lishi mumkin. Ko'pincha kadamli rezbalar ishlatiladi.
- Dyuymovy rezba. Bu rezbalar CHГ – davlatlarida xam foydalaniladi. ($\alpha=55^\circ$) Dyuymovy rezbalar asosan chet ellarda keltirilgan mashinalarda ishlatiladi.

/ - Dyuum=25,4mm

3. Trubali rezbalar. Bu mayda dyuymovy rezba. Masalan truba sirtidagi rezbaning sirti diametri bir dyuymli deb belgilangan bo'lsa, u odatdagidek 25,4mm emas, balki 33,25 mm – ga, yarim dyuum deb belgilangan bo'lsa, u 16,66 mm-ga teng bo'ladi.
4. Trapesiya shaklidagi rezbalar. $\alpha=30^\circ$
5. Domkratlarida, vint – gaykalarda ishlatiladi. Foydali ish koefitsienti yo'qori.
6. Tirgak rezbalar. $\alpha=27^\circ$
7. To'g'ri turt burchak rezbalar. $\alpha=0$
8. Yarim aylana shaklidagi rezbalar. $\alpha=30^\circ$

Rezbani ochilib ketmasligini quyidagi usullar bilan erishish mumkin:

1. Kontrgayka va prujinali shayba. Bunda qo'shimcha detallar xisobiga rezbadagi umumiy karshilik ortadi.
2. Shiplent yoki simdan foydalanish. Bunda gayka, bolt sterjeniga shplent yoki sim vositasida maxkamlab kuyiladi.

Payvandlash usulidan foydalanish. Bunda gayka detalga payvandlab kuyiladi.

Rezbani mustaxkamligini xisoblash.

Rezbalarning ezilishini xisoblashda quyidagi munosobatdan foydalaniladi.

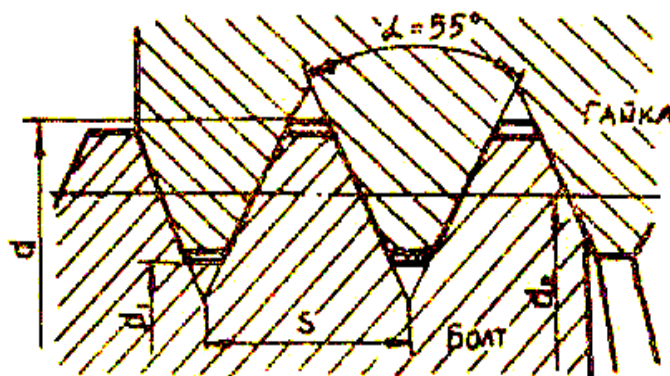
$$\sigma_{\text{вз}} = \frac{P}{z \pi d_2 h} \leq [\sigma]_{\text{вз}}$$

Bu eyrda $z = \frac{H}{S}$ balandligi H bo'lgan gaykadagi rezba uramlarini soni. Bu formula vintning rezbasi uchun xam tatbik kilinadi. Rezbalarni kesilishi quyidagi formulalardan topiladi.

$$\tau = \frac{P}{\pi d_1 k_H} \leq [\tau] \text{ vint uchun}$$

$$\tau = \frac{P}{\pi d k_H} \leq [\tau] \text{ gayka uchun}$$

bu eyrda $K = \frac{a \cdot b}{s}$, ёку $K = \frac{c \cdot e}{S}$ rezbani turini xisobga oluvchi koefitsient.



Uchburchak rezba uchun $K=0,8$

Turtburchak rezba uchun $K=0,5$

Trapeziya rezba uchun $K=0,65$

Ko'pincha $\tau = 0,65\sigma_{\text{ок}}$

NAZORAT SAVOLLARI

1. Rezbalar profili buyicha qanday tasniflarga bo'linadi va vazifasi?

2. Kotirish uchun qanday rezbalar ishlatiladi?
3. Mayda metrik rezbalar kachon ishlatiladi?
4. Rezbalardagi o'q kuchi va aylanma kuch orasida qanday bog'lanish bor?
5. Rezbalarda qanday materiallar qo'llaniladi?
6. Rezbalarni bushab ketmasligini qanday usullar bilan oldini olish mumkin?
7. Zuriktirilib kotirilgan boltlar qanday xisoblanadi?
8. Tirgak rezbalar kaerlarda ishlatiladi?
9. Kanamuasiyalarda qanday rezbalar qo'llaniladi?
10. Rezbalarni asosiy geometrik parametrlariga nimalar kiradi?

