

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA
MAXSUS TAHLIM VAZIRLIGI

FARG'ONA POLITEKNIKA INSTITUTI

«TADBIQIY MEXANIKA» kafedrası



Ma'ruzalar matni

YER USTI TRANSPORT TIZIMLARI VA ULARNING
EKSPLUATATSIYASI (AVTO'MO'BIL TRANSPORTI)
YO'NALISHI TALABALARI UCHUN

FARG'ONA-2017

O'ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O'RTA
MAXSUS TAHLIM VAZIRLIGI

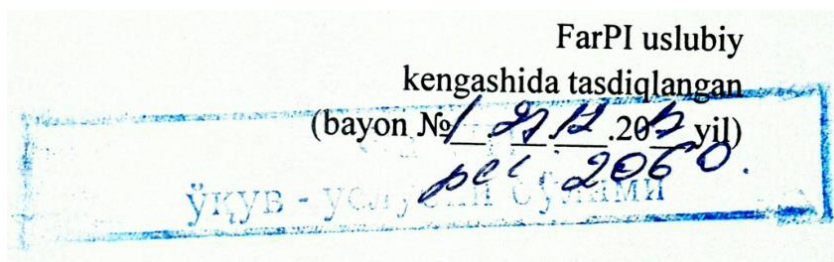
FARG'ONA POLITEKNIKA INSTITUTI

«TADBIQIY MEXANIKA» kafedrası

«MEXANIKA – 3» fanidan

Ma'ruzalar matni

YER USTI TRANSPORT TIZIMLARI VA ULARNING
EKSPLUATATSIYASI (AVTO'MO'BIL TRANSPORTI)
YO'NALISHI TALABALARI UCHUN



FARG'ONA-2017

Mexanika – 3 (Materiallar qarshiligi) kursi inshoot elementlarida, konstruktsiyalarda hosil bo'ladigan zo'riqishlar, deformatsiyalarni aniqlash usullarini, hamda mazkur konstruktsiyalarni mustahkamlikka, bikirlikka va ustivorlikka hisoblash usullarini o'rgatadi.

Kursning o'qitilishidan maqsad talabalarda inshootlarni loyihalash jarayonida asosiy masalalardan biri hisoblangan loyiha-konstruktorlik hisoblari bo'yicha boshlang'ich ko'nikmalar hosil qilishdan iboratdir.

Talabalar inshoot konstruktsiyalarining hisobiy modellari to'g'ri tanlash, amaliy masalalarni yechishda kursning hisob formulalaridan, zamonaviy hisoblash uslublaridan yaxshi foydalanishi uchun asosiy formulalarni puxta egallashi lozim.

5310600-Yer usti transport tizimlari va ularning ekspluatatsiyasi (avto'mo'bil transporti) yo'nalishlari talabalari uchun tayyorlangan. Qayta ko'rib chiqilgan ushbu ma'ruzalar to'plamida 27 ta ma'ruza nazarda tutilgan bo'lib, tegishli boblarning asosiy mazmunini qamrab olgan.

Ma'ruza matnlari «Tadbiqiy mexanika» kafedrasining yig'ilishida ko'rib chiqilgan va mahqullangan (bayon № 1 27.12.2017 y).

Tuzuvchilar:



t.f.n.,dots. Xamzaev I.X.

ass. Umarov E.S

Taqrizchi:

“Tadbiqiy mexanika”
kafedrası



t.f.n.,dots. Do'smatov A.

MUNDARIJA

1 - MA'RUZA	7
Mavzu: Kirish.....	7
2 - MA'RUZA	11
Mavzu: Kirish (davomi)	11
3 - MA'RUZA	17
Mavzu: Oddiy deformatsiyalarda IKF ni aniqlash va ularning epyuralarini qurish	17
4 - MA'RUZA	22
Mavzu: Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va taqsimlangan yuk orasidagi differentsial bog'lanishlar. Egilishdagi IKF epyuralarini qurish.....	22
5 - MA'RUZA	30
Mavzu: To'g'ri sterjenning cho'zilishi va siqilishi.....	30
6 - MA'RUZA	35
Mavzu: Materiallarning xossalarini sinab o'rganish	35
7 - MA'RUZA	38
Mavzu: Cho'zilish va siqilishda mustahkamlik va bikrlikka hisoblar ..	38
8 - MA'RUZA	44
Mavzu: Cho'zilish - siqilishdagi statik aniqmas masalalar	44
9 - MA'RUZA	50
Mavzu: Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanganlik va deformatsiyalanganlik holatlarining tahlili	50
10 – MA'RUZA	55
Mavzu: Kuchlanganlik va deformastiya holati nazariyalari.....	55
11 – MA'RUZA	60
Mavzu: Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlarni aniqlash. Morni doirasi, kuchlanishlar doirasi yordamida kuchlanganlik holatini grafik usulda aniqlash.....	60
12- MA'RUZA	65
Mavzu: Hajmiy kuchlanganlik holati. umumiy holatdagi kuchlanganlik holatidagi deformastianing potentsial energiyasi	65
13 – MA'RUZA	72
Mavzu: Tekis kesim yuzalarining geometrik xarakteristikalar.	72
14 - MA'RUZA	80
Mavzu: Bosh inerstiya o'qlari va bosh inerstiya momentlari	80
15 – MA'RUZA	85
Mavzu: Siljish.....	85
15 – MA'RUZA (davomi)	89
Mavzu: Siljishdagi potentsial energiya	89

16 - MA'RUZA	94
Mavzu: To'g'ri bruslarning buralishi.....	94
16 - MA'RUZA (davomi)	99
Mavzu: Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari.....	99
17 - MA'RUZA	104
Mavzu: To'g'ri bruslarni egilishi. Sof egilish. Kuchlanishlarni aniqlash.....	104
18 - MA'RUZA	109
Mavzu: Balkalarni normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.....	109
19- MA'RUZA	113
Mavzu: Ko'ndalang egilishda kuchlanishlarni aniqlash va mustahkamlikka hisoblash.....	113
19 – Ma'ruza (davomi).....	121
Mavzu: Egilishda ko'chishlarni aniqlash. Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi va uni integrallash	121
20-MA'RUZA	126
Mavzu: Deformatsiyalangan sistemalar ustivorligi.	126
21-MA'RUZA	131
Mavzu: Proportsionallik chegarasidan keyingi ustivorlikni yo'qolishi.....	131
22-MA'RUZA	136
Mavzu: Ko'chishlarni aniqlashning umumiy usullari.	136
23-MA'RUZA	143
Mavzu: Ishlar va ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar. Mor usuliida ko'chishlarni aniqlash.	143
24-MA'RUZA	149
Mavzu: Murakkab qarshilik.	149
24-MA'RUZA (davomi)	153
Mavzu:Markazlashmagan siqilish.....	153
25-MA'RUZA	157
Mavzu: Mustahkamlik nazariyalari.	157
26-MA'RUZA	161
Mavzu: Morni mustahkamlik nazariyasi.	161
27-MA'RUZA	165
Mavzu: Kuchlarni dinamik ta'siri	165
ADABIYOTLAR	172

1 - MA'RUZA

Mavzu: Kirish

REJA:

- 1.1. «Materiallar qarshiligi» fani, haqida asosiy tushunchalar.
- 1.2. Muhandislik tuzilmalari qismlarining hisob shakllari.
- 1.3. Fanda qabul qilingan asosiy faraz va cheklanishlar.

1.1. «Materiallar qarshiligi» fani haqida asosiy tushunchalar

«Materiallar qarshiligi» fani umummuhandislik fani hisoblanib, konstruksiyalar (tuzilmalar), inshootlar, mashina va mexanizmlar qismlarini mustahkamlikka, bikrlikka va ustvorlikka hisoblash usullarini o'rgatadi.

Mustahkamlik - yuqoridagilarning tashqi kuchlar ta'sirida yemirilishiga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir.

Ma'lumki, tabiatda absolyut qattiq, yahni deformatsiyalanmaydigan va yemirilmaydigan jismlar mavjud emas. Masalan, og'irligi 75 kg bo'lgan kishi oddiy qurilish g'ishtini bossa, uning balandligi 1/20.000 sm ga kamayadi. Bunda g'ishtning ikki qo'shni atomi bir - biriga taxminan $1/500000 \text{ \AA}$ (angstrem) ga yaqinlashadi ($2 \cdot 10^{-14} \text{ sm}$). Ma'lumki, $1 \text{ A} = 1/10000 \text{ mikron} = 1 \cdot 10^{-8} \text{ sm}$.

Shotlandiyadagi Fort ko'rfazidagi uzunligi 3 km bo'lgan osma ko'priknit tutib turuvchi po'lat arqonlarning doimiy deformatsiyasi taxminan 0,1 protsentni, yahni 3 m ni tashkil qiladi. Yuklanmagan holda po'lat atomlari orasidagi masofa deyarli $2 \text{ \AA}$ ni tashkil qilsa, bunda ular taxminan $2/1000 \text{ \AA}$ ga uzoqlashadilar.

Muhandislik tuzilmalarining mehyoriy ishlashlarini tahminlash uchun ularning qismlarining deformatsiyasini, yahni tashqi kuchlar ta'sirida shakl va o'lchamlarining o'zgarishini, chegaralash zarur bo'ladi.

Bikrlilik - muhandislik tuzilmalari qismlarining tashqi kuchlar ta'sirida deformatsiyalanishga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir.

Muhandislik tuzilmalari qismlarining tashqi kuchlar ta'sirida o'zlarining dastlabki muvozanat holatlarini saqlash qobiliyatlari ustivorlik deyiladi. Tuzilma qismining tashqi kuchlar ta'sirida o'zining dastlabki muvozanat shaklini va deformatsiyalanish tarzini sifatidan o'zgartirmasligi uning mehyoriy ishlashida nihoyatda muhimdir.

Muhandislik tuzilmalariga qo'yiladigan mustahkamlik, bikrlilik va ustvorlik talablari iqtisodiy talablar bilan ziddiyatli yechimlarga ega. Chunki, birinchi uchta talablarni qondirish uchun materialni ko'proq sarflash talab qilinsa, iqtisodiy talablar xarajatlarni kamaytirish uchun material sarfini kamaytirishni nazarda tutadi. «Materiallar qarshiligi» hisob usullari yordamida bu ziddiyatli talablar kesishuvli yechimlarga keltiriladi.

«Materiallar qarshiligi» faniga oid dastlabki ishlarni tarixda 1638 yildagi G. Galiley (Italiyaning Padue shahridagi o'quv yurtining matematika professori) ishlari bilan bog'lashadi. Bahzi manbalarda italyan olimi Leonardo Da Vinchi (1452-1519) ham bahzi hisoblarni bajarganligi ko'rsatiladi. Fanning vujudga kelishi va rivojlanishiga R. Guk, E. Mariott, Dyugamel', SH. Kulon, Ya. Bernulli, T. Yung, O.

Koshi, A. Sen-Venan, O. Mor, L. Eyler, D. Juravskiy, F. Yasinskiy, S. Timoshenko, A. Belyaev, S. Ponomarev, V. Feodos'ev, o'zbek olimlaridan M. O'razboev, X. Raxmatullin, K. Mansurov, T. Rashidov, Q. Abdurashidov va boshqalarning tadqiqotlari va yaratgan adabiyotlari katta ahamiyatli bo'ldi.

Materiallar qarshiligidan dastlabki kitob Frantsiyada 1826 yilda nashr qilindi.

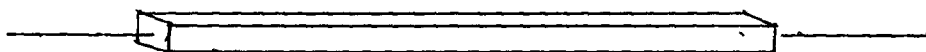
Ayni paytda ham ushbu fanning hal qilishi zarur bo'lgan masalalarining yetarliligini ta'kidlash lozim.

Bu fan o'z masalalarini boshqa fanlarga asoslanib, ular bilan uzviy aloqada hal qiladi. Materiallar qarshiligi fani, ayniqsa, nazariy mexanika fani bilan bog'liq. SHu bilan birga ular orasida bahzi masalalarga turlicha yondoshish ham mavjud. Masalan, nazariy mexanika jismlarni absolyut qattiq deb hisoblasa, materiallar qarshiligi fanida ularning deformatsiyalanishlari ham nazarda tutiladi. Ushbu asosiy ziddiyat oqibatida nazariy mexanikaning to'plangan kuchni ta'sir chizig'i bo'yicha, juft kuchni o'z ta'sir tekisligida ko'chirish qoidalarini deformatsiyalanuvchi jismlar mexanikasida qo'llab bo'lmaydi.

1.2. Muhandislik tuzilmalari qismlarining hisob sxemalari

Murakkab shaklli muhandislik tuzilmalarining elementlarini sxemalashtirib, oddiy shaklli jismlar ko'rinishiga keltiriladi. Ular qatoriga quyidagilar kiradi:

1. Brus - ko'ndalang kesimining ikki o'lchamlari uchinchi o'lchami (uzunligi) ga nisbatan ancha yuqori tartibda katta jism. Bruslar to'g'ri va egri o'qli bo'ladilar. Ko'ndalang kesimlar og'irlik markazlarining brus uzunligi bo'ylab geometrik o'rni brus o'qini tashkil qiladi. (1.1-shakl)



1.1 - shakl

Agar brus cho'zilish yoki siqilishga ishlasa - sterjen, buralishga ishlasa - val, egilishga ishlasa - balka to'sin deb yuritiladi.

2. Plastinka - ikkita tekis sirt bilan chegaralangan jism bo'lib, tekis sirtlar orasidagi masofa, yahni jism qalinligi, boshqa ikki o'lchamlariga nisbatan ko'p marta kichikdir. (1.2-shakl)



1.2 - shakl

3. Qobiq - ikkita egri sirt bilan chegaralangan jism bo'lib, uning qalinligi, yahni sirtlar orasidagi masofa qolgan ikki o'lchamiga nisbatan ko'p marta kichikdir. (1.3-shakl)



1.3 - shakl

4. Massiv (vazmin jism) - uchala o'lchami bir xil tartibda bo'lgan jism. (1.4-shakl)



1.4 - shakl

5. Sterjenlarni sharnirlar yordamida tutashtirib tuzilgan shakli geometrik o'zgarmas sistema ferma deb yuritiladi. Fermani tashkil qiluvchi sterjenlar faqat cho'zilish - siqilishga ishlaydi.

6. Bruslarni bikiq qilib tutashtirib tuzilgan shakli geometrik o'zgarmas sistema rama deyiladi.

1.3. Fanda qabul qilingan asosiy faraz va cheklanishlar

«Materiallar qarshiligi» usullarida bajarilayotgan hisoblarda ko'rilayotgan jismlarning barcha xususiyatlarini nazarda tutib bo'lmaydi. Hisob usullari sodda va hisoblarda qo'llanilishi qulay bo'lishlari lozim. Ular yetarli aniqlikda va tuzilmaga qo'yiladigan asosiy talablarni qanoatlantiridigan bo'lishlari zarur.

SHu maqsadlarda quyidagi asosiy umumiy farazlar nazarda tutiladi.

1 - faraz. Jism materialining tuzilishi uzluksiz. Bunda jismning atom tuzilishi hisobga olinmaydi, material jism hajmini bo'shliqlarsiz to'ldiradi deb qaraladi.

2 - faraz. Jism materiali bir jinsli va izotrop, yahni jismning xususiyatlari uning barcha nuqtalarida va yo'nalishlarida bir xil.

3 - faraz. Jismga tashqi kuch qo'yilgunga qadar uning tashkil qiluvchilari orasida o'zaro ta'sir kuchlari bo'lmaydi (zo'riqmaganlik).

4 - faraz. Kuchlar ta'sir ining mustaqillik qoidasi (printsipi). Bu farazga ko'ra kuchlar tizimining jismga ta'sir larining umumiy natijasi har qaysi kuchning alohida - alohida ta'sir lari natijalarining yig'indisiga teng.

5-faraz. Sen-Venan qoidasi (printsipi). Bu farazga ko'ra tashqi kuchlarning qo'yilish nuqtalaridan yetarlicha uzoqlikda joylashgan nuqtalardagi ichki kuchlarning xarakteri bu kuchlarning ta'sir usuliga bog'liq emas. Bu farazga asoslanib, kichik

yuzalardagi taqsimlangan kuchlarni, hisoblarni soddalashtirish maqsadlarida, to'plangan kuch bilan almashtirish mumkin.

Ushbu asosiy umumiy farazlardan boshqa cheklanishlar fanning tegishli bo'limlarida ko'rsatiladi.

Nazorat savollari

1. «Materiallar qarshiligi» fani nimalarni o'rganadi? Mustahkamlik, bikrlilik va ustvorlik tushunchalari haqida so'zlang.
2. Fanning qisqacha tarixini gapirib bering.
3. «Materiallar qarshiligi» hisoblarida nazariy mexanikaning qanday qoidalarini qo'llab bo'lmaydi? Nima uchun?
4. Muhandislik tuzilmalari elementlarining asosiy turlarini tushuntiring.
5. Brus, plastinka va massivlarning xarakterli geometrik belgilarini ko'rsating.
6. «Materiallar qarshiligi» hisoblarida qabul qilingan asosiy farazlar va cheklanishlar nimalardan iborat?
7. Jismning deformatsiyasi nima?
8. Loyihalanayotgan muhandislik tuzilmalariga qanday asosiy talablar qo'yiladi?
9. Qanday kesim ko'ndalang kesim deb aytiladi?
10. Sen-Venan qoidasining mohiyatini qanday tushunasiz?
11. Kuchlar ta'sir larining mustaqillik printsipi nimani bildiradi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar.

Mexanik kattaliklarning farqlari:

Nomi	Uzunlik	Vaqt	Massa	Kuch
SI sistemasi	metr m	sekund s	kilogramm kg	Nyuton N
AQSh sistemasi FPS	Foot ft	sekund s	slug lb s ² /ft	Pound lb

Kattaliklar	FPS	SI
Kuch	lb	4,448 N
Massa	slug	14,59kg
Uzunlik	ft	0,3048 m

2 - MA'RUZA

Mavzu: Kirish (davomi)

REJA:

- 2.1. Tashqi kuchlar va ularning klassifikatsiyasi.
- 2.2. Deformatsiyalar va ko'chishlar.
- 2.3. Ichki kuchlar. Kesish usuli. Kuchlanishlar.
- 2.4. Ichki kuch faktorlari (IKF) bilan kuchlanishlar orasidagi bog'lanishlar.

2.1. Tashqi kuchlar va ularning klassifikatsiyasi

Muhandislik tuzilmalarining qismlari ish jarayonida tashqi ta'sir ni kuch ko'rinishida qabul qiladilar va ularni bir - birlariga uzatadilar. Tashqi kuchlar eng avvalo qo'yilish shartiga ko'ra hajmiy va sirtqi turlarga bo'linadi. Hajmiy kuchlar jismning barcha tashkil qiluvchi zarralariga ta'sir qiladi (jismning og'irlik kuchi, inertsia kuchlari, magnit ta'siri).

Sirtqi kuchlar jismlarga qo'shni jismning tegib turgan sirti orqali uzatiladi. Sirtqi kuchlar to'plangan va taqsimlangan bo'lishlari mumkin. To'plangan kuch jismning juda kichik yuzasiga qo'yilib, hisoblarni yengillashtirish maqsadida nuqta orqali ta'sir qiladi deb hisoblanadi.

Uzunlik yoki yuzaga uzluksiz qo'yilgan kuch taqsimlangan kuchdir. Ularning asosiy tahrifi uning jadalligi (intensivligi) hisoblanadi $\left(\frac{H}{m}, \frac{H}{m^2}\right)$.

Taqsimlangan kuchlar tekis taqsimlangan yoki tekis taqsimlanmagan bo'lishi mumkin.

Tashqi kuchlar vaqt bo'yicha o'zgarish tarziga ko'ra statik va dinamik kuchlarga bo'linadi.

Jismga asta - sekin qo'yiladigan, jismni tebratmagan holda noldan eng yuqori qiymatigacha o'sib borib, keyin o'zgarmay qoladigan yoki sezilarsiz o'zgaradigan kuch statik kuchdir. Uning yorqin misoli sifatida tomga yoqqan qor og'irligini keltirish mumkin.

Vaqt o'tishi bilan o'zgaradigan, jismning tezlanishlari va tebranishlariga sabab bo'ladigan kuchlar dinamik kuchlardir. Bunga zarb ta'siri ni, bexosdan qo'yilgan kuchni misol qilib ko'rsatish mumkin. Umuman dinamik kuch statik kuchdan ma'lum tezlanishda qo'yilishi bilan farqlanadi. Bu esa o'z navbatida ancha katta qiymatlarda inertsia kuchlarining hosil bo'lishiga sabab bo'ladi.

Tashqi kuchlar, bulardan tashqari doimiy (ko'priknig xususiy og'irligi) va vaqtinchalik (ko'priktan o'tayotgan poezd og'irligi), shuningdek, tsiklik (davriy o'zgaruvchi yoki takrorlanuvchi o'zgaruvchi) bo'lishi mumkin.

2.2. Deformatsiyalar va ko'chishlar

Yuqorida belgilanganidek, jismlar tashqi kuchlar ta'siri da o'zlarining shakl va o'lchamlarini o'zgartiradi, yahni deformatsiyalanadi.

Jismning yoki uning biror qismining chiziqli o'lchamining o'zgarishi - chiziqli, burchak o'lchamining o'zgarishi - burchak deformatsiyasi deb yuritiladi. Agar deformatsiya jism hajmi bo'yicha sodir bo'lsa, jismning ma'lum yo'nalishda mazkur nuqtasidagi deformatsiyasi to'g'risida gap boradi.

CHiziqli deformatsiya o'lchovi sifatida nisbiy uzayish yoki nisbiy qisqarish (ϵ) qo'llanadi.

Burchak deformatsiyasining o'lchami siljish burchagi (γ) hisoblanadi.

Tajribalarning ko'rsatishicha chiziqli va burchak deformatsiyalari yuk olinganidan keyin to'la yoki qisman yo'qolishlari mumkin.

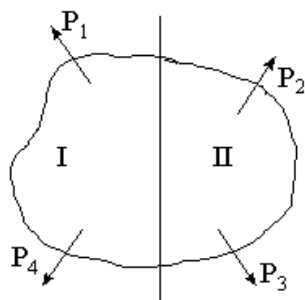
Jismdan tashqi kuch ta'siri olingandan keyin yo'qoladigan deformatsiya qayishqoq yoki elastik deformatsiya, jismlardan kuch olinganidan keyin o'zining dastlabki o'lchamlarini va shaklini saqlash qobiliyati qayishqoqlik deyiladi.

Kuch olinganidan keyin ham saqlanadigan deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya, jismlarning yemirilmasdan qoldiq deformatsiya berish xususiyati plastiklik deb yuritiladi.

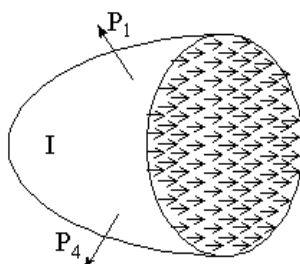
Jismning barcha nuqtalaridagi deformatsiya va jismning mahkamlanish shartlari ma'lum bo'lsa, uning nuqtalarining ko'chishlarini, yahni ularning deformatsiyadan keyingi vaziyatlarini (yahni koordinatlarini) aniqlash mumkin.

2.3. Ichki kuchlar. Kesish usuli (KOAM-qoidasi). Kuchlanishlar

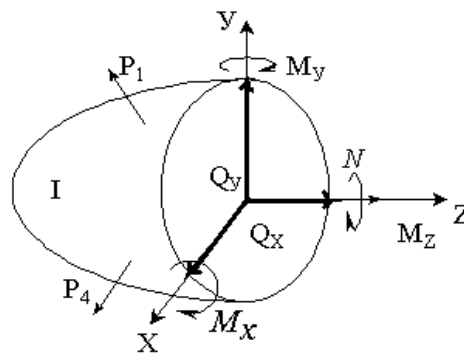
Jismni tashkil qiluvchi elementar zarralar orasida o'zaro ta'sir kuchlari (birlamchi ichki kuchlar) ta'sir qilib, ular jismning yaxlitligini tahminlaydi. Jismga tashqi kuch qo'yilganida elementar zarralar orasida birlamchi ichki kuchlarga qo'shimcha ichki qarshilik kuchlari hosil bo'ladi. Bu kuchlarni ichki kuchlar, yoki zo'riqish kuchlari, yoki qayishqoqlik kuchlari deb yuritiladi. Ular qism deformatsiyasiga qarshilik qiladi, yahni jismning dastlabki shakli va o'lchamlarini tiklashga intiladi. Bu ichki kuchlarning qiymati deformatsiya ortishi bilan ichki va tashqi kuchlar muvozanatlashgunga qadar ortib boradi. Agar bu muvozanat sodir bo'lmasa qattiq jismni tashkil qiluvchi elementar zarralar muvozanati, yahni ularning o'zaro bog'liqligi buziladi. Natijada jismning tegishli joyida mikroyoriq hosil bo'ladi va jism yemiriladi. Demak, jismning yemirilishining bevosita sababchisi sifatida qiymati molekulalararo o'zaro ta'sir kuchlari kattaligiga erisha oladigan ichki zo'riqish kuchlarini ko'rsatish mumkin. SHuning uchun ularning kattaligini aniqlash muhim masala kasb etadi. Bu maqsadlarda kesish usulidan foydalaniladi.



2.1 - shakl



2.2 - shakl



2.3 - shakl

Kesish usulining mohiyati quyidagicha. Biror nuqtasidagi zo'riqish kuchlarini topish zarur bo'lgan jism R_1 , R_2 , R_3 va R_4 kuchlar sistemasi ta'sirida muvozanatda turibdi (2.1 - shakl).

1. Jismni bizni qiziqtirayotgan nuqta va kesim orqali o'tuvchi tekislik bilan fikran kesamiz. Jism ikki bo'lakka bo'linadi.

2. Ajratilgan bo'laklardan biri, masalan, o'ng II tomon tashlab yuboriladi 1- qism olib qolinadi (2.2 - shakl). Bunda qolgan chap I qism muvozanati buziladi.

3. Olib qolingani qism muvozanatini tiklash uchun tashlab yuborilgan o'ng II qismning olib qolingani chap I qismga ta'sirini ichki zo'riqish kuchlari bilan almashtiramiz. Ularning kattaligi, yo'nalishi va taqsimlanishi qonuni noma'lum. Ammo, ma'lumki, har qanday kuchlar sistemasini bitta bosh vektor va bitta bosh momentga keltirish mumkin. 2.3 - shaklda ularning tuzuvchilari (komponentlari) ko'rsatilgan. Ularni bahzan ichki kuch omillari deb ham yuritiladi.

4. Qoldirilgan chap qismning muvozanat sharti yoziladi.

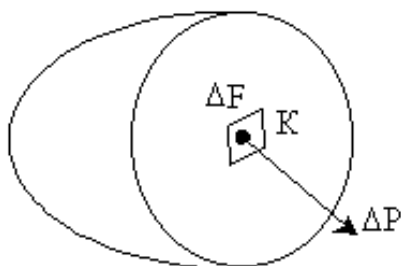
$$\begin{aligned} \sum Z &= 0 & \sum M_Z &= 0 \\ \sum X &= 0 & \sum M_X &= 0 \\ \sum Y &= 0 & \sum M_Y &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Ichki kuch omillarining har bir alohida turi deformatsiyaning alohida turi bilan bog'liq. Masalan, brus ko'ndalang kesimlarida faqat normal kuch N hosil bo'lib, qolganlari nolga teng bo'lsa, brus cho'zilish yoki siqilish deformatsiyasi ta'sirida bo'ladi. Brus ko'ndalang kesimlarida faqat ko'ndalang kuch (Q_x yoki Q_y) ta'sir etsa, siljish, faqat burovchi moment M_z ta'sir etsa buralish deformatsiyasi sodir bo'ladi. Brus ko'ndalang kesimlarida bosh moment tuzuvchilaridan faqat M_x yoki M_u ta'sir etsa, u sof egilish deformatsiyasi ostida bo'ladi. Bir vaqtda ko'ndalang kesimda bir necha zo'riqish kuchlari ta'sir etsa brus murakkab deformatsiya vaziyatida bo'ladi.

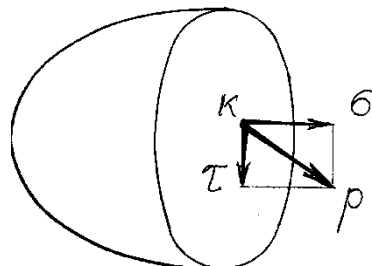
Ichki kuchlarning jadalligini (intensivligini) baholash uchun kuchlanish tushunchasi kiritiladi. Kuchlanish topilishi zarur bo'lgan K nuqta atrofida elementar ΔF yuzacha ajratamiz (2.4 - shakl). Unda o'rtacha kuchlanish

$$p_{yp} = \frac{\Delta P}{\Delta F}, \quad (2.2)$$

bu yerda ΔR - ushbu ΔF elementar yuzachadagi ichki zo'riqish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi.



2.4 - shakl.



2.5 - shakl.

Ajratilgan elementar yuzacha qancha kamaytirilsa, kesim nuqtasidagi ichki kuch intensivligi shuncha aniqroq topiladi.

Ajratilgan elementar yuzacha nolga intilganda (nuqtaga tortilganda) nuqtadagi kuchlanish haqiqiy kuchlanish deyiladi.

$$p = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta P}{\Delta F}. \quad (2.3)$$

Kuchlanish vektorini ikkita tuzuvchiga ajratamiz (2.5 - shakl): kesim yuziga tik yo'nalgan normal kuchlanish (σ) va kesim yuziga parallel yunalgan urinma kuchlanish (τ).

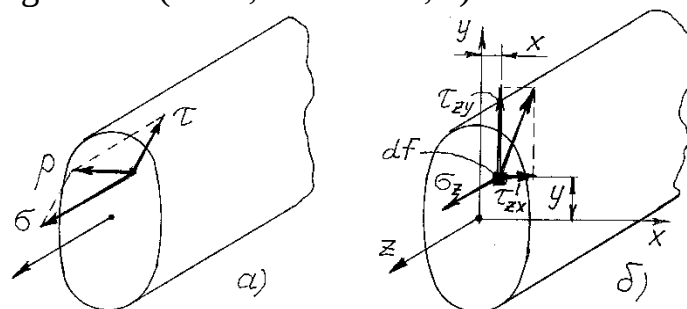
Nuqtadagi to'la kuchlanish

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}. \quad (2.4)$$

Yuqoridagilardan ko'rinadiki, ichki kuchlarning kesim yuzasi birligiga to'g'ri kelgan kattaligi kuchlanishdir. Uning o'lchov birligi-Paskal ($1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$). Bu birlik juda kichikligidan amaliy hisoblarda kuchlanish megapaskallarda o'lchanadi yoki kN/m^2 . ($1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$.)

2.4. Ichki kuch faktorlari (IKF) bilan kuchlanishlar orasidagi bog'lanishlar

Yuqorida nuqtadagi kuchlanishni ikkita tuzuvchilarga - normal va urinma kuchlanishlarga ajratgan edik (2.5 - , 2.6 - shakl, a).



2.6 - shakl.

Bahzi hollarda to'la kuchlanish vektorini koordinata o'qlariga parallel bo'lgan uchta tuzuvchiga ajratish qulay bo'ladi. 2.6, b shaklda brus ko'ndalang kesimidagi ixtiyoriy nuqtadagi kuchlanishlarning koordinata o'qlariga parallel bo'lgan tuzuvchilari ko'rsatilgan. Bu tuzuvchilarning indeksleri quyidagi qoida asosida qo'yilgan: normal kuchlanishning indeksi kesim normali parallel bo'lgan o'qni, urinma kuchlanishning birinchi indeksi shu nuqtadagi normal kuchlanish indeksi bilan mos bo'lib, kesim normali parallel bo'lgan o'qni, ikkinchi indeksi kuchlanishning qaysi o'qqa parallelligini ko'rsatadi.

To'la kuchlanishni normal va urinma kuchlanishlarga ajratish ma'lum fizik mahnoga ega. Zo'riqqan material zarralari bir - birlaridan uzoqlashish yoki yaqinlashishga intilgan holda normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Urinma kuchlanishlar material zarralarining ko'rilayotgan kesim bo'yicha siljishi bilan bog'liqdir.

Endi brusning ko'ndalang kesimidagi IKF bilan kuchlanishlar orasidagi munosabatlarini tuzamiz. Elementar yuzachadagi elementar ichki kuchlar quyidagiga teng:

$$dN = \sigma_z dF; \quad dQ_x = \tau_{zx} dF; \quad dQ_y = \tau_{zy} dF.$$

Elementar ichki kuchlarni brusning ko'ndalang kesim yuzi bo'yicha yig'ib, bosh vektorning tuzuvchilari uchun quyidagi ifodalarni hosil qilamiz:

$$N = \int_F \sigma_z dF; \quad Q_x = \int_F \tau_{zx} dF; \quad Q_y = \int_F \tau_{zy} dF. \quad (2.5)$$

Elementar ichki kuchlarning tegishli o'qlarga nisbatan elementar momentlarini topamiz:

$$dM_x = \sigma_z \cdot y dF; \quad dM_y = \sigma_z \cdot x dF; \\ dM_z = \tau_{zx} \cdot y dF + \tau_{zy} \cdot x dF.$$

Bundan

$$M_x = \int_F \sigma_z \cdot y dF; \quad M_y = \int_F \sigma_z \cdot x dF; \quad M_z = \int_F (\tau_{zx} \cdot y + \tau_{zy} \cdot x) dF. \quad (2.6)$$

Bu formulalar yordamida IKF ma'lum bo'lganida kuchlanishlarni topish mumkin.

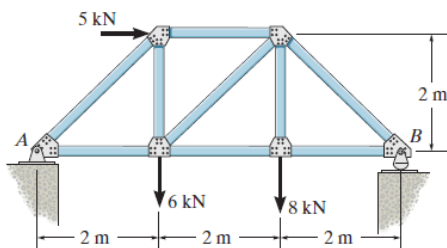
Nazorat savollari

1. Sirtqi va hajmiy kuchlar bir - birlaridan nima bilan farqlanadilar? Sirtqi kuchlarning qanday turlarini bilasiz?
2. To'plangan kuch va moment nima?
3. Taqsimlangan kuchlarning qanday turlarini bilasiz? Taqsimlangan kuchning jadalligi nima?
4. Deformatsiya tushunchasini tahriflang?
5. CHiziqli va burchak deformatsiyalarining farqi nimada?
6. Elastik va plastik deformatsiyalar qanday farqlanadilar?
7. Ichki zo'riqish turlarini tahriflang.
8. Kesish usulining mohiyati nimada?
9. Ichki kuch omillarining qanday turlarini bilasiz?
10. Oddiy deformatsiya turlarining ichki kuch omillari turlari bilan bog'liqligi nimada?
11. Kuchlanish nima? Uning ikkita turini ayting. Ular kesimga nisbatan qanday yo'naladilar?
12. To'la kuchlanish vektori tuzuvchilari indekslarining mahnosini tushuntirib bering.
13. To'la kuchlanishni normal va urinma kuchlanishlarga ajratishning fizik mahnosi nimada?
14. Brus ko'ndalang kesimidagi IKF bilan kuchlanishlar orasida qanday bog'lanishlar mavjud?

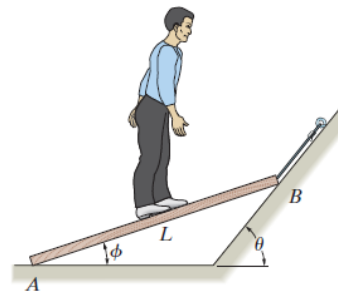
Horijiy manbaalardan olingan materiallar

[20] 40-103 betlar

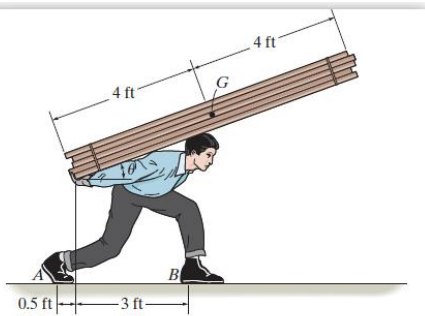
Bir necha jismlarning sistemasiga misollar:



Prob. 5-15



Prob. 5-19



Masala 5-13 : [1] 231-bet

ABC richag 400 N kuch yordamida tortilayotgan qisqa sharnir BD sharnir vositasida mahkamlangan. Agar masofalar ma'lum bolsa, A tayanchdagi kuchni aniqlang.