MA'RUZA 17 **Shponkali birikmalar.**

Reja:

1. Shponkali birikmalarni afzalliklari, kamchiliklari va ishlatish joylari.
2. Shponkalarni turlari.
3. Prizmatik shponkani xisoblash.
4. Segmentli shponkani xisoblash.
5. Shponkani tayyorlashda ketadigan materiallar.

Tayanch iboralar: Shponka, segment, prizmatik va potensial shponkalar.

Shponkali birikmalar asosan silindrik detallarni o'qdoshlab ulashda ishlatiladi. Bunday birikmalar asosan tishli g'ildiraklar, shkiplar, muftalar va boshqa shunga uxshash detallarni valga maxkamlashda ishlatiladi.

Afzalliklari.

Tuzilishi oddiy va konstruktiv ishonchli.

Yig'ish va ajratish qulay.

Tannarxi past.

Kamchiliklari.

Birlashgan detallarda yo'qlama kutaruvchiligi past.

Detailarni aniq joylashtirish kiyin.

Vallarni uyish, ya'ni shponkaga joy ochish, bu uz navbatida valni mustaxkamligini pasaytiradi.

Shponkali birikmalar zuriktirilgan va zuriktirilmagan bo'lishi mumkin. Zuriktirilgan birikmalarda ponasimon shponkalar zuriktirilmagan birikmalarda esa prizmatik shponkalar ishlatiladi.

Prizmatik shponka visitasida xosil kilingan birikmalarda shponkali xam, valdagi uymkmi xam yo'qori darajada aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki bunday xollarda shponkaning yon yokalari valdagi uyikning yon yokalariga bir tekis tegib turadigan bo'lishi kerak.

Ponali shponkalar prizmatik sterjen shaklida ishlatiladi. Ponasimon shponkalarining ikki xili ishlatiladi:

a) ГОСТ 8792-58 buyicha kallaksiz ponasimon shponkalar.

6) ГОСТ 8793-58 buyicha kallakli ponasimon shponkalar.

Tangensial shponkalar valni 2-3 joyda (1:100) o'qlon bilan urnatiladi. Bu uz navbatida valni bir joyidan emas 2-3 joyidan uyiladi. Bu uz navbatida valni mustaxkamligini buzilishini kamaytiradi.

Segmentsimon shponkalar nagruzkani prizmatik shponkalar singari, yon yokalari bilan uzatadi. Shponka uyiga disk freza bilan ochiladi. Bu shponkalarining ustivorligi juda katta bo'ladi. Ular stanoksozlikda ko'p qo'llaniladi.

Shponkalarining tayyorlashda ishlatiladigan materillar va ular uchun joiz kuchlanishlar.

Standartlashgan shponkalar ΓOCT 8757-68, 8786-68 buyicha CT 5, CT 6, 45, 50, 55, 60 markali pulatlardan tayyorlanadi.

Kuzgalmaydigan qilib biriktirilgan shponkalar birikmalar uchun ezilishdagi joiz o'qchlanish

$$[\sigma_n]_{\text{жж}} = \sigma_{\text{ок}} / (n) \text{ bo'ladi,}$$

Bu erda: $\sigma_{\text{ок}}$ - pulat materiallarning okuvchanlik chegarasi:

$$[n] = 2,5 \dots 2,0$$

Shponkalar ΓOCT 8787-68 buyicha tayyorlanganda $[\sigma]_{\text{жж}} = 80 \dots 150 \text{ MПа}$

bo'ladi. 45 markali pulat materiladan tayyorlangan shponkalar reduktorlarda ishlatiladi:

$$[\sigma]_{\text{жж}} = 50 \dots 70 \text{ MПа}$$

shponkalar uchun kesilishdagi joiz kuchlanish $[\tau]_{\text{кес}} = 70 \dots 100 \text{ MПа}$ oraligida bo'ladi.

shponkalarni jadvallardan tanlash va mustaxkamligini tekshirish.