Equations of Equilibrium. By requiring the force system to be concurrent at O , since $\sum M_O = 0$, the angle θ which defines the line of action of F_A can be determined from trigonometry,

$$\theta = \tan^{-1}\left(\frac{0.7}{0.4}\right) = 60.3^\circ$$

Using the x, y axes and applying the force equilibrium equations,

$$+\rightarrow \sum F_x = 0; \quad F_A \cos 60.3^\circ - F \cos 45^\circ + 400 \text{ N} = 0$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0; \quad F_A \sin 60.3^\circ - F \sin 45^\circ = 0$$

Solving, we get

$$F_A = 1.07 \text{ kN}$$

$$F = 1.32 \text{ kN}$$

NOTE: We can also solve this problem by representing the force at A by its two components A_x and A_y and applying $\sum M_A = 0$, $\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$ to the lever. Once A_x and A_y are determined, we can get F_A and θ .

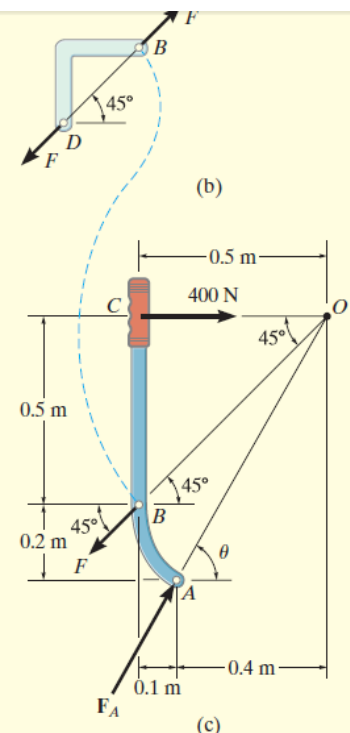


Fig. 5-22

3 - MA'RUZA

Mavzu: Oddiy deformatsiyalarda IKF ni aniqlash va ularning epyuralarini qurish

REJA:

- 3.1. CHo'zilish - siqilish deformatsiyasida IKF epyuralarini qurish.
- 3.2. Buralish deformatsiyasida IKF epyuralarini qurish.
- 3.3. Egilishdagi IKF va ularni aniqlash.

3.1. CHo'zilish - siqilish deformatsiyasida IKF epyuralarini qurish.

CHo'zilish yoki siqilish deformatsiyasida brus ko'ndalang kesimlarida faqat bo'ylama zo'riqish kuchlari hosil bo'ladi.

Bo'ylama kuch deb, brusning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan normal kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisiga aytiladi:

$$N = \int_F \sigma dF \quad (3.1)$$

Bo'ylama zo'riqish kuchini kesish usuli yordamida topiladi. Brusning ixtiyoriy kesimidagi bo'ylama zo'riqish kuchi brusning olib qolingani qismidagi barcha tashqi kuchlarning brus o'qiga proektsiyalarining algebratik yig'indisiga teng. Bunda tashqi kuch proektsiyasi kesimdan tashqariga yo'nalgan bo'lsa musbat ishora bilan tenglamaga kiritiladi va aksincha.

Bo'ylama kuchlarning brus o'qi bo'ylab o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafik bo'ylama kuch epyurasi deyiladi. Bunda abstsissa o'qi epyuraning baza chiziqi bo'lib xizmat qiladi va u sterjen o'qiga parallel qilib o'tkaziladi. Bunga tik qilib o'tkazilgan ordinata o'qiga tanlangan masshtabda, ishorani nazarda tutgan holda bo'ylama kuch kattaliklari qo'yiladi.

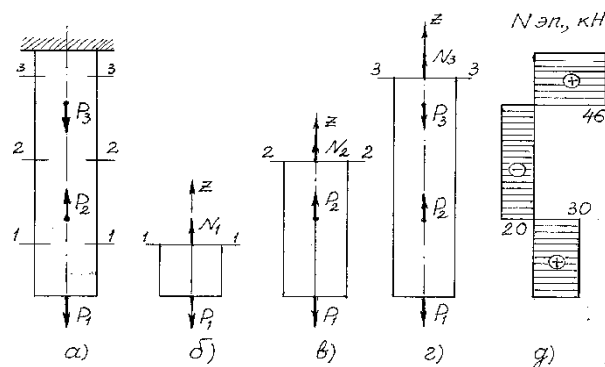
Bo'ylama kuch epyurasining brusning o'qi bo'yicha yo'nalishda ta'sir etayotgan to'plangan kuchga tegishli nuqtasida shu to'plangan kuch kattaligi va yo'nalishida bo'ylama kuch qiymati sakrab o'zgaradi. Agar brusga bo'ylama yo'nalishda tekis taqsimlangan kuch ta'sir etayotgan bo'lsa, bo'ylama kuch epyurasining tegishli qismi og'ma to'g'ri chiziq ko'rinishida bo'ladi. Bunda shu qismdagi epyuraning og'ma to'g'ri chiziqi ordinatalarining farqi shu qism uzunligi bilan yoppa kuch intensivligi (jadalligi) ko'paytmasiga teng bo'ladi. Qurilgan bo'ylama kuch epyurasining to'g'riligini tekshirishda ana shu ko'rsatmalarga ehtibor qilish kerak.

Sterjenlarni mustahkamlik va bikrlikka hisoblashda zarur bo'ladigan bo'ylama kuchning zarur qiymatlari bo'ylama kuch epyurasidan olinadi. Bo'ylama kuchlarni aniqlash va ularning epyurasini qurishni quyidagi misolda ko'ramiz:

3.1 -misol. Bir uchi bilan mahkamlangan sterjenning o'qi bo'ylab

$R_1=30 \text{ kN}$, $R_2=50 \text{ kN}$, $R_3=66 \text{ kN}$ kuchlar ta'sir etadi. SHu sterjen uchun bo'ylama kuch epyurasi qurilsin (3.1 - shakl, a).

Echish. Sterjen kesimlaridagi bo'ylama kuchlarni aniqlashni brusning erkin uchidan boshlaymiz.



3.1 - shakl.

1-1 kesim (3.1 - shakl, b). Sistemadagi tayanch reaksiyasini topib o'tirmaslik uchun kesim o'tkazilgach, brusning erkin uchi tomonini olib qolingani mahqul.

Olib qolingani qism kesimidagi bo'ylama kuchni doimo kesimdan tashqariga yo'naltiraylik. Agar aniqlangan bo'ylama kuch qiymati musbat ishorali chiqsa, ko'rilayotgan qism cho'zilish, aks holda siqilish deformatsiyasi ostida bo'ladi. SHartli ravishda chuzuvchi bo'ylama kuchni musbat, siquvchi bo'ylama kuchni esa manfiy deb ishoralash qabul qilingan.

SHunday qilib, brusning 1-1 kesimdan pastda qolgan qismi uchun muvozanat tenglamasini yozamiz.

$$\sum Z = 0. N_1 - R_1 = 0.$$

Bundan $N_1 = R_1 = 30 \text{ kN}$ (cho'zuvchi).

Ushbu ifoda yuqorida ko'rilgan bo'ylama zo'riqish kuchi tenglamasini tuzish qoidasiga mos keladi.

2-2 kesim (3.1 - shakl, v)

Endi yuqoridagi qoidaga ko'ra:

$$N_2 = R_1 - R_2 = 30 - 50 = -20 \text{ kN (siquvchi)}$$

3-3 kesim (3.1 - shakl, g)

$$\text{SHunga o'xshash. } N_3 = R_3 - R_2 + R_1 = 66 - 50 + 30 = 46 \text{ kN (cho'zuvchi)}$$

Endi bo'ylama kuchlarning topilgan qiymatlari asosida bo'ylama kuch epyurasi (3.1 - shakl, d) quriladi. Undan brusning pastki va yuqoridagi qismlarining cho'zilishi, o'rtadagi qismining siqilishini ko'ramiz.

$$N_{\max} = 46 \text{ kN.}$$

3.2. Buralish deformatsiyasida IKF epyurasini qurish

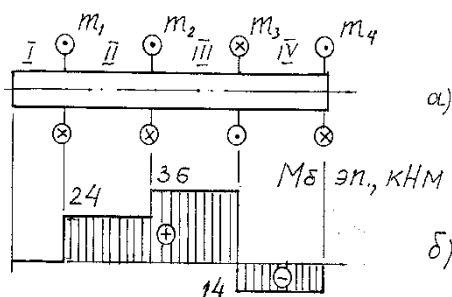
Brusni buralishga hisoblashda uning ixtiyoriy kesimidagi burovchi moment qiymatini bilish zarur bo'ladi. Burovchi momentlarning val uzunligi bo'yicha o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafik burovchi momentlar epyurasi deyiladi. Bu epyurani qurish bo'ylama kuch epyurasini qurishga o'xshash. Valning ixtiyoriy kesimidagi burovchi momentni topishda ham kesish usulidan foydalaniladi.

Ko'rilayotgan kesimdagi burovchi moment ko'rilayotgan kesimdan bir tomondagi tashqi burovchi momentlarning algebraik yig'indisiga teng. Epyurani qurish uchun ishoralar tartibi to'g'risida kelishib olish lozim. Umuman burovchi momentning ishorasi fizik mahnoga ega emas.

Agar kesim tomondan qaraganda, tashqi burovchi moment valni soat strelkasining harakat yo'nalishiga qarshi aylantirsa musbat, soat strelkasining harakat yo'nalishi bo'yicha aylantirsa manfiy deb olamiz.

Val kesimlaridagi burovchi momentlarni aniqlash va ularning epyurasini qurishni quyidagi misolda ko'ramiz.

3.2 - misol. Bir uchi bilan mahkamlangan brusga uning ko'ndalang kesimlari tekisligida ta'sir qiluvchi $m_1=24$ kNm, $m_2=12$ kNm, $m_3=50$ kNm va $m_4=14$ kNm burovchi momentlar ta'sir etadi. Burovchi momentlar epyurasi qurilsin (3.2 - shakl, a).



3.2 - shakl.

Echish. Brusni I, II, III va IV qismlarga bo'laylik. Brus kesimlaridagi burovchi momentlarni aniqlashni brusning I qismidan boshlaylik.

I qism. $M_b=0$.

II qism. $M_b=m_1=24$ kNm.

III qism. $M_b=m_1+m_2=24+12=36$ kNm.

IV qism. $M_b=-m_4=-14$ kNm.

Oxirgi qismni ko'rishda brusning o'ng tomoni olib qolindi.

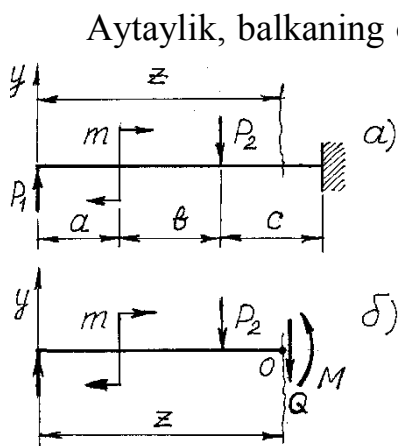
Burovchi momentlarning aniqlangan qiymatlari bo'yicha burovchi momentlar epyurasi (3.2 - shakl, b) qurildi. Burovchi momentlarning brus qismlaridagi qiymatlari kesim abstsissasiga bog'liq emas. SHuning uchun burovchi momentlar epyurasi uchta to'g'ri to'rtburchakdan iborat bo'ldi. Burovchi moment epyurasining brusning tashqi to'plangan momentlar ta'sir qilayotgan kesimlariga tegishli nuqtalarida shu momentlar qiymati va yo'nalishiga mos «sakrash»lar kuzatiladi. Qurilgan epyuraning to'g'riligini tekshirishda odatda ana shu «sakrash»larga ehtibor beriladi.

Burovchi momentning eng katta qiymati brusning uchinchi qismida ta'sir qilib, uning qiymati $M_{\delta\max}=36$ kNm.

3.3. Egilishdagi ichki kuch faktorlari omillari (IKF) va ularni aniqlash.

Tekis ko'ndalang egilishda balka ko'ndalang kesimlarida hosil bo'luvchi ichki zo'riqish kuchlari bitta bosh vektor (Q_y) va bitta bosh momentga (M_x) keltiriladi (bundan keyingi hollarda ularning indekslarini tushirib yozamiz). Ularni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz.

Kuchlar sistemasi bilan yuklangan konsol balkaning chap uchidan Z masofada o'tuvchi tekislik bilan balkani xayolan kesaylik (3.3 - shakl,a).



3.3 - shakl.

Aytaylik, balkaning o'ng qismini tashlab yuborib, chap qismining muvozanatini ko'rib chiqamiz. Buning uchun olib qolingani chap qism muvozanatini tiklash maqsadida tashlab yuborilgan o'ng qism ta'sirini ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchilari ko'ndalang kesuvchi kuch Q va eguvchi moment M bilan almashtiramiz (3.3-shakl,b). Endi muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

$$\sum U = 0; R_1 - R_2 - Q = 0; \text{ bundan } Q = R_1 - R_2.$$

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang (kesuvchi) kuch balkaning olib qolingani qismidagi tashqi kuchlarning balka vertikal o'qiga proektsiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

$$\sum M_0 = 0; P_1 Z + m - P_2(Z - a - b) - M = 0; \text{ bundan}$$

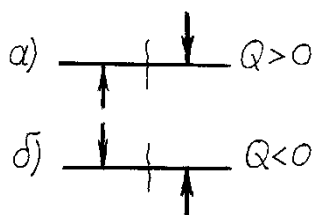
$$M = P_1 Z + m - P_2(Z - a - b).$$

Demak, balkaning ixtiyoriy kesimidagi eguvchi moment balkaning olib qolingani qismidagi tashqi kuchlardan ko'rilayotgan kesim markaziga nisbatan olingani momentlarning algebraik yig'indisiga teng.

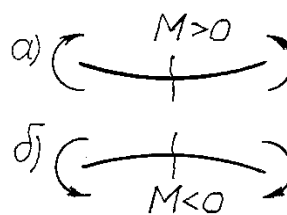
Ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalarini tuzishda ishoralashning quyidagi qoidalariga rioya qilish kerak.

Ko'rilayotgan kesimdan chap tomonda joylashgan pastdan yuqoriga yo'nalgan tashqi kuchlar ko'ndalang kuch tenglamasiga musbat ishora bilan kiritiladi (3.4 - shakl,a) va aksincha (3.4 - shakl,b).

Ko'ndalang kuch ishorasini quyidagi belgi bo'yicha ham aniqlash mumkin: balka ko'rilayotgan qismini kesim markaziga nisbatan soat strelkasi yurishi bo'yicha burishga intiluvchi kuchlar (3.4 - shakl,a) tenglamaga musbat ishora bilan kiritiladilar va aksincha (3.4 - shakl,b).



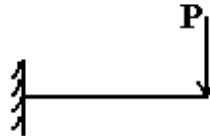
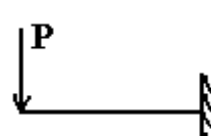
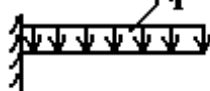
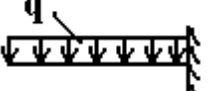
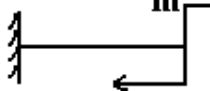
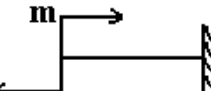
3.4 - shakl.



3.5 - shakl.

Agar ko'rilayotgan kesimdan chapdagi kuch soat strelkasi harakati yo'nalishida moment bersa, o'ng tomondagi moment soat strelkasi harakatiga teskari yo'nalishda bo'lsa (3.5 - shakl,a) bu kuch momenti musbat ishoralanadi va aksincha (3.5 - shakl,b).

(3.5 - shakl,a) dan ko'rinadiki, musbat ishorali eguvchi momentlar ta'sirida balka qismi qavariq tomoni bilan pastga egiladi va aksincha (3.5 - shakl,b). Q va M ishoralari quyidagi jadvalda keltirilgan (3.1 - jadval.)

Kesim chapda	Ishoralar		Kesim o'ngda	Ishoralar	
	+Q	- M		- Q	- M
	+Q	- M		- Q	- M
	Q=0	- M		Q=0	+M

Nazorat savollari

1. Bo'ylama kuchning fizik mahnosini tushuntiring.
2. Bo'ylama kuch tenglamasi qanday tuziladi? Bunda ishoralar tartibi qanday?
3. Bo'ylama kuch epyurasi nima?
4. Bo'ylama kuch epyurasining to'g'riligi qanday tekshiriladi?
5. Burovchi moment epyurasi nima?
6. Burovchi moment tenglamasi qanday tuziladi? Bunda ishoralar tartibini tushuntiring.
7. Burovchi momentlar epyurasining to'g'riligini qanday tekshirish mumkin?
8. Kesimdagi ko'ndalang (kesuvchi) kuch nima va u qanday topiladi?
9. Ko'ndalang kuching miqdor va ishoralari qanday qoidalarga binoan aniqlanadi?
10. Balka ixtiyoriy kesimidagi eguvchi moment qanday topiladi?
11. Balka ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi eguvchi moment tenglamasi qanday tuzilishini tushuntiring.
12. Ariq ustiga qo'yilgan taxta ko'prikcha kesimlarida undan o'tayotgan odam ta'sirida qanday ishorali eguvchi momentlar hosil bo'ladi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar [21] 40 bet

Next step is to obtain the correct sign in the equation's left-hand side. The elements of the beam after deformation are given in fig. 7.2 where the left sketch shows the element subjected to *positive bending moment* while the right one shows the element subjected to *negative moment*.

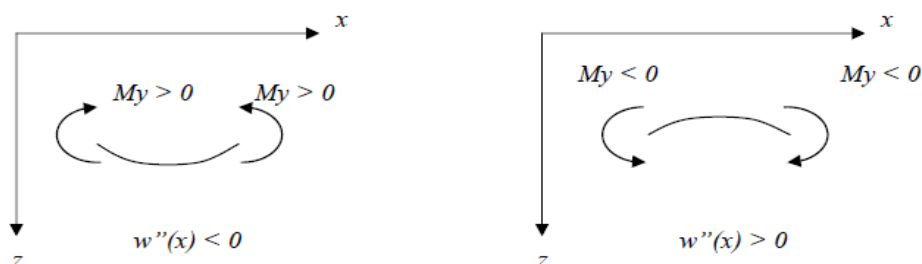


Fig. 7.2: The beam elements subjected to bending moment M_y after deformation M_y

4 - MA'RUZA

Mavzu: Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va taqsimlangan yuk orasidagi differentsial bog'lanishlar. Egilishdagi IKF epyuralarini qurish

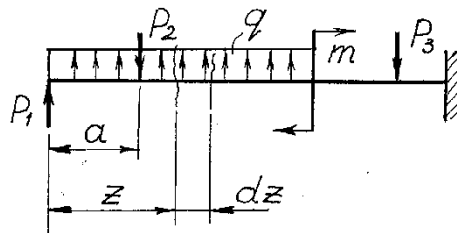
REJA:

- 4.1. Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va taqsimlangan yuk orasidagi differentsial bog'lanishlar.
- 4.2. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurish va ularning to'g'riligini tekshirish.

4.1. Eguvchi moment, ko'ndalang kuch va taqsimlangan yuk orasidagi differentsial bog'lanishlar

Ko'ndalang kuch (Q) va eguvchi moment (M) balkani mustahkamlikka hisoblashda muhim ahamiyatga ega omillardir. Ularning epyuralari yordamida balkaning xavfli kesimlari osongina aniqlanadi. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment kattaliklarining balka uzunligi bo'ylab o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafiklar ularning epyuralaridan iboratdir. Bu epyuralarni qurish va ularning to'g'riligini tekshirishda quyidagi differentsial bog'lanishlar muhim ahamiyatga ega.

Ixtiyoriy yuklangan balka berilgan. (4.1 - shakl). Uning ixtiyoriy kesimidagi ko'ndalang kuch



4.1 - shakl.

$$Q = P_1 - P_2 + qz.$$

dz orttirma berilgan qo'shni kesimda ko'ndalang kuch

$$Q + dQ = P_1 - P_2 + q(Z + dZ)$$

Ushbu ko'ndalang kuchlar farqi $dQ = qdz$, bundan

$$q = dQ/dz \quad (4.1)$$

Yahni, ko'ndalang kuchdan abstsissa bo'yicha olingan birinchi hosila taqsimlangan yuk intensivligining kattaligiga teng.

Endi abstsissalari z va $z+dz$ bo'lgan qo'shni kesimlardagi eguvchi momentlarning ifodalarini tuzamiz.

$$M = R_1 z - R_2(z-a) + qz \cdot z/2.$$

$$M + dM = R_1(z+dz) - R_2(Z+dz-a) + q(z+dz)(Z+dz)/2.$$

Ushbu eguvchi momentlar ayirmasi $dM = R_1 dz - R_2 dz + qz dz = (R_1 - R_2 + qz) dz = Q dz$, bundan

$$Q = dM/dz, \quad (4.2)$$

Yahni eguvchi momentdan abstsissa bo'yicha olingan birinchi hosila shu kesimdagi ko'ndalang kuchga teng.

(4.2) tenglamaning ikkala tomonidan z bo'yicha hosila olsak.

$$dQ/dz = d^2M/dz^2 = q, \quad (4.3)$$

Yahni eguvchi momentdan abstsissa bo'yicha olingan ikkinchi hosila taqsimlangan yuk intensivligining kattaligiga teng.

(4.2) va (4.1) formulalardan quyidagi integral bog'lanishlarni olamiz:

$$M = \int Qdz + M_0; \quad (4.4)$$

$$Q = \int qdz + Q_0. \quad (4.5)$$

Bu bog'lanishlarda integral chegarasi ko'rilayotgan uchastka chegaralari bilan mos, M_0 va Q_0 - shu uchastka boshidagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch.

Keltirilgan (4.1)...(4.5) bog'lanishlardan quyidagi xulosalarni qilish mumkin:

1. Agar $q=0$ bo'lsa, $Q=Q_0(\text{const})$ va $M=Q_0Z+M_0$, yahni taqsimlangan yuk ta'sir etayotgan balka qismlarida Q epyurasi abstsissa o'qiga parallel to'g'ri chiziq, M epyurasi - og'ma to'g'ri chiziq ko'rinishida bo'ladi.

2. Agar $q=C$ bo'lsa, $Q=CZ+Q_0$ va $M=SZ^2/2+Q_0Z+M_0$, yahni tekis taqsimlangan yuk ta'sir etayotgan balka qismlarida Q epyurasi abstsissa o'qiga og'ma bo'lgan to'g'ri chiziq, M epyurasi esa kvadratik parabola chiziqi bilan chegaralanadi.

3. (4.2) bog'lanish M epyurasini chegaralovchi egri chiziqqa o'tkazilgan urinmaning abstsissa o'qi bilan tashkil qilgan burchagining tangensini ifodalaganidan $Q=\text{tg}\alpha>0$ bo'lgan balka qismida M orta boradi, $Q=\text{tg}\alpha<0$ bo'lgan qismda M kichrayadi. Agar Q noldan o'tib, o'z ishorasini musbatdan manfiyga o'zgartirsa, $Q=0$ kesimda M maksimum, Q ishoraci manfiydan musbatga o'tgan kesimda esa minimum bo'ladi. Balkaning $Q=0$ qismlarida M -sonst bo'lib, shu qism sof egilish holida bo'ladi.

4. Balkaning ko'rilayotgan kesimidagi ko'ndalang kuch taqsimlangan yuk epyurasining tegishli (ushbu qism boshidan shu kesimgacha) qismi yuzasi bilan qism boshidagi ko'ndalang kuchning boshlang'ich kattaligi (Q_0) yig'indisiga teng.

Balkaning ko'rilayotgan kesimidagi eguvchi moment ko'ndalang kuch epyurasi tegishli (ushbu qism boshidan shu kesimgacha) qismi yuzasi bilan qism boshidagi eguvchi momentning boshlang'ich kattaligi (M_0) yig'indisiga teng.

Agar balkaning ko'rilayotgan qismi kesimdan o'ng tarafda joylashgan bo'lsa q va Q epyuralarining yuzasi teskari ishora bilan olinadi.

5. M epyurasi egri chiziqli qismining qavariq tomoni taqsimlangan yuk yo'nalishi tomonda joylashadi.

Bulardan tashqari Q va M epyuralarining to'g'riligini tekshirishda, shuningdek bu epyuralarni xarakterli kesimlar ordinatalari bo'yicha qurishda quyidagi qoidalarni nazarda tutish lozim:

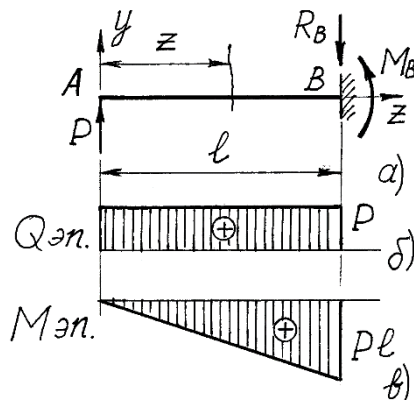
1. Balkaning to'plangan kuch qo'yilgan kesimiga tegishli Q epyurasining ordinatasi shu kuch yo'nalishida va kattaligida sakrab o'zgaradi (chapdan o'ngga yurilganda), M epyurasi esa sinadi. Bunda sinish nuqtasi atrofidagi M epyurasining «qanotlari» to'plangan kuch strelkasi yo'nalishiga mos joylashadi.

2. Balkaning «to'plangan moment» ta'sir etayotgan kesimiga tegishli M epyurasining ordinatasi qo'yilgan moment yo'nalishi va kattaligida sakrab o'zgaradi, Q epyurasi esa o'zgarishsiz qoladi.

3. Balkaning chekka kesimidagi ko'ndalang kuch balkaning shu kesimiga ta'sir etayotgan to'plangan kuch kattaligiga, eguvchi moment esa shu kesimga qo'yilgan to'plangan moment kattaligiga teng. Endi ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurish bo'yicha misollar ko'ramiz.

4.2. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurish va ularning to'g'riligini tekshirish.

1 - misol. O'ng uchi qistirib mahkamlangan konsol balkaning erkin uchiga to'plangan kuch qo'yilgan. (4.2 - shakl,a). Q va M epyuralari qurilsin.



4.2 - shakl.

Echish. Ko'rilayotgan balka faqat bitta qism (uchastka)dan iborat. Koordinatalar boshi (A nuqta) dan Z masofada balkani kesib, chap qismini olib qolaylik. Bu holda tayanch reaksiyalarini topish shart emas va bu narsa masalani yechishni osonlashtiradi. Uchastka chegaralari $0 \leq Z \leq l$.

Kesimdagi ko'ndalang kuch $Q=R$ (sonst), eguvchi moment $M=RZ$.

Tenglamadan ko'rinadiki, ko'ndalang kuch o'zgarmas kattaligidan Q epyurasi abstsissa o'qiga parallel to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi (4.2 - shakl,b). Eguvchi moment tenglamasi og'ma to'g'ri chiziqdan iborat bo'lganidan, qism chegaralarida uning ordanatalarini aniqlaymiz.

$$Z=0 \text{ da } M=0;$$

$$Z=l \text{ da } M=Rl.$$

Olingan qiymatlar bo'yicha M epyurasini quramiz (4.2 - shakl,v).

Epyuralardan ko'ramizki, balkaning V kesimi xavfli bo'lib, unda $Q=R$ va $M_{\max}=Rl$.

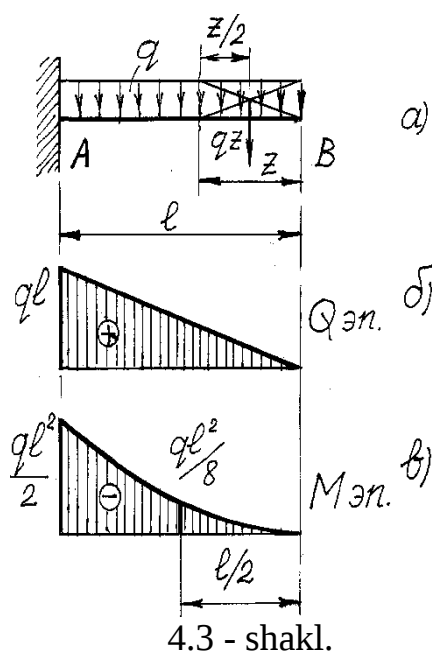
Qurilgan epyuralarning to'g'riligini tekshirib ko'raylik. Statika tenglamalari yordamida qistirib mahkamlangan V tayanchdagi reaksiya kuchi $R_v = R$ va reaktiv moment $M_v=Rl$ ekanligini topamiz.

Q epyurasining balkaning to'plangan kuch ta'sir etayotgan tegishli nuqtasida R yo'nalishi va kattaligida «sakrash» mavjud; Balkaning A va V nuqtalari oraligida tashqi kuch ta'sir etmaganligidan $Q=R$ o'zgarmas kattalikni ko'ramiz; V tayanchga tegishli epyura nuqtasida $R_B=R$ yo'nalishi va kattaligida «sakrash»dan keyin $Q=0$ (muvozanat).

M epyurasining A nuqtasida to'plangan R kuchga mos ravishda epyura singan; balkaning AV qismida $Q > 0$ bo'lganidan M qiymati noldan $R\ell$ kattalikkacha Q epyurasining yuzasi kattaligida ortadi; to'plangan reaktiv moment $M_v = R\ell$ ta'sir etayotgan nuqtada uning yo'nalishi va kattaligida «sakrash» dan keyin muvozanatga erishilgan.

2-misol. CHap uchi qistirib mahkamlangan konsol balka butun uzunligi bo'yicha intensivligi q bo'lgan tekis taqsimlangan yoppa kuch bilan yuklangan. Q va M epyuralari qurilsin.

Echish. Balka chegaralari $0 \leq Z \leq \ell$ bo'lgan bitta qismdan iborat. Balkani koordinata boshidan (V nuqtadan ixtiyoriy Z masofada kesib, uning erkin o'ng qismini olib qolaylik. Ko'rilayotgan qismdagi teng taqsimlangan kuchni kesimdan $z/2$ masofada qo'yilgan qz to'plangan kuch bilan almashtiramiz. Kesimdagi ko'ndalang kuch va eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:



4.3 - shakl.

$$Q = qz,$$

$$M = -qz \cdot z/2.$$

Tenglamalardan ko'rinadiki, ko'ndalang kuch og'ma to'g'ri chiziq, eguvchi moment - parabolik egri chiziqdan iborat.

Q epyurasini qurish uchun chegara nuqtalaridagi ordinatalarni hisoblaymiz:

$$Z = 0 \text{ da } Q = 0;$$

$$Z = \ell \text{ da } Q = ql$$

va topilgan nuqtalarni tutashtiramiz (4.3 - shakl, b)

M epyurasi parabolik egri chiziqdan iboratligini hisobga olib, kamida uchta kesimdagi ordinatalarni topishimiz zarur.

Q epyurasi abstsissa o'qini koordinata boshi V nuqtada kesib o'tganligidan, M epyurasi egri chiziqning xarakterli nuqtasi, ya'ni cho'qqisi, ana shu V nuqtada yotadi. Bunday holda egri chiziqning uchinchi nuqtasini qism o'rtasida olingani mahqul. Endi

$$Z = 0 \text{ da } M = 0$$

$$Z = \ell \text{ da } M = -q \frac{\ell^2}{2};$$

$$Z = \ell/2 \text{ da } M = -q\ell^2/8.$$

Topilgan nuqtalarni mos lekalo yordamida tekis egri chiziq ko'rinishida tutashtiramiz (4.3 - shakl, v). Epyuralardan ko'ramizki,

$$Q_{\max} = ql; \quad M_{\max} = q\ell^2/2.$$

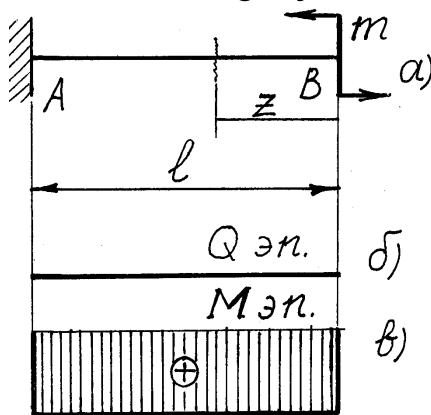
Qurilgan epyuralarning to'g'riligini balka o'qi bo'ylab o'ngdan chapga qarab, ya'ni teskari yo'nalishda tekshirib ko'raylik.

Balkadagi pastga yo'nalgan tekis taqsimlangan kuch ta'sirida Q epyurasi ordinatasi «O» dan « $q \cdot \ell$ » kattalikkacha ortib, A tayanchdagi yuqoriga qarab yo'nalgan reaksiya kuchi $R_A = ql$ kattalikka sakrab, muvozanatga erishdi.

Q epyurasi uchburchak ko'rinishida bo'lib, uning yuzasi $\frac{1}{2} q \ell \cdot \ell = \frac{q \ell^2}{2}$ bo'lganidan,

M epyurasida egri chiziq «O» dan ana shu kattalikning teskari ishorali qiymatiga qavariq tomoni pastda (q yo'nalishda) joylashgan egri chiziqli qonun bo'yicha kamaydi. Kesimga tegishli nuqtada soat strelkasi yurishiga teskari yo'nalishdagi $M_A = q \ell^2 / 2$ kattalikka sakrab o'zgarib, muvozanatga erishdi. Demak epyuralar to'g'ri qurilgan.

3 - misol. CHap uchi qistirib mahkamlangan konsol balkaning erkin o'ng uchiga momenti m bo'lgan juft kuch qo'yilgan (4.4 - shakl, a). Q va M epyuralari qurilsin.



4.4 - shakl.

Echish. Koordinatalar boshi sifatida balkaning erkin V uchini qabul qilaylik. Balka bitta qismdan iborat bo'lib, chegaralari $0 \leq Z \leq \ell$.

Koordinata boshidan ixtiyoriy Z masofadagi ichki kuch omillari tenglamalari:

$$Q = 0 (\text{sonst});$$

$$M = m (\text{sonst}).$$

Demak, balkaning butun uzunligi bo'yicha ko'ndalang kuch nolga teng (4.4 - shakl, b). Balkaning barcha kesimlaridagi eguvchi momentlar doimiy qiymatga ega bo'lganidan M epyurasi abstsissa o'qiga parallel to'g'ri chiziqdan iboratdir (4.4 - shakl, v).

Ushbu holda balka sof egilish kuchlanish holatida bo'ladi.

4 - misol. Umumiy holda yuklangan konsolli ikki tayanchda yotgan balkaning (4.5 - shakl, a) Q va M epyuralari qurilsin. $R = 10 \text{ kN}$; $m = 15 \text{ kNm}$ va $q = 10 \text{ kN/m}$ bo'lsin.

Echish. Oldin balkaning tayanch reaksiyalarini aniqlab olamiz.

$$\sum M_A = 0. -R \cdot 1 + m + 3q \cdot 1,5 - R_B \cdot 2 = 0.$$

$$R_B = \frac{-P \cdot 1 + m + 4,5q}{2} = \frac{-10 \cdot 1 + 15 + 4,5 \cdot 10}{2} = 25 \text{ kH}.$$

$$\sum M_V = 0. -R \cdot 3 + m + R_A \cdot 2 - 3q \cdot 0,5 = 0.$$

$$R_A = \frac{3P - m + 1,5q}{2} = \frac{3 \cdot 10 - 15 + 1,5 \cdot 10}{2} = 15 \text{ kH}.$$

Tekshirish.