prizmatik shponkani ezilishga xisoblash.

$$P = \frac{2T}{d} \text{ shponka uzatadigan aylanma kuch ezilish yuzasi}$$

$$F_{\text{жж}} = (0,95h - f)l_{\text{uuu}} \text{ бу ерда } f=0,05h \text{ shponkali faskasi.}$$

$$\text{U xolda, } \sigma_{\text{жж}} = \frac{2M}{d(0,95 \cdot h - f)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{жж}}$$

Bu erda T=M- burovchi moment

(0,95h-f)- stupisadagi ishchi uyik

$[\sigma]_{\text{жж}}$ - ruxsat etiladigan ezilishdagi zo'riqish.

l_{uuu} - shponkali ishchi uzunligi

Segmentli shponkani ezilishga xisoblash.

$$\sigma_{\text{жж}} = \frac{2T}{d(h-t)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{жж}}$$

Bu erda l –shponka uzunligi

(h-t)-stupisadagi ishchi uyik

Kesilishga xisoblash

$$\tau_{\text{кес}} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau]_{\text{кес}}$$

bu erda ϑ - shponka eni

$[\tau]_{\text{кес}}$ -stupisadagi ishchi uyik

Kesilishga xisoblash

$$\sigma_{\text{жж}} = \frac{12T}{\vartheta l_{\text{uuu}}(\vartheta + 6fd)l_{\text{uuu}}} \leq [\sigma]_{\text{жж}}$$

bu erda l_{uuu} - shponkani ishchi uzunligi.

f -ishqalanish koeffisenti $f = 0,15 \dots 0,18$

$$[\tau]_{\text{кес}} = 70 \dots 100 \text{ MПа}$$

NAZORAT SAVOLLARI

- 1.Shponka nima uchun ishlatiladi?
- 2.Mashinasozlikda qanday shponkalar ishlatiladi?
- 3.Shponkalar qanday materiallardan foydalaniladi?
- 4.Shponkani ulchamlari qanday aniqlanadi?
- 5.Shponkalar mustaxkamlikka qanday aniqlanadi?
- 6.Segmentli shponka mustaxkamlikka qanday xisoblanadi?
- 7.Qaysi vaqtlarda segmentli shponkalar qo'llaniladi?
- 8.Shponkani qanday afzalliklari bor?
- 9.Zuriqtirilgan birikmalarda qanday shponkalar qo'llaniladi?
- 10.Tangensial shponkani qanday afzalliklari bor?

MA'RUZA 18
Tishli (shlisli) birikmalar.

Reja:

- 1.Afzalliklari, kamchiliklari va ishlatish joylari.
- 2.Shlisalarni turlari.
- 3.Shlisalarni xisoblash.
- 4.Shlisani tayyorlash uchun ketadigan materiallar.
- 5.Evolvent profilli shlisani xisoblash.

Tayanch iboralar: Shlisa, evolvent, stupisa, termik ishlash.

Agar valning sirtida va unga urnatilgan detal gunchaga teshigining sirtida uncha cho'qur bulmagan arikchalar uyilib, detallardan birini chizigi ikkinchisining botigiga tushadigan qilib urnatilsa, shlisli birikma xosil bo'ladi.

Shlisli birikma shponkali birikmalarga nisbatan quyidagi afzalliklarga ega:

Detallar vollar yaxshi markazlashadi, o'q buyicha siljish aniq yunaladi.

Detallar soni kamayadi. Shlisada 2-ta detal, shponkada 3-4 ta detal.

Bir xil ulchamlarda shlisli katta buralish momenti olib berishi mumkin, sababi detallarni kontakt yuzalari ko'p.

Dinamik zo'riqishlarda yaxshi ishlaydi, chunki tishlar orasida kuchlar bir xil tarkaladi.

Val kam zaiflashadi.