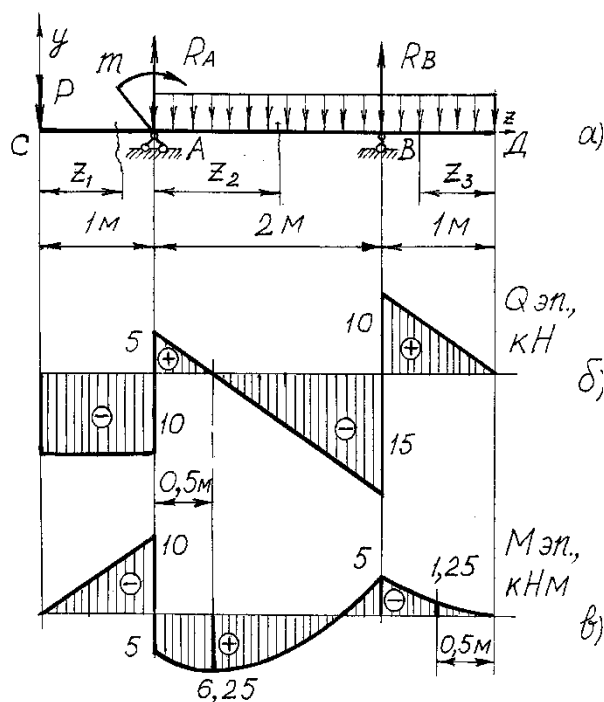
$$\sum U = 0.$$

$$-R + R_A - 3q + R_A = 0.$$

$$-10 + 15 - 3 \cdot 10 + 25 = 0.$$

$$-40 + 40 = 0$$

$$0 \equiv 0.$$



4.5- shakl

Balka yuklanish xarakteri bilan farqlanuvchi uchta qism (uchastka)dan (SA, AV, VD) iborat. Balka qismi yoki uchastkasi deyilganida tuzilgan IKF tenglamalari chegarasida o'zgaras bo'lgan balka bo'laklari tushuntiriladi. Uchastka chegaralarini to'plangan kuch va momentlar, jumladan tayanch reaksiyalari, qo'yilgan kesimlar, taqsimlangan yuk ta'siri boshlangan yoki tamomlangan, yoki uning intensivligi yangi qonun bo'yicha o'zgaradigan kesimlar tashkil qiladi. 1 - qism. Koordinata boshi (S nuqta) dan Z_1 masofada balkani kesib, o'ng tomonni tashlab yuboraylik. Uchastka S va A nuqtalari bilan chegaralangan:

$$0 \leq Z_1 \leq 1 \text{ m.}$$

$Q = -R(\text{sonst})$ - abstsissa o'qiga parallel to'g'ri chiziq.

$M = -R \cdot Z_1$ - koordinata boshidan o'tgan to'g'ri chiziq

$$Z_1 = 0 \text{ da } M = 0;$$

$$Z_1 = 1 \text{ m da } M = -10 \text{ kNm.}$$

2 - qism, A va V tayanch kesimlari bilan chegaralangan. A kesimni koordinat boshi sifatida qabul qilingani mahqul. Undan uchastkani Z_2 masofada kesib, balkaning o'ng qismini tashlab yuboraylik.

$$0 \leq Z_2 \leq 2 \text{ m}$$

$$Q = -R + R_A - qZ_2;$$

$$M = -R(Z_2 + 1) + m + R_A \cdot Z_2 - qZ_2 \cdot Z_2 / 2.$$

Ko'ramizki, Q epyurasi koordinata boshidan o'tmagan to'g'ri chiziq, M epyurasi - kvadratik parabola ko'rinishida. Abstsissaning chegaraviy qiymatlarida Q va M kattaliklarini topamiz.

$$Z_2 = 0 \text{ da } Q = 5 \text{ kN; } M = 5 \text{ kNm.}$$

$$Z_2 = 2 \text{ m da } Q = -15 \text{ kN; } M = -5 \text{ kNm.}$$

Eguvchi momentning ekstremal kattaligini topish uchun Q va M orasidagi differentsial bog'lanishga ko'ra, ko'ndalang kuch epyurasi abstsissa o'qini kesib o'tgan nuqta koordinatasini hisoblaymiz.

$$Q=0. \quad -R+R_A-qZ_2=0.$$

$$Z_2 = \frac{-P+R_A}{q} = \frac{-10+15}{10} = 0,5 \text{ m}$$

Endi $Z_2=0,5 \text{ m}$ da $M=6,25 \text{ kNm}$.

3 - qism. Balkaning V va D nuqtalar bilan chegaralangan o'ng konsol qismidan iborat. Hisoblarni yengillashtirish maqsadida koordinata boshini D nuqtada deb qabul qilib, kesimdan o'ng tomonning muvozanatini ko'raylik.

$$0 \leq Z_3 \leq 1 \text{ m}.$$

$Q=qZ_3$ - koordinata boshidan o'tgan to'g'ri chiziq;

$M=-qZ_3 \cdot Z_3/2$ - kvadratik parabola.

$Z_3=0$ da $Q=0$; $M=0$.

$Z_3=1 \text{ m}$ da $Q=10 \text{ kN}$; $M=-5 \text{ kNm}$.

Q epyurasi og'ma to'g'ri chiziqi abstsissa o'qini D nuqtada kesib o'tganligidan, M epyurasi egri chiziqining cho'qqisi shu nuqtada joylashishi kelib chiqadi. Bunday holda M egri chiziqini o'tkazish uchun zarur bo'lgan 3 - nuqta ordinatasini uchastkaning o'rtasida topamiz, ya'ni $Z_3=0,5 \text{ m}$ da $M=-1,25 \text{ kNm}$.

Hisob natijalari asosida qurilgan epyuralarning to'g'riligini balka o'qi bo'ylab chapdan o'ngga tekshiraylik.

Oldin Q epyurasini tekshiraylik. Balkaning S nuqtasiga $R=10 \text{ kN}$ kuch ta'sir etayotganidan tegishli nuqtada abstsissa o'qidan pastga shu nuqtada sakrash mavjud. SA oralikda taqsimlangan kuch yo'qligidan Q kattaligi o'zgarmas.

A nuqtadagi tayanch reaksiyasi $R_A=15 \text{ kN}$ kattaligida reaksiya kuchi yo'nalishida sakrashni hosil qiladi. Tayanchlar oralig'i 1 m oralikda taqsimlangan kuch ta'sirida ko'ndalang kuch «+5 kN» dan «-15 kN» gacha, ya'ni «q·2 m» kattalikda taqsimlangan kuch yo'nalishida, ya'ni pastga o'zgaradi. V nuqtadagi $R_B=25 \text{ kN}$ qiymatga R_B yo'nalishida, ya'ni yuqoriga, sakrashdan keyin ko'ndalang kuch «q·1 m» qiymatga kamayib, nolga keladi, ya'ni muvozanat tahminlanadi. Demak, Q epyurasi to'g'ri qurilgan.

M epyurasini ko'raylik. S nuqtada ta'sir etayotgan to'plangan kuch ta'sirida M epyurasidagi tegishli sinishdan keyin u SA oralikda Q epyurasining yuzasi «-10 kN·1 m» qiymatda S nuqtadagi «O» dan manfiy yo'nalishda «-10 kNm» qiymatgacha kamaydi. Balkaning A nuqtasiga qo'yilgan soat strelkasining yurishi yo'nalishidagi moment $m=15 \text{ kNm}$ juft kuch ta'sirida M epyurasida «-10 kNm» dan «+5 kNm» ga sakrash mavjud. Bundan tashqari shu nuqtadagi yuqoriga yo'nalgan R_A reaksiya kuchi ta'sirida, sakrashni nazarda tutib qaralganda, M epyurasining mos yo'nalishdagi sinishi kuzatiladi.

Balkaning AV tayanchlar oralig'ida tekis taqsimlangan kuch ta'sirida M epyurasi qavariq tomoni shu kuch yo'nalishida - pastda bo'lgan parabolik egri chiziq ko'rinishida. Q - epyurasi abstsissa o'qini A tayanchdan $Z_2=0,5 \text{ m}$ masofada kesib o'tganligidan egri chiziq cho'qqisi shunga tegishli nuqtada joylashgan. Q epyurasi A

nuqtadan abstsissa o'qi bilan kesishish nuqtasigacha uchburchak ko'rinishida bo'lib, uning shu qismining yuzasi $\frac{1}{2} \cdot 5 \kappa H \cdot 0,5 \text{ m} = 1,25 \kappa H \text{ m}$ bo'lganidan, M epyurasi A nuqtadan boshlab $5 + 1,25 = 6,25 \text{ kNm}$ gacha ortdi. Q epyurasining abstsissa o'qi bilan kesishish nuqtasidan V tayanchgacha oralikdagi ko'rinishi uchburchak ko'rinishida va uning shu qismi yuzasi $\frac{1}{2}(-15 \kappa H) \cdot (2 \text{ m} - 0,5 \text{ m}) = -11,25 \text{ m}$ bo'lganidan M epyurasi «+6,25 kNm» dan «-5 kNm» gacha kamayishini ko'rsatuvchi egri chiziq ko'rinishida.

V nuqtadagi R_B tayanch reaksiyasi ta'sirida M epyurasi R_B yo'nalishiga mos ravishda sindi.

Balkaning VD konsol qismida Q epyurasi yuzasi $\frac{1}{2} \cdot 10 \kappa H \cdot 1 \text{ m} = 5 \kappa H \text{ m}$ bo'lgan uchburchak ko'rinishida. SHuning uchun M epyurasi «-5 kNm» dan «O» gacha ortib borib, muvozanat sodir bo'ldi. Epyura egri chiziqining qavariq tomoni yoppa kuch yo'nalishi bilan mos, yahni pastda.

Demak, M epyurasi ham to'g'ri qurilgan.

Nazorat savollari

1. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari nimaga kerak?
2. Ko'ndalang kuch va yoppa kuch intensivligi orasida qanday differentsial bog'lanish bor?
3. Eguvchi moment va ko'ndalang kuch orasida qanday differentsial bog'lanish bor?
4. Eguvchi moment va yoppa kuch intensivligi orasida qanday differentsial bog'lanish bor?
5. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralari orasida qanday bog'lanish mavjud?
6. Eguvchi momentning egri chiziq ko'rinishidagi epyurasining qavariq tomoni taqsimlangan yuk yo'nalishiga nisbatan qanday yo'naladi?
7. Balkaga qo'yilgan to'plangan kuch va juft kuch momenti ta'siri ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarida qanday aks etadi?
8. Balkaning chap uchiga to'plangan kuch, o'ng uchiga juft kuch ta'siri etadi. Ularning ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralariga ta'siri qanday ko'rinishda bo'ladi?
9. Qurilgan ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarining to'g'riligini qanday belgilar bo'yicha tekshirishni bilasiz?

5 - MA'RUZA

Mavzu: To'g'ri sterjenning cho'zilishi va siqilishi

REJA:

- 5.1. Ko'ndalang kesimdagi kuchlanishlar.
- 5.2. Bo'ylama deformatsiya. Guk qonuni. Ko'chishlar.
- 5.3. Ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti. Hajmning nisbiy o'zgarishi.
- 5.4. Deformatsiyaning potentsial energiyasi.

5.1. Ko'ndalang kesimlardagi kuchlanishlar

Sterjenning cho'zilish yoki siqilishi uning bo'ylama o'qi bo'yicha ta'sir etayotgan kuchlar ta'sirida sodir bo'ladi. Bunda sterjen kesimlarida oltita ichki kuch omillaridan faqat bitta bo'ylama zo'riqish kuchi (N) hosil bo'ladi.

Sterjen ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlarni aniqlaymiz.

Sterjenni ko'ndalang kesim bilan mos tekislik bilan kesib, uning bir qismining muvozanatini ko'raylik. Masalaning statik tomoni ma'lum

$$N = \int_F \sigma dF \quad (5.1)$$

tenglama bilan ifodalanadi. Ammo normal kuchlanish σ ning taqsimlanish qonuni noma'lum.

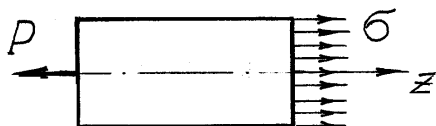
Masalaning geometrik tomonini ko'rib chiqamiz. To'g'ri sterjen sirtiga uning o'qiga parallel va tik yo'nalgan to'g'ri chiziqlar yordamida to'r chizamiz. Endi sterjenni statik kuch ta'sirida markaziy cho'zsak, cho'zilgan sterjen sirtidagi bo'ylama va ko'ndalang chiziqlar bir - birlariga tikligicha qolganini va faqat ularning oraliqlari o'zgarganini ko'ramiz. Sterjenning bunday deformatsiyalanishi tekis kesimlar gipotezasining to'g'riligini isbotlaydi: sterjenning deformatsiyasigacha tekis va sterjen o'qiga tik bo'lgan kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga tikligicha qoladi (Ya. Bernulli gipotezasi). Demak, sterjenni tashkil qiluvchi barcha tolalar bir xil qiymatga cho'ziladi, ya'ni

$$\varepsilon = \Delta l / l - \text{sonst} \quad (5.2)$$

Masalaning fizik tomoni Guk qonuni

$$\sigma = \varepsilon E \quad (5.3)$$

bilan ifodalanadi. Bu yerda E - proporsionallik koeffitsienti bo'lib, birinchi darajali elastiklik moduli yoki Yung moduli deb yuritiladi. U materialning elastiklik xossalarini ifodalaydigan fizik doimiylardan biri bo'lib, kuchlanish birliklarida o'lchanadi. Umuman E materiallarning deformatsiyalarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatini, ya'ni materialning qattiqligini ifodalaydi. Uning kattaliklari spravochniklarda turli materiallar uchun berilgan. Endi 5.2 va 5.3 - lar asosida



5.1 - shakl.

$$\sigma = \varepsilon E \quad (\text{sonst}) \quad (5.4)$$

(5.4) ni (5.1) ga qo'yamiz:

$$N = \int_F \varepsilon E dF = \varepsilon E \int_F dF = \varepsilon E \cdot F = \sigma F. \quad (5.5)$$

Bundan

$$\sigma = \frac{N}{F}. \quad (5.6)$$

5.2. Bo'ylama deformatsiya. Guk qonuni. Ko'chishlar

Sterjen deformatsiyasini aniqlashga o'tamiz. (5.5) dan nisbiy cho'zilish:

$$\varepsilon = \frac{N}{EF}. \quad (5.7)$$

Maxrajdagi YeG' ko'paytma sterjen ko'ndalang kesimining cho'zilish - siqilishdagi bikrligi deb yuritilib, kuch o'lchoviga ega. $S=EG'/\ell$ kattalik sterjenning bikrligi deb ataladi.

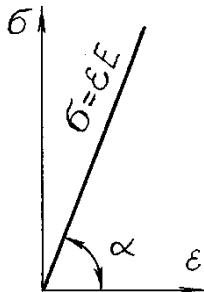
Sterjenning butun uzunligi bo'yicha taqsimlangan elementar uzunliklar nisbiy deformatsiyalarining yig'indisi sterjenning absolyut (mutlaq) deformatsiyasini tashkil etadi:

$$\Delta l = \int_l \varepsilon dz = \int_l \frac{N dz}{EF} = \frac{Nl}{EF}$$

bu yerdagi:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EF} \quad (5.8)$$

formula absolyut deformatsiya uchun Guk qonunini ifodalaydi. Unga ko'ra absolyut cho'zilish yoki siqilish bo'ylama kuchga, sterjen uzunligiga to'g'ri proporsional (mutanosib) va sterjen bikrligiga teskari proporsional.



5.2 - shakl.

Yuqoridagi ma'lum (5.3) bog'lanish Guk qonuni deb atalib, unga asosan normal kuchlanish nisbiy deformatsiyaga to'g'ri proporsional. Ana shu (5.3) bog'lanishning chap va o'ng tomonlarini (5.6) va (5.2) orqali ifodalab ham (5.8) formula olinishi mumkin:

$$\frac{N}{F} = \frac{\Delta l}{l} E, \text{ bundan } \Delta l = \frac{Nl}{EF}.$$

(5.3) bog'lanish koordinata o'qlar sistemasida og'ma to'g'ri chiziq bilan ko'rsatilishi mumkin

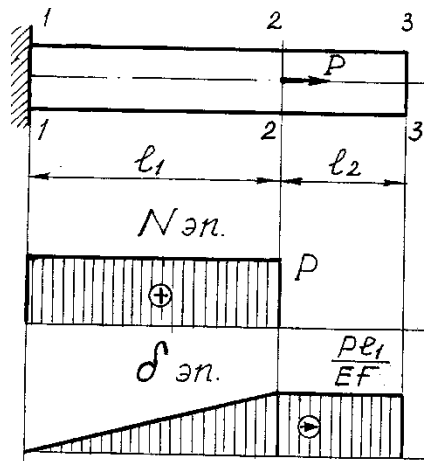
To'g'ri chiziq bilan abstsissa o'qi orasidagi burchakning tangensi elastiklik moduli Ye ning miqdorini ko'rsatadi:

$$E = \operatorname{tg} \alpha.$$

Bu narsa elastiklik moduli Ye ning geometrik mohiyatini anglatga, uning fizik mohiyati materiallarning elastiklik xossalarini ifodalashidir.

Sterjenlarning ko'ndalang kesimlari deformatsiya natijasida bo'ylama o'q yo'nalishida ko'chadilar. Ko'chishlar (δ) epyurasini qurishda odatda sanoq boshi uchun biron kesimning (odatda tayanch kesimining) ma'lum ko'chishini qabul qilinadi. 5.3 - shakldagi misol uchun 1-1 tanyach kesimi mahkamlanganidan sanoq boshi $\delta_{1-1}=0$.

2-2 kesimning ko'chishi



5.3 - shakl.

$$\delta_{2-2} = \delta_{1-1} + \Delta l_1 = 0 + \frac{Nl_1}{EF} = \frac{Pl_1}{EF} \text{ (o'ngga).}$$

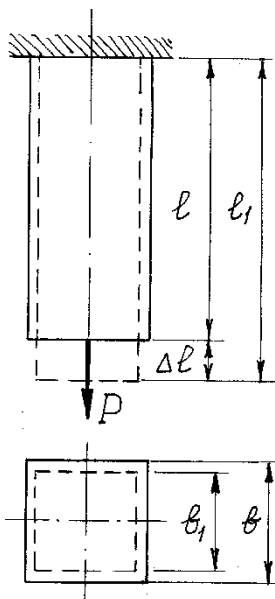
3 - kesimning ko'chishi

$$\delta_{3-3} = \delta_{2-2} + \Delta l_2 = \frac{Pl_1}{EF} + 0 = \frac{Pl}{EF} \text{ (o'ngga).}$$

Demak, sterjenning l_1 uzunlikka ega bo'lgan chap qismigina deformatsiyalanadi, l_2 uzunlikdagi o'ng qismi esa, bu qismda normal kuch ta'sir etmaganligidan, deformatsiyalanmasdan ko'chadi.

5.3. Ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti. Puasson koefitsienti. Hajmning nisbiy o'zgarishi.

Sterjen cho'zilganida uning ko'ndalang kesimi o'lchamlari kichrayib, siqilganda kattalashadi. Bu hodisa ko'ndalang deformatsiyani tashkil qiladi.



5.4 - shakl.

5.4 - shakldagi sterjenning absolyut deformatsiyalari:

bo'ylama $\Delta l = l_1 - l$;

ko'ndalang $\Delta v = v - v_1$;

nisbiy deformatsiyalari

bo'ylama $\epsilon = \Delta l / l$;

ko'ndalang $\epsilon' = \Delta v / v$.

Ko'ndalang va bo'ylama nisbiy deformatsiyalar o'rtasida quyidagi tajribaviy bog'lanish mavjud.

$$\epsilon' = -\mu \epsilon \quad (5.9)$$

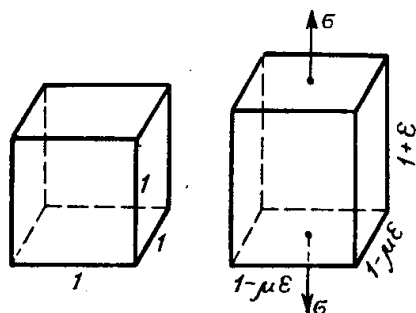
bu yerdagi μ - ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti (Puasson koeffitsienti) bo'lib, u materialning ko'ndalang deformatsiyalanish qobiliyatini ifolaydi. Bu koeffitsient, umuman, materialning elastiklik xarakteristikalaridan biridir.

Puasson koeffitsienti kattaligi 0 bilan 0,5 oraligida, ko'pchilik materiallar uchun 0,25 dan 0,35 gacha, o'zgaradi, masalan po'lat uchun $\mu = 0,25 \dots 0,33$; cho'yan uchun $\mu = 0,23 \dots 0,210$; po'kak

uchun $\mu \approx 0,00$; qo'rg'oshin uchun $\mu = 0,45$; kauchuk uchun $\mu = 0,410$; parafin uchun $\mu \approx 0,5$.

Cho'zilish - siqilishda jism hajmining qanday o'zgarishini ko'ramiz. Buning uchun sterjendan deformatsiyagacha holatidan ikkita ko'ndalang va to'rtta bo'ylama tekisliklar yordamida tomonlari 1 (birlik) bo'lgan elementar kub ajratamiz (5.5 - shakl, a). Deformatsiya natijasida elementar kub o'lchamlari o'zgaradi (5.5 - shakl, b).

Deformatsiyagacha hajm:



5.5 - shakl.

$$V_0 = 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

Deformatsiyadan keyingi hajm:

$$V = (1 + \varepsilon)(1 - \mu\varepsilon)^2 = (1 + \varepsilon)(1 - 2\mu\varepsilon + \mu^2\varepsilon^2) = 1 - 2\mu\varepsilon + \varepsilon - 2\mu\varepsilon^2 = 1 + \varepsilon(1 - 2\mu).$$

Bu yerda $\mu^2\varepsilon^2$ va $2\mu\varepsilon^2$ qiymatlar ikkinchi tartibli kichik miqdorlar sifatida ehtiborga olinmadi.

Deformatsiya natijasida hajmning nisbiy o'zgarishi.

$$\theta = \frac{V - V_0}{V_0} = \frac{1 + \varepsilon(1 - 2\mu) - 1}{1} = \varepsilon(1 - 2\mu). \quad (5.10)$$

$0 \leq \mu \leq 0,5$ bo'lganidan cho'zilish deformatsiyasi natijasida hajm kattalashadi va aksincha.

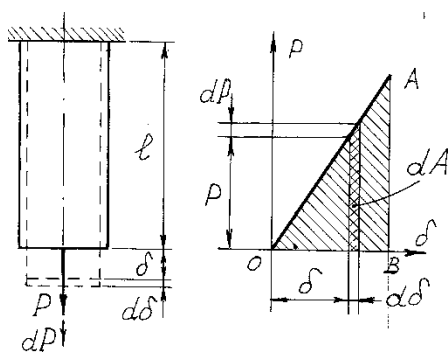
5.4. Elastik defomatsiyaning potentsial energiyasi

Tashqi kuchlar ko'chishlar jarayonida ish bajaradilar. Bunda ularning potentsial energiyasi kamayaborib, energiyaning saqlanish qonuniga ko'ra, deformatsiyaning potentsial energiyasiga aylanadi. Tashqi kuch potentsial energiyasining kamaygan miqdorining qiymati deformatsiya jarayonida tashqi kuchning bajargan ishiga tengligidan, deformatsiya potentsial energiyasini aniqlash masalasi tashqi kuchning bajargan ishini hisoblash masalasiga keltiriladi, yahni $U = A$.

Tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan elastik (qayishqoq) deformatsiya natijasida materialda to'planadigan energiya deformatsiyaning potentsial energiyasi deyiladi. Sterjendan tashqi kuch olinganida uning ta'sirida sterjenning o'lchamlari va shakli qayta tiklanadi. Binobarin, deformatsiyalanuvchi elastik jism energiya manbai bo'lgan «akkumulyatorga» aylanadi (masalan, patefon va mexanik soatlarning prujinasi).

Statik o'zgaruvchi kuch ta'sirida ishni aniqlash lozimligidan R - δ grafigidan foydalanish qulay (5.6 - shakl).

Deformatsiyalash jarayonining biron lahzasida kuch qiymati R , sterjen pastki kesimining mos ko'chishi $\delta = \Delta l = \frac{Pl}{EF}$ bo'l-sin. Keyingi cheksiz kichik lahzada kuch qiymati dR orttirma oladi, ko'rilayotgan kesim bunga mos ravishda $d\delta$ qo'shimchaga ko'chadi. Bunda tashqi kuch bajargan elementar ish



5.6 - shakl.

$$dA = (R + dR)d\delta = R d\delta + dR \cdot d\delta$$

Ikkinchi tartibli cheksiz kichik qiymatni tashlab yuborsak,

$$dA = P d\delta = P \frac{dP \cdot l}{EF}$$

tenglamaning ikkala tomonini R bo'yicha integrallasak

$$A = \frac{P^2 l}{2EF} = \frac{P \delta}{2}$$

Ushbu ifoda cho'zilishi diagramasidagi OAV

uchburchak qismining yuzasidan iborat bo'lib, quyidagi Klapeyron teoremasi ko'rinishida tahriflanadi.

CHiziqli deformatsiyanuvchi sistemaga statik qo'yilgan kuchning bajargan ishi kuch oxirgi qiymatining tegishli ko'chishning oxirgi qiymatiga ko'paytmasining yarmiga teng:

$$A = 0,5 R \delta \quad (5.11)$$

Teoremani deformatsiyaning barcha turlari uchun qo'llash mumkin.

(5.11) formulani va $U=A$ ni ekanligini nazarda tutsak,

$$U = \frac{N^2 l}{2EF} = \frac{(\Delta l)^2 EF}{2l} = \frac{\sigma^2 Fl}{2E} \quad (\mathcal{K}) \quad (5.12)$$

Sterjenning hajm birligiga to'g'ri kelgan potentsial energiya solishtirma potentsial energiya deyiladi:

$$u = \frac{U}{V} = \frac{\sigma^2}{2E} = \frac{\sigma \varepsilon}{2} \quad (\mathcal{K} / m^3) \quad (5.13)$$

Deformatsiyaning potentsial energiyasi qanchalik kattaroq bo'lsa, yoki uni xarakterlovchi cho'zilish diagrammasining yuzasi qanchalik kattaroq bo'lsa, sterjen materiali shunchalik plastikroq, zarb ta'sir ga shunchalik chidamliroqdir.

Nazorat savollari

1. Tekis kesimlar gipotezasining mohiyati nimada?
2. Markaziy cho'zilish yoki siqilish qanday holda sodir bo'ladi?
3. Bo'ylama kuchning matematik ifodasi qanday?
4. Bo'ylama kuch bilan normal kuchlanish orasidagi bog'lanishni yozing .
5. Absolyut cho'zilish nima?
6. Nisbiy cho'zilish nima va uning o'lchamlari qanday topiladi?
7. Guk qonuni nimadan iborat va uning matematik ifodasi qanday yoziladi?
8. Cho'zilish yoki siqilishdagi elastik moduli nimani xarakterlaydi?
9. Cho'zilish yoki siqilishda sterjen ko'ndalang kesimi bokrliqi nima?
10. Sterjen bokrliqi nima?
11. Puasson koeffitsienti nima?
12. Cho'zilish yoki siqilishda jism hajmi qanday o'zgaradi?
13. Deformatsiyaning potentsial energiyasi nima? U nima hisobiga to'planadi
14. Klayperon teoremasini tushuntiring.
15. Solishtirma potentsial energiya nima? U qanday ifodalanadi?

6 - MA'RUZA

Mavzu: Materiallarning xossalari sinab o'rganish

REJA:

- 6.1. Umumiy tushunchalar.
- 6.2. Cho'zilish diagrammasi. Materialning mustahkamlik xarakteristikalar.
- 6.3. Materialning plastiklik ko'rsatkichlari.
- 6.4. Solishtirma deformatsiya ishi.
- 6.5. Qattqlik.
- 6.6. Zarbiy qovushqoqlik.

6.1. Umumiy tushunchalar

Mustahkamlik va bikrlikka hisoblashda materiallarning zarur xususiyatlarini bilish lozim. Materiallarning asosiy mexanik xossalari uning chegaraviy kuchlanishlari (asosiy elastiklik va mustahkamlik xarakteristikalar), plastiklik ko'rsatkichlari, qattqligi va zarbiy qovushqoqligi tashkil etadi.

Konstruktsion materiallar o'z xossalari bo'yicha shartli ravishda plastik va mo'rt materiallarga bo'linadilar. Plastik materiallarga kam uglerodli po'lat, mis, alyuminiy va boshqalar kiradi. Ular sezilarli deformatsiyalanib yemiriladilar. Mo'rt materiallarga yuqori uglerodli po'lat, cho'yan, beton, tosh va boshqalar kirib, ular juda oz deformatsiyalanib yemiriladilar.

Plastik materiallar cho'zilish va siqilishda bir xil qarshilik ko'rsatadilar. Mo'rt materiallar cho'zilishga qaraganda siqilishga yaxshiroq qarshilik ko'rsatadilar.

Materiallarning xossalari materialdan yasalgan maxsus namunalarni sinash orqali aniqlanadi. Cho'zilish va siqilishga sinash statik sinovlar ichida keng tarqalgan va oddiy hisoblanib, uning natijalari asosida materialning boshqa deformatsiyalarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatlari haqida xulosa qilish imkonini beradi.

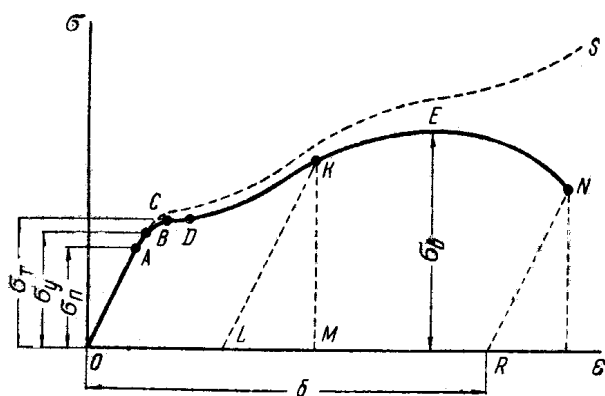
Cho'zilishda sinash uchun tsilindrik yoki yassi namunalar qo'llanadi. Namuna ishchi qismining diametri $d_0=10$ mm va hisoblash uzunligi $\ell_0=10d_0=100$ mm bo'lgan tsilindrik namuna asosiy namuna hisoblanadi.

6.2. Cho'zilish diagrammasi. Materialning mustahkamlik xarakteristikalar

Sinov paytida mashinada $N-\Delta\ell$ cho'zilish diagrammasi yozib olinadi. Bir xil materialdan yasalgan turli o'lchamli namunalarning sinov natijalari haqida to'g'ri xulosalar qilish maqsadida cho'zilish diagrammasini $\sigma-\varepsilon$ koordinata o'qlar sistemasida qayta quriladi (6.1 - shakl). Bunda $\sigma=R/F_0$ va $\varepsilon=\Delta\ell/\ell_0$.

Kuchlanish va nisbiy cho'zilish tegishli boshlang'ich kesim yuzasi va namunaning boshlang'ich uzunligiga nisbatan hisoblanganidan bu diagrammani shartli cho'zilish yoki shartli kuchlanish diagrammasi deb yuritiladi.

Kam uglerodli po'latning cho'zilish diagrammasining proportsionallik chegarasi (σ_n) gacha OA qismida deformatsiya kuchlanishlarga proportsional ortib boradi, ya'ni bu oralikda material Guk qonuniga bo'ysunadi.



A nuqtaga juda yaqin V nuqta elastiklik chegarasi (σ_e) ga mos bo'lib, bunda 0,002...0,005 foiz qoldiq deformatsiya qolishi mumkin. Kuchlanish S nuqtaga yetganda deformatsiya kuchning deyarli o'zgarmas qiymatida ortib boradi. Diagrammaning SD qismi oquvchanlik yuzachasi deb yuritiladi. Bu qism boshidagi S nuqta oquvchanlik chegarasi (σ_{oq}) ga mos keladi. Material oqqanda namunaning valtiroq sirti xiralashadi. Buning sababi

material zarralarining o'zaro siljishidir. Unda namuna sirtida bo'ylama o'qqa 45 gradus burchak ostida siljish chiziqlari (CHernov-Lyuders chiziqlari) paydo bo'ladi.

Yuqori uglerodli va legirlangan po'latlar, dyuralyumin, bronza, mis va alyumin diagrammalarida oquvchanlik yuzachalari bo'lmaydi. Ular uchun shartli oquvchanlik chegarasi ($\sigma_{0,2}$) belgilanadi. U qoldiq uzayish namuna uzunligining 0,2 foizini tashkil qiladigan kuchlanishdan iborat.

Oquvchanlik chegarasidan keyin material mustahkamlashadi va namuna butun uzunligi bo'yicha bir tekis uzayadi. Kuchlanish diagrammaning Ye nuqtasiga mos eng yuqori qiymatga erishgach, namunada mahol liy ingichkalashish - «bo'yin» hosil bo'ladi. Ana shu eng katta kuchlanish mustahkamlik chegarasi yoki vaqtl qarshilikka (σ_v) tegishli kuchlanish deb yuritiladi.

Qoldiq deformatsiya «bo'yin»da to'planadi, natijada uning ko'ndalang kesim yuzasi kichrayadi va chuzuvchi kuch pasayadi. Namunaning uzilishi diagrammaning N nuqtasida «bo'yin»ning eng kichik kesimi bo'yicha yuz beradi. Bu vaqtda haqiqiy kuchlanish kamaymaydi, balki namunani uzadigan darajada o'sadi (haqiqiy diagrammaning S nuqtasi).

Amaliy hisoblarda materiallarning asosiy elastiklik va mustahkamlik xarakteristikalari sifatida elastiklik chegarasi - σ_e , oqish chegarasi - σ_{oq} va vaqtli qarshilik (mustahkamlik chegarasi) - σ_v qo'llanadi.

6.3. Materialning plastiklik ko'rsatkichlari

Materialning mustahkamlik xarakteristikalaridan tashqari cho'zilishga sinash natijasida uning plastiklik ko'rsatkichlari: nisbiy qoldiq uzayish ε va nisbiy ko'ndalang torayish ψ aniqlanadi:

$$\mathcal{E} = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100\%; \quad (6.1)$$

$$\psi = \frac{F_0 - F_\delta}{F_0} \cdot 100\%, \quad (6.2)$$

bu yerda ℓ_1 - namunaning uzilgandan keyingi uzunligi,

G'_δ - uzilish joyida bo'yinning eng kichik kesimi yuzasi.

6.4. Solishtirma deformatsiya ishi

Materialning dinamik kuchlarga qarshilik ko'rsatish xususiyatini solishtirma deformatsiya ishi xarakterlaydi.

$$a = \frac{A}{V_0} \cdot (\text{J/m}) \quad (6.3)$$

Bahzan ushbu ko'rsatkichni materialning statik qovushqoqligi deb ham yuritiladi. Qovushqoqlik - materialning yemirilmay deformatsiyaning mexanik energiyasini yutish qobiliyatini ifodalaydi.

Namunani uzishga sarflangan ish (A) cho'zilish diagrammasining yuzasi bilan aniqlanadi. Namuna hisoblash qismining dastlabki hajmi $V_0 = F_0 \ell_0$.

Bu ko'rsatkich ham mustahkamlikni, ham plastiklikni ifodalaydi.

Misol tariqasida St.3 markali po'latning ko'rsatkichlarini keltiramiz.

$$\sigma_n \approx 210 \text{ MPa}; \sigma_e \approx 220 \text{ MPa}; \sigma_{oq} \approx 230 \text{ MPa}; \sigma_v = 380 \text{ MPa};$$

$$\varepsilon \geq 21\% (25...27\%); \psi = 50...60\%; a = 0,8...1,0 \text{ Dj/m}^3.$$

Mo'rt materiallarning cho'zilish diagrammasida oquvchanlik yuzachasi va mustahkamlanish zonasi bo'lmaydi. Namuna kichik qoldiq deformatsiyalar (2...3%) da bo'yin hosil qilmay yemiriladi. Mo'rt materiallarning asosiy xossasi - σ_v .