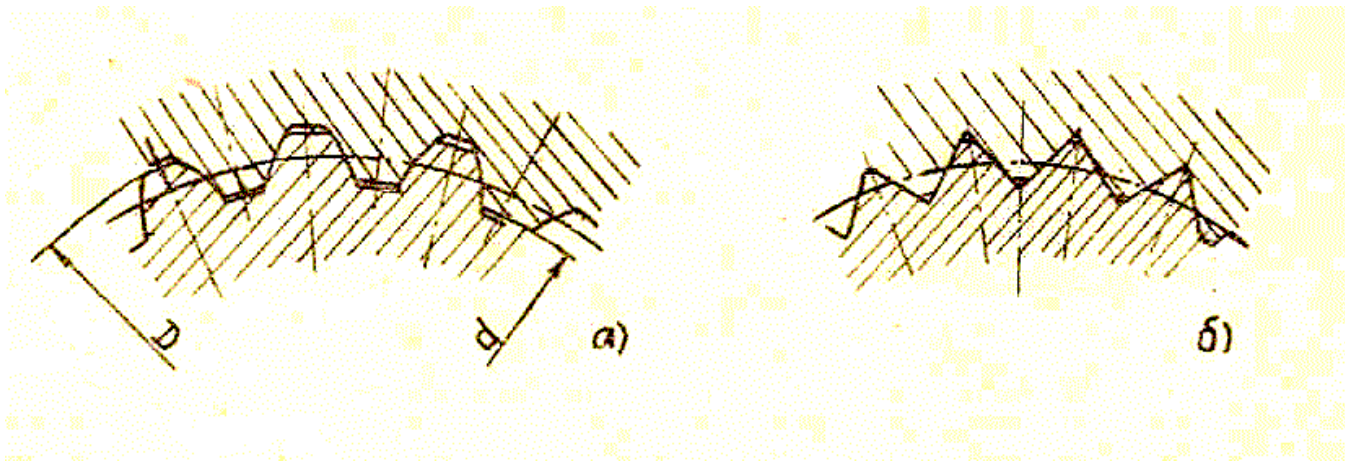
Gupchak (stupisa) uzunligi kamayadi.

Shlisli birikmani asosiy kamchiligi uni tayyorlash kiyinligi va tannarxini yo'qoriligi.

Shlisli birikmalar quyidagilarga bo'linadi:

Birlashish xarakteriga qarab kuzgaluvchi va kuzgalmas bo'ladi. Tish formasiga qarab, to'g'ri tishli, uchburchak tishli va evolvent profilli tish.

Valga nisbatan stupisani markazlashiga qarab tashki va ichki diametrlari buyicha va tishlarini yonbosh yuzalari buyicha.

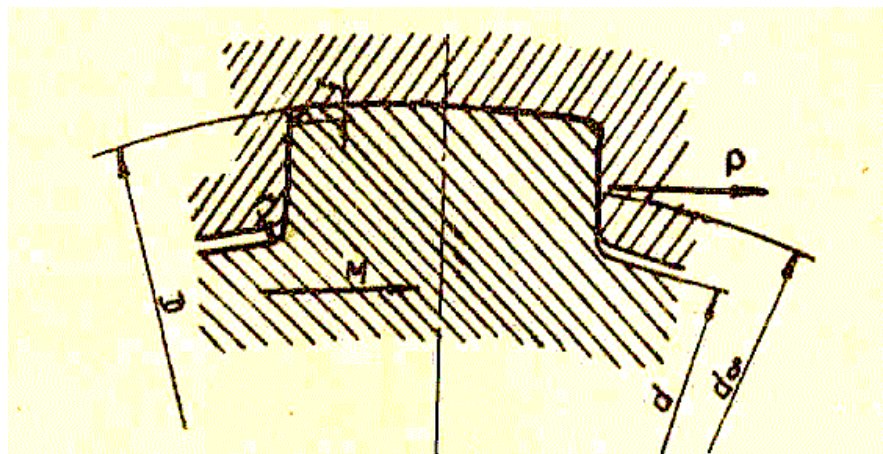


Rasm 14. (a) evolvent profilli tish va (b) uchburchak profilli tish.

Detallar shlisa diametrlari D yoki d buyicha markazlashtirilgan val va gupchakning o'qdossh bo'lishi yaxshi ta'minlanadi. Birok yon yoklari markazlashtirilganda yo'qlanish shlisa orasida bir xil taksimlanadi. Buning natijasida birikma ko'prok yo'qlanishda ishlay oladi. Shlisning ulchamlari shponkaniqi kabi valning diametriga qarab, tegishli GOST buyicha jadvallaridan tanlab olinadi.

Shlisli birikmalarni mustaxkamligini xisoblash.

Shlisli birikmalar asosan tishlari ezilishga tekshiriladi.



Расм-15

$$\sigma_{\text{зз}} = \frac{2T}{0,75zd_{\text{yp}}F_{\text{зз}}} \leq [\sigma]_{\text{зз}}$$

Bu erda z - tishlar soni

$$d_{\text{yp}} = \frac{D+d}{2} - \text{tishni urta diametri}$$

$F_{\text{зз}}$ - tishni ezilish yuzasi.

To'g'ri burchakli profilni shlisa uchun

$$F_{\text{зз}} = \left(\frac{D-d}{2} - f - z \right) l_{\text{uuu}}$$

bu erda l_{uuu} - tishni ishchi uzunligi
evolvent profilni shlisa uchun

$$F_{\text{т}} = 0,8m_{\text{т}}$$

bu erda: m – tish moduli.

Shlislar uchun ezuvchi kuchlanishning joiz qiymati birikmaning ishlash sharoitiga xam uni tashkil etuvchi detallarning termik ishlanganligiga qarab belgilanadi. Shlislarning sirti termik ishlanmaganda:

$$[\sigma]_{\text{т}} = 60 \dots 100 \text{ MPa}$$

Shlislarning sirti termik ishlanganda:

$$[\sigma]_{\text{т}} = 100 \dots 140 \text{ MPa}$$

NAZORAT SAVOLLARI

1. Shlislarni qanday kurinishda aniqlash mumkin?
2. Shlislarni qanday afzalliklari bor?
3. To'g'ri turtburchakli shlislar qanday markazlashtiriladi?
4. Shlislar mustaxkamlikka qanday xisoblanadi?
5. Shlisali birikmani qanday kamchiliklari bor?
6. Shlislar qanday turlarga bo'linadi?
7. Tish formasiga qarab qanday shlislar bo'ladi?
8. To'g'ri turtburchakli shlislar qanday deformatsiyaga tekshiriladi?
9. Shlislar uchun ezuvchi kuchlanishning joiz qiymati qanday aniqlanadi?
10. Evolvent profilni shlislar uchun tishni ezilish yuzasi qanday aniqlanadi?

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. X.X. Usmonxo'jaev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent 1970 yil. – 576 bet
2. R.Rustamxo'jaev «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to'plami, Toshkent, 1987 yil. – 246 bet.
3. S.A.Yo'ldoshbekov «Mashina va mexanizmlar nazariyasi» dan masala hamda misollar to'plami, Toshkent, 1988 yil. – 158 bet.
4. И.И. Артоболевский «Теория механизмов и машин», Москва, 1988 год. – 640 страница.
5. K.M.Mansurov «Materiallar qarshiligi kursi», Toshkent, 1983 yil. – 504 bet.
6. M.S.Movnin va boshqalar «Tekhnika va mexanika asoslari» Toshkent 1983 yil. – 450 bet.
7. А.В. Дарков, Г.С. Шпиро «Сопротивление материалов», Москва 1989 год. – 624 страница.
8. А.М. Михайлов «Сопротивление материалов», Москва 1989 год. – 352 страница.
9. Г.Б. Иосилевич и др. «Прикладная механика», Москва 1989 год. – 351 страница.
10. I.Sulaymonov «Mashina detallari», Toshkent 1981 yil. – 304 bet.
11. Г.Б. Иосилевич «Детали машин», Москва 1988 год. – 368 страница.
12. R.M.Tojiboev «Mashina detallari kursidan masalalar to'plami», Toshkent, 1992 yil. – 140 bet.
13. M.T. Urozboev «Materiallar qarshiligi asosiy kursi», Toshkent 1973 yil. – 498 bet
14. G.Sh.Zokirov «Mashina va mexanizmlar nazariyasi», Toshkent 2002 yil. – 184 bet.
15. M.Yaxyoev, Q.Mo'minov «Nazariy mexanika», Toshkent-O'qituvchi-1990
16. P.Shoxaydarov, SH.Shoziyotov, J.Zoirov «Nazariy mexanika», Toshkent-O'qituvchi-1991