Materiallarning siqiluvchanligini o'lchamlari $\ell_0 = (1...3)d_0$ bo'lgan tsilindrik namunalarni sinab bajariladi. Plastik material - kam uglerodli po'latning siqilish diagrammasida proportsionallik va oquvchanlik chegaralariga tegishli kuchlanishlarni belgilash mumkin. Mo'rt material - ko'lrang cho'yaning siqilish diagrammasida faqat mustahkamlik chegarasiga tegishli kuchlanishni belgilanadi. Namunaning yemirilishi bo'ylama o'qqa 45 gradus burchak ostida darzlar paydo bo'lishi bilan kuzatiladi.

6.5. Qattiqlik

Qattiqlik - materialning mahalliy kontakt ta'sir larda sirtqi plastik deformatsiylanishga yoki ma'lum sinov sharoitlarida sirtqi qatlamda mo'rt yemirilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir. Bahzi avtorlar (V. I. Feodosg'ev, B. Q. Qoraboev) tahliri bilan aytganda, qattiqlik - materialning unga boshqa jismning sirtidan mexanik kirishiga qarshilik ko'rsatish xususiyatidir.

Qattiqlikka sinash usullarining eng ko'p tarqalganlari Brinell, Rokvell, Vickers usullaridir. Bulara sinalayotgan jism sirtiga tegishlicha toblangan po'lat sharcha, yoki olmos konus, yoki olmos piramida katta kuch (3000 kGk) bilan bosiladi va ma'lum vaqt (odatda 10 S) dan keyin material sirtida qolgan iz kattaligi bo'yicha qattiqlik soni aniqlanadi. Qattiqlik soni va materialning mustahkamlik ko'rsatkichlari orasida bog'lanishlar mavjud. Masalan, kam uglerodli po'lat uchun $\sigma_v \approx 0,36 \text{ Nv}$; po'lat qo'ymalar uchun $\sigma_v = (0,3...0,4) \text{ NV}$; ko'lrang cho'yan uchun $\sigma_v = (\text{NV}-40)/6$.

6.6. Zarbiy qovushqoqlik

Materialning dinamik kuchlarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatini zarbiy qovushqoqlik ifodalaydi. Qovushqoqlik - qattiq jism strukturasining yoriqlarning tarqalishini ushlab qolish, qiyinlashtirish, unga qarshilik qilish xususiyatidir.

Zarbiy qovushqoqlik zarb bilan namunani sindirishga sarflangan ishning uning singan joyidagi ko'ndalang kesimi yuzasiga nisbatidan iborat:

$$\sigma = A/F_N. \quad (Dj/m^2) \quad (6.4)$$

Material qancha plastik bo'lsa bu ko'rsatkich shuncha kattaroq bo'ladi.

Ilmiy ishlar xulosalariga ko'ra materialning zarbiy qovushqoqligi uning strukturasiga bog'liq bo'ladi.

Nazorat savollari

1. Materiallarning mexanik xossalari qanday ko'rsatkichlar bilan ifodalanadi?
2. Plastik va mo'rt materiallar qanday asosiy xususiyatlari bilan farqlanadi?
3. SHartli kuchlanish diagrammasi nima?
4. Materiallarning mustahkamlik xarakteristikalarini nimalar tashkil etadi?
5. Kuchlanish oquvchanlik chegarasidagi qiymatiga erishganda materialda qanday hodisa ro'y beradi?
6. SHartli oquvchanlik chegarasi nima?
7. Namunaning uzilish paytidagi haqiqiy kuchlanish qanday hisoblanadi?
8. Materiallarning plastiklik ko'rsatkichlari va ularning qanday topilishini so'zlab bering.
9. Solishtirma deformatsiya ishi ko'rsatkichi materialning qanday xususiyatini xarakterlaydi?
10. Zarbiy qovushqoqlik nima? Uning qanday ko'rsatkichlari bor?
11. Qattqlik nima? Uni aniqlashning qanday usullarini bilasiz?

7 - MA'RUZA

Mavzu: Cho'zilish va siqilishda mustahkamlik va bikrlikka hisoblar

REJA:

- 7.1. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash. Mustahkamlik zaxira koeffitsienti.
- 7.2. Cho'zilish - siqilishdagi mustahkamlik va bikrlilik shartlari.
- 7.3. Cho'zilish - siqilishda o'z og'irligini hisobga olish.
- 7.4. Teng qarshilikli bruslar.
- 7.5. Pog'onali bruslar.

7.1. Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlash. Mustahkamlik zaxira koeffitsienti

Konstruktsiyaning yemirilmay, uzoq vaqt xavfsiz ishlashini tahminlaydigan eng katta kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deyiladi. Ruxsat etilgan kuchlanish xavfli (chekli) kuchlanishning tanlangan ehtiyot koeffitsientiga bo'lgan nisbatiga teng.

Konstruktsiya mustahkamligini kamaytiruvchi tasodifiy faktorlar turli-tuman bo'lib, ular ta'sirida konstruktsiyaning xavfsizlik choralari ko'rish kerak. Konstruktsiya va uning qismlari xavf - xatarsiz ishlashlari uchun ularda hosil bo'ladigan kuchlanishlar ruxsat etilgan kuchlanishdan oshmasliklari kerak. Ruxsat etilgan kuchlanish:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{чек}}}{n} \quad (7.1)$$

bunda n - ehtiyot yoki zapas ko'effitsienti, $\sigma_{\text{чек}}$ - materialning chekli kuchlanishi bo'lib, plastik materiallar uchun $\sigma_{\text{чек}} = \sigma_{\text{оқ}}$, mo'rt materiallar uchun $\sigma_{\text{чек}} = \sigma_v$.

Ehtiyot - zapas ko'effitsienti qiymati to'plangan tajribalarga, hisob usullarining aniqligiga, materialarning xossalriga, hatto muhandisning malakasiga, sezgirligiga bog'liq.

Umuman, ehtiyot - zapas ko'effitsienti quyidagi ko'paytma ko'rinishida ifodalanadi:

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \dots$$

Hozirgi paytda mashinasozlikda bitta, uchta, beshta va hatto o'nta xususiy ko'effitsientlardan foydalanish tavsiya qilingan. «Mashinasozlikdan spravochnik» da uchta xususiy ko'effitsient nazarda tutilgan.

n_1 - kuchlar va kuchlanishlarning aniqlashdagi noaniqliklarni nazarda tutadi. Hisoblarning aniq bajarilgan hollarida $n_1 = 1, 2 \dots 1, 5$; kam aniqlik hollarida $n_1 = 2 \dots 3$.

n_2 - materialning bir jisimli emasligini va mexanik ishlovga sezgirligini ehtiborga oladi. Uning kattaligi chekli kuchlanish va material turiga bog'liq ravishda 1,2 dan 6,0 gacha olinadi.

$N_3 = 1 \dots 1, 5$ bo'lib, ish sharoiti va detalning mashullik darajasini nazarda tutadi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni tanlashda $\sigma_{\text{чек}} = \sigma_{\text{оқ}}$ bo'lgan holda $n = 1, 5 \dots 2, 5$ va $\sigma_{\text{чек}} = \sigma_v$ bo'lsa $n = 2, 5 \dots 5, 0$ bo'lishi lozim.

Umuman, asosiy materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar qiymatlari spravochniklarda berilgan.

7.2. Cho'zilish - siqilishdagi mustahkamlik va bikrlilik shartlari

Cho'zilayotgan (siqilayotgan) sterjenning xavfli kesimidagi kuchlanishni aniqlab va sterjen materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishni belgilab olingandan so'ng sterjen mustahkamligi to'g'risida xulosa qilish mumkin. Buning uchun xavfli kesimdagi kuchlanishni sterjen materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish bilan solishtiriladi.

$$\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma] \quad (7.2)$$

Agar sterjen materiali cho'zilish va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatsa, mustahkamlikka hisob cho'zilishga alohida, siqilishga alohida bajariladi.

Mustahkamlik sharti yordamida quyidagi uch xil masalani hal qilish mumkin:

1. Mavjud konstruktsiyaning mustahkamligini tekshirish. Bunda ma'lum tashqi kuchlar kattaliklari va ko'ndalang kesim o'lchamlari bo'yicha haqiqiy kuchlanish hisoblanib, ruxsat etilgan kuchlanish bilan solishtiriladi:

$$\sigma \leq [\sigma]. \quad (7.3)$$

Bunda haqiqiy kuchlanishlar ruxsat etilgan kuchlanishlardan $\pm 5\%$ dan farqlanmasliklari kerak. Haqiqiy kuchlanishning ortiqligi ushbu qiymatdan ko'proq farqlanishiga mustahkamlik nuqtai nazaridan yo'l qo'yib bo'lmaydi. Kamligining 5% dan ortiqligi esa materialning ortiqcha sarflanayotganligini ko'rsatadi.

Haqiqiy mustahkamlik ehtiyot zapas koefitsienti plastik materiallar uchun $n=\sigma_{oq}/\sigma$; mo'rt materiallar uchun $n=\sigma_v/\sigma$. Bu yerda σ - sterjen ko'ndalang kesimidagi haqiqiy kuchlanish.

2. Tashqi kuchning xavfsiz kattaligini aniqlash. Bunda mavjud konstruktsiyaning yuk ko'tarish qobiliyatini ko'ndalang kesim o'lchamlari va konstruktsiya materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish qiymatlari bo'yicha aniqlanadi.

$$N \leq F[\sigma]. \quad (7.4)$$

3. Loyihalash masalasi, yahni ko'ndalang kesimning zarur o'lchamlarini topish. Bunda tashqi kuchlarning ma'lum qiymatlari va tanlangan material uchun ruxsat etilgan kuchlanish kattaligiga asoslaniladi.

$$F \geq \frac{N}{[\sigma]}. \quad (7.5)$$

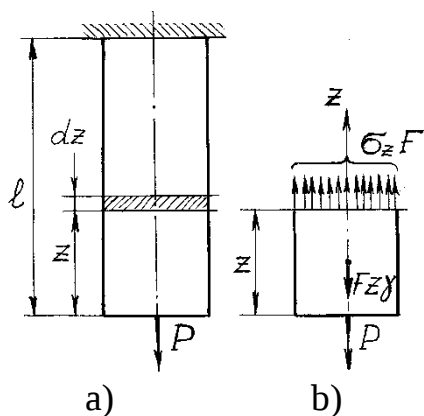
Cho'zilish - siqilishdagi bikrlilik sharti bahzi konstruktsiyalarning mehyoriy ishlashlari uchun ularning elementlarining deformatsiyasi ruxsat etilgan kattalikdan ortmasligi kerakligini nazarda tutadi.

$$\Delta l \leq [\Delta l] \quad \Delta l = \frac{Nl}{EF} \leq [\Delta l], \quad (7.6)$$

$$\text{yoki} \quad \varepsilon \leq [\varepsilon] \quad \varepsilon = \frac{N}{EF} \leq [\varepsilon], \quad (7.7)$$

7.3. Cho'zilish - siqilishda o'z og'irligini hisobga olish

Bahzi hollarda konstruktsiyalarning o'z og'irligi ancha katta kuchlanish va deformatsiyalarni hosil qiladiki, ularning ta'sirini albatta hisobga olish zarur bo'ladi.



7.1 - shakl.

Kesim yuzasi doimiy bo'lgan sterjenning (7.1 - shakl) o'z og'irligi ta'sirini ko'ramiz. Brusning ixtiyoriy kesimidagi kuchlanishlarni kesish usulida topamiz. Olib qolingani pastki qismning muvozanatini tekshiramiz.

$$\sum Z = 0; \quad \sigma_z \cdot F - R - Fz\gamma = 0$$

Bundan ixtiyoriy kesimdagi normal kuchlanish

$$\sigma_z = \frac{P}{F} + \gamma z. \quad (7.8)$$

Bu yerda γ - materialning solishtirma og'irligi. Brusning o'z og'irligi ta'siridagi normal

kuchlanish

$$\sigma_z = \gamma z. \quad (7.9)$$

Ushbu kuchlanish brus materialining vaqtli qarshilik (mustahkamlik chegarasi)ga tegishli kuchlanish qiymatiga erishsa, brus o'z og'irligi ta'sirida uziladi. Brusning o'z og'irligi ta'siridan uziladigan uzunligi kritik uzunlik deyiladi:

$$\ell_k = \sigma_v / \gamma \quad (7.10)$$

Sterjenning o'z og'irligini hisobga olgandagi mustahkamlik sharti

$$\sigma = \frac{P}{F} + \gamma z \leq [\sigma] \quad (7.11)$$

Bundan xavfsiz yuk kattaligi

$$P \leq F([\sigma] - \gamma),$$

ko'ndalang kesimning zarur kattaligi

$$F \geq \frac{P}{[\sigma] - \gamma}.$$

O'z og'irligi ta'siridan dz qalinlikdagi element deformatsiyasi:

$$\Delta dz = \frac{Fz\gamma \cdot dz}{EF}.$$

Integrallasak

$$\Delta l = \frac{Ql}{2EF}, \quad (7.12)$$

Bu yerda brusning o'z og'irligi $Q=Fl\gamma$

Brusning o'z og'irligi ta'siridagi normal kuch pastki uchda ($Z=0$) $N_Z=0$; yuqorigi mahkamlangan kesimda $N_Z=Q=Fl\gamma$; o'rtacha normal kuch esa $Q/2$ ga teng. Ikkinchi tomondan, hisoblarda brusning o'z og'irligi brusning og'irlik markaziga, ya'ni uzunligining o'rtasiga qo'yilgan deb qarash mumkin. Bu holda brusning uzunligi $l/2$ bo'lgan yuqorigi qismigina cho'ziladi deb qarash mumkin. (7.12) formulaning maxrajidagi «2»ning fizik mahnosi ana shu nuqtai nazarlardan tushuntirilishi mumkin.

Kuchlar ta'sir larining mustaqillik printsipligiga ko'ra tashqi kuch va o'z og'irligi ta'siridagi deformatsiya

$$\Delta l = \frac{Pl}{EF} + \frac{Ql}{2EF}. \quad (7.13)$$

7.4. Teng qarshilikli bruslar

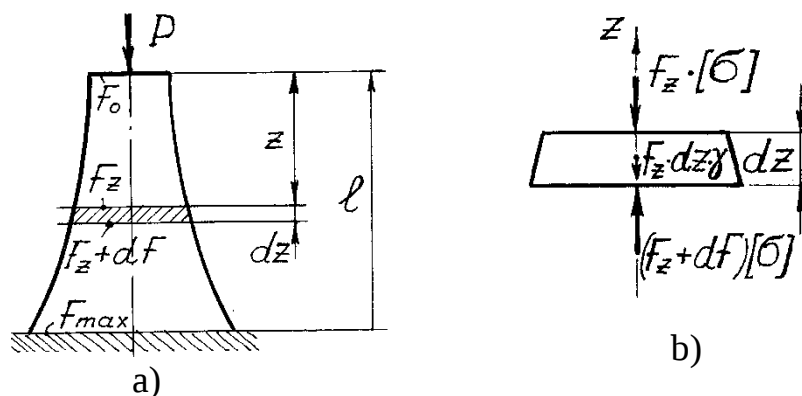
Yuqorida ko'rilgan brusning faqat mahkamlangan kesimi ruxsat etilgan kuchlanishga teng kuchlanishga, boshqa kesimlari esa undan kam kuchlanishlarga qarshilik qiladi, demak brusni tayyorlashga ortiqcha material sarflanadi. Materialni zarur miqdorda sarflash uchun kesim o'lchamlarini o'zgaruvchan qilib tayyorlash kerak bo'ladi. Barcha ko'ndalang kesimlaridagi kuchlanishlar doimiy va ruxsat etilgan kuchlanishga teng bruslar teng qarshilikli bruslar deyiladi.

Brusning erkin uchidan z masofada cheksiz kichik dz qalinlikda element ajratib (7.2-shakl, a), uning muvozanatini tekshiramiz.

$$\Sigma Z = 0. \quad -Fz[\sigma] - Fz \cdot dz \cdot \gamma + (F_z + dF)[\sigma] = 0$$

$$\text{Bundan} \quad dF \cdot [\sigma] = F_z \cdot dz \cdot \gamma \quad \text{va} \quad \frac{dF}{F_z} = \frac{\gamma}{[\sigma]} dz$$

$$\text{integrallasak} \quad \ln F_z + C = \frac{\gamma}{[\sigma]} Z$$



7.2 - shakl.

Integral doimiysini topamiz: $Z=0$ da $F_z=F_0$, demak $C = -\ln F_0$.

U holda

$$\ln F_z - \ln F_0 = \frac{\gamma}{[\sigma]} Z.$$

$$F_z / F_0 = e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} Z}$$

$$\text{yoki} \quad F_z = F_0 e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} Z} \quad (7.14)$$

Brusning eng katta yuzasi mahkamlangan kesimda ($Z=l$) bo'lib,

$$F_{\max} = F_0 e^{\frac{\gamma l}{[\sigma]}}.$$

Boshlang'ich kesim ($z=0$) $F_0=R/[\sigma]$ ekanligini nazarda tutsak.

$$F_{\max} = \frac{P}{[\sigma]} e^{\frac{\gamma l}{[\sigma]}} \quad (7.15)$$

Teng qarshilikli brusning og'irligini hisoblaylik. Brusning muvozanat tenglamasi:

$$\begin{aligned} R+Q &= [\sigma] G'_{\max}, \quad \text{bundan} \quad Q = [\sigma] F_{\max} - R \\ \text{yoki} \quad Q &= P \left(e^{\frac{\gamma l}{[\sigma]}} - 1 \right) \end{aligned} \quad (7.16)$$

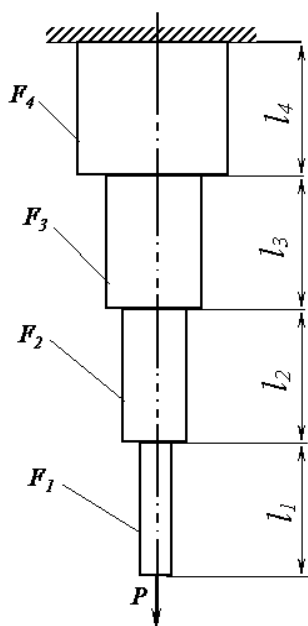
Brusning absolyut deformatsiyasini topamiz. Brusning barcha kesimlaridagi kuchlanishlar doimiy va ruxsat etilganiga tengligidan butun uzunligi bo'yicha nisbiy deformatsiya $\varepsilon = \frac{[\sigma]}{E}$ ham doimiy bo'ladi. Unda $\Delta l = \varepsilon l = \frac{[\sigma]}{E} l$.

Teng qarshilikli brus konturi giperbola chiziqi qonuni bo'yicha o'zgarishini hisobga olsak, bunday ustunni yasash qimmatga tushadi. SHuning uchun bunday ustunlarni yasash kesik konus yoki, asosan, kesik piramida shaklida tayyorlanadi.

7.5. Pog'onali bruslar

Ko'pchilik hollarda teng qarshilikli bruslarni o'zgaruvchan kesimli pog'onali bruslar ko'rinishida tayyorlanadi (7.3 - shakl).

Pastdan birinchi pog'onaning zarur kesim yuzasi



7.3 - shakl.

$$F_1 = \frac{P}{[\sigma] - \gamma l_1}.$$

Pastki qismning yuqorigi kesimidagi kuchlanish $[\sigma]$ ga tengligidan, ikkinchi qismning pastki kesimiga ta'sir qilayotgan kuch $N_1 = [\sigma] F_1$ bo'ladi. Demak, ikkinchi qismning zarur kesim yuzasi

$$F_2 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma l_2}.$$

Shunga o'xshash, $N_2 = [\sigma] F_2$ va

$$F_3 = \frac{N_2}{[\sigma] - \gamma l_3}.$$

Umuman, n - pog'ona uchun

$$F_n = \frac{N_{n-1}}{[\sigma] - \gamma l_n}. \quad (7.17)$$

Bunda $N_{n-1} = [\sigma] F_{n-1}$.

Nazorat savollari

1. Qanday kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deb ataladi va u plastik va mo'rt materiallar uchun qanday topiladi?
2. Ehtiyot koefitsienti nima va uning miqdori qanday faktorlarga bog'liq?
3. Cho'zilish - siqilishdagi mustahkamlik shartini yozing.
4. Mustahkamlik sharti yordamida hal qilinadigan uch xil masalani tushuntiring.
5. Cho'zilish - siqilishdagi bikrlilik sharti qanday ko'rinishlarda ifodalanishi mumkin?
6. Mustahkamlik va bikrlikka hisoblarning iqtisodiy ahamiyati nimada?
7. Vertikal brusning o'z og'irligi ta'sir idagi normal kuch, normal kuchlanish, bo'ylama deformatsiya formulalarini keltirib chiqaring.
8. O'z og'irligini hisobga olgandagi mustahkamlik shartini yozing va uning yordamida hal qilinadigan uch xil masalani tushuntiring.
9. Doimiy kesimli vertikal brusning bo'ylama deformatsiyasi formulasidagi «1/2» ko'paytma nima bilan tushuntiriladi?
10. Teng qarshilikli bruslar deb qanday bruslarga aytiladi? Ularning ixtiyoriy yuzasi qanday topiladi?
11. Pog'onali brus yuzasi qanday topiladi?

8 - MA'RUZA

Mavzu: CHo'zilish - siqilishdagi statik aniqmas masalalar

REJA:

- 8.1. Umumiy tushunchalar.
- 8.2. CHo'zilish - siqilishdagi statik aniqmas masalalarni yechish.
- 8.3. Temperatura o'zgarishida hosil bo'ladigan kuchlanishlar.
- 8.4. Yig'ishdagi kuchlanishlar.

8.1. Umumiy tushunchalar

CHo'zilish - siqilishga ishlaydigan injenerlik konstruktsiyalari statik aniq yoki statik aniqmas sistema ko'rinishida bo'lishlari mumkin.

Tashqi kuchlar yoki boshqa omillar ta'sirida sistemada hosil bo'ladigan noma'lum reaksiyalarni statika tenglamalari yordamida topish mumkin bo'lgan sistemalar statik aniq sistemalarni tashkil etadi.

Konstruktsiya mustahkamligi va bikrligini orttirish maqsadlarida bahzan unga qo'shimcha tayanchlar, qo'shimcha sterjenlar o'rnatiladi. Bu o'z navbatida qo'shimcha bog'lanishlarni hosil qilib, noma'lum reaksiyalar miqdorini orttiradi.

Tashqi kuch ta'sirida sistemada hosil bo'ladigan noma'lum reaksiyalar miqdori shu sistema uchun tuzish mumkin bo'lgan statikaning muvozanat tenglamalari miqdoridan ko'p bo'lgan sistemalar statik aniqmas sistemalar deb yuritiladi. Sistemadagi noma'lum reaksiyalar va shu sistema uchun tuzilgan statika tenglamalari miqdorlari farqi sistemaning statik aniqmaslik darajasini tashkil etadi.

Statik aniqmas masalalarni yechish uchun sistemaning statik aniqmaslik darajasi miqdorida qo'shimcha tenglamalar tuzish zarur bo'ladi. Ularni deformatsiyalarning umumiylik sharti yoki deformatsiyalarni solishtirish usuli yordamida tuziladi.

8.2. CHo'zilish - siqilishdagi statik aniqmas masalalarni yechish

Bunday masalalarni yechishda quyidagi usuldan foydalanish tavsiya qilinadi.

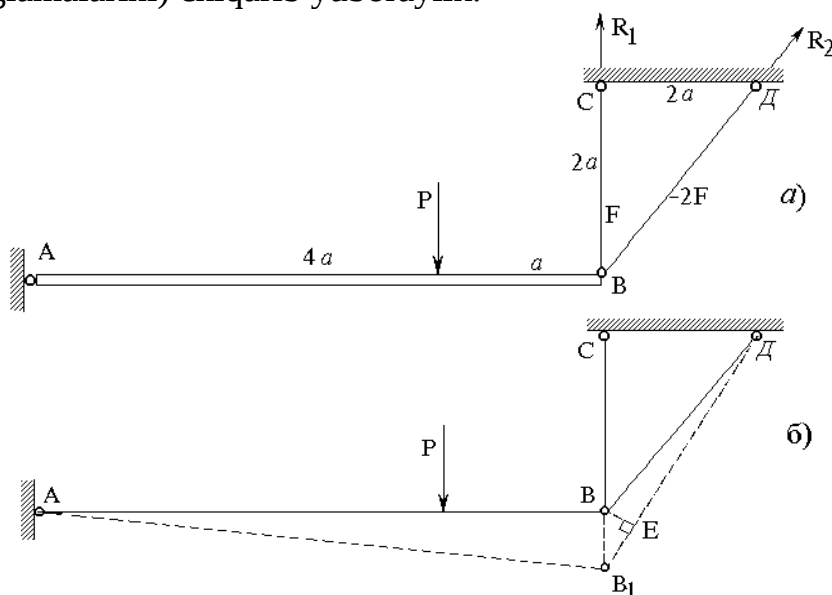
Sistemada hosil bo'ladigan barcha noma'lum reaksiya kuchlari belgilanadi.

1. Masalaning statika tomoni ko'riladi, yahni sistema uchun tuzish mumkin bo'lgan statikaning barcha muvozanat tenglamalari tuziladi.
2. Masalaning geometriya tomoni ko'riladi. Bunda sistemani deformatsiyalangan holda tasavvur qilib, konstruktsiya alohida elementlarining deformatsiyalari yoki ko'chishlari orasidagi geometrik bog'lanish tuziladi. Bunday bog'lanishlar miqdori sistemaning statik aniqmaslik darajasi bilan mos bo'lishi lozim.
3. Masalaning fizik tomoni ko'riladi. Bunda 3-bandda tuzilgan geometrik bog'lanishlarni Guk qonuni orqali ifodalanadi. Temperatura o'zgargan holda zo'riqishlar ta'siridagi deformatsiyalarga harorat deformatsiyalari ham qo'shiladi. Bu bilan zarur deformatsiya tenglamalari hosil bo'ladi.
4. Sintez. Statika va deformatsiya tenglamalari birgalikda yechiladi va barcha noma'lumlar aniqlanadi.

Cho'zilish - siqilishda oddiy statik aniqmas sistemalar hisobiga doir misollar ko'ramiz.

8.1 - misol. Absolyut qattiq AV brus (8.1 - shakl, a) qo'zg'almas A sharnirli tayanchga tiralib, sharnirlar yordamida bir xil materialdan tayyorlangan VS va VD sterjenlarga biriktirilgan. Sterjenlarda tashqi kuch ta'sirida hosil bo'ladigan zo'riqish kuchlari topilsin.

Masalani yechishda yuqorida tavsiya qilingan usuldan foydalanamiz. Masala shartiga ko'ra qo'zg'almas A tayanchda hosil bo'ladigan reaksiya kuchining vertikal va gorizontaal tuzuvchilarini aniqlashning zaruriyati yo'q. Shuning uchun ularni belgilamasdan, ular hisobiga ikkita muvozanat tenglamasini (o'qlarga nisbatan proektsiya tenglamalarini) chiqarib yuboraylik.



8.1 - shakl.

Echish.

1. Sterjenlar sharnirli biriktirilganidan, S va D tayanch reaksiyalari R_1 va R_2 sterjenlarning o'qlari bo'yicha yo'naladi.

2. Masalaning statika tomoni - sistemaning A nuqtasiga nisbatan moment tenglamasini tuzamiz.

$$R \cdot 4a - R_1 \cdot 5a - R_2 \cdot 5a \sin 45^\circ = 0 \quad (8.1)$$

Masalaning statik aniqmaslik darajasi $S = 2 - 1 = 1$ marta.

3. Masalaning geometriya tomoni. Buning uchun tashqi kuch ta'siridan sistemaning deformatsiyalangan vaziyatini tasavvur qilamiz: absolyut qattiq AV brus deformatsiyadan keyin AV_1 vaziyatni oladi (8.1 - shakl, b). Bunda ikkala sterjen cho'zilib, V_1S va V_1D vaziyatni oladilar. VS sterjenning absolyut deformatsiyasi $\Delta \ell_{VS}$ uning VV_1 orttirmasidan iborat. VD sterjenning deformatsiyasini shaklda belgilash uchun tsirkulning ignasini D nuqtaga qo'yib, VD radiusda yoy chizish kerak. Deformatsiya juda kichikligidan bu yoyni V nuqtadan V_1D ga tushirilgan VE tik chiziq bilan almashtiramiz. VD sterjenning absolyut deformatsiyasi $\Delta \ell_{VD}$ bunda V_1E kesma bilan ifodalanadi.

Deformatsiyalar orasidagi bog'lanishni VV_1E uchburchak orqali tuzamiz. Deformatsiyagacha 45 gradusni tashkil qilgan SVD burchak deformatsiya juda kichikligidan deyarli o'zgarmasligini nazarda tutsak

$$V_1E = VV_1 \cos 45^\circ$$

yoki

$$\Delta l_{VD} = \Delta l_{VS} \cos 45^\circ \quad (8.2)$$

Masalaning statik aniqlaslik darajasi bir marta bo'lganidan deformatsiyalar orasidagi tuzilgan bitta bog'lanish kifoya qiladi.

4. Masalaning fizika tomoni. Deformatsiyalar orasidagi (8.2) bog'lanishni Guk qonuni bilan ifodalaymiz.

$$\frac{R_2 \cdot l_{BD}}{E \cdot 2F} = \frac{R_1 \cdot l_{BC}}{EF} \cdot \cos 45^\circ$$

bundan

$$\frac{R_2 \cdot 2a / \cos 45^\circ}{2} = R_1 \cdot 2a \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}$$

yoki

$$R_2 = R_1 \quad (8.3)$$

Hosil qilingan (3) tenglama zarur bo'lgan deformatsiya tenglamasidir.

5. Sintez. (1) va (3) tenglamalarni birgalikda yechamiz.

$$4R - 5R_1 - 5R_1 \sin 45^\circ = 0$$

$$R_1 = R_2 = \frac{4P}{5 \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2} \right)}$$

Sterjenlarning zo'riqish kuchlari aniqlangan reaksiya kuchlariga teng.

8.2 - misol. Ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen qismlarida tashqi R kuchi ta'sir idagi hosil bo'ladigan zo'riqishlari topilsin (8.2 - shakl).

Echish.

1. Noma'lum reaksiya kuchlari R_A va R_B larni belgilaymiz.
2. Masalaning statika tomoni. Ushbu holda quyidagi yagona statika tenglamasini tuzish mumkin.

$$\Sigma Z = 0. R_A - R + R_B = 0 \quad (8.4)$$

Masalaning statik aniqlaslik darajasi $S = 2 - 1 = 1$ marta

3. Masalaning geometriya tomoni. Brusning uchlari qistirib mahkamlanganidan ular orasidagi masofa o'zgarmaydi, yahni brus qismlari absolyut deformatsiyalarining algebraik yig'indisi nolga teng:

$$\Delta l_1 + \Delta l_2 = 0 \quad (8.5)$$

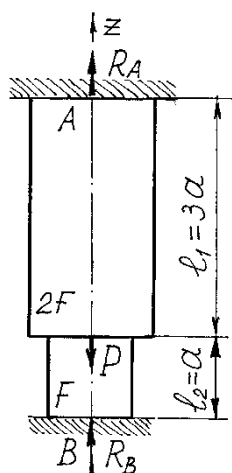
4. Masalaning fizika tomoni.

$$\frac{R_A \cdot 3a}{E2F} + \frac{-R_B \cdot a}{EF} = 0$$

$$R_B = \frac{3}{2} R_A. \quad (8.6)$$

5. Sintez.

$$R_A - P + \frac{3}{2} R_A = 0 \quad R_A = \frac{2}{5} P; \quad R_B = \frac{3}{5} P.$$

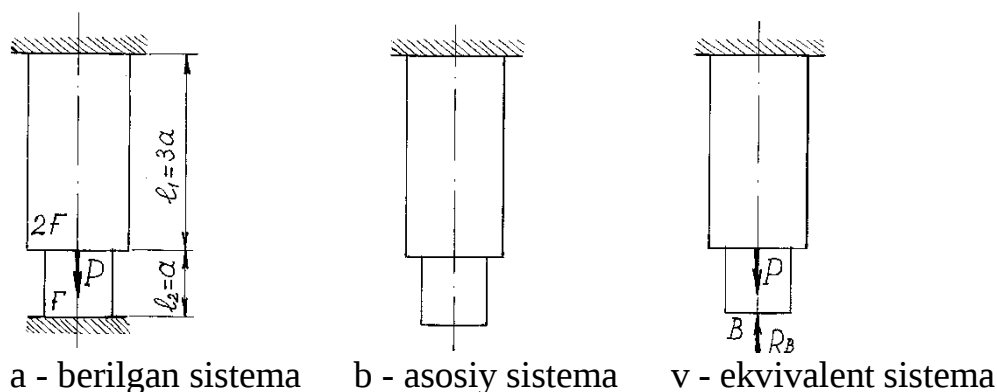


8.2 - shakl.

Sterjenning yuqori qismidagi zo'riqish kuchi $R_A = \frac{2}{5}P$; pastki qismida esa $R_B = \frac{3}{5}P$.

Bahzi hollarda ushbu ko'rinishdagi masalalarni asosiy sistema tanlash orqali yechish tavsiya qilinadi. Statik aniqmas berilgan (8.3 - shakl, a) sistemadan tashqi kuchlar va «ortiqcha bog'lanish» tashlab yuborib, asosiy sistema (8.3 - shakl, b) hosil qilinadi. Ushbu holda «ortiqcha bog'lanish» sifatida pastki tayanch qabul qilingan. Endi asosiy sistemani tashqi kuchlar va «ortiqcha bog'lanish» ta'sir ini ifodalovchi reaksiya kuchi bilan yuklab, ekvivalent sistema (8.3 - shakl, v) hosil qilinadi.

Masalaning geometriya tomonini ko'rishda ekvivalent sistemadagi «ortiqcha bog'lanish»ga tegishli kesim



8.3 - shakl.

ko'chishini topib, berilgan sistema shartiga asosan nolga tenglashtiramiz.

$$\delta_B = \Delta \ell_r + \Delta \ell_{Rv} = 0 \quad (8.7)$$

Masalaning fizika tomoni

$$\frac{P \cdot 3a}{E \cdot 2F} + \frac{-R_B \cdot 3a}{E \cdot 2F} + \frac{-R_B \cdot a}{EF} = 0. \text{ ko'rinishida bo'ladi.}$$

Bundan
$$R_B = \frac{3}{5}P.$$

Natijada yuqoridagidek.

Bahzi hollarda 8.2 - misol turkumidagi masalalarda sterjen uchlaridan biri mahkamlanib ikkinchi uchi bilan tayanch oraligida tirqish beriladi. Bunday holda masalaning geometriya tomoni sterjen qismlari absolyut deformatsiyalarining algebraik yig'indisi tirqish kattaligiga teng ko'rinishida bo'ladi.

8.3. Temperatura o'zgarishida hosil bo'ladigan kuchlanishlar

Temperatura o'zgarishida statik aniqmas tizimda hosil bo'ladigan kuchlanishlar harorat kuchlanishlari deb yuritiladi.

Uzunligi ℓ va ko'ndalang kesimi G' bo'lgan sterjen t_1 temperaturada ikki uchi bilan qistirib mahkamlab qo'yilgan (berilgan sistema 8.4 - shakl, a)

Temperatura t_2 ga ko'tarilganda asosiy sistemaning (8.4 - shakl, b) erkin «V» uchi

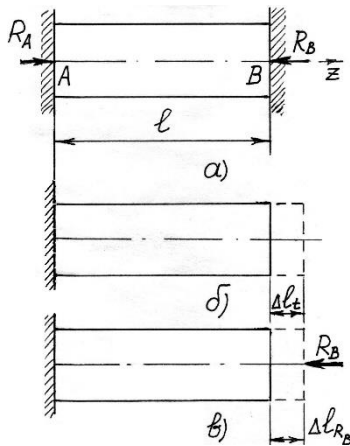
$$\Delta \ell_t = \alpha \ell \cdot \Delta t$$

kattalikda uzayadi. Bunda

$$\Delta t = t_2 - t_1;$$

α - materialning chiziqli kengayish koeffitsienti.

Berilgan sistemada sterjen uchlari qistirib mahkamlanganidan ularda tayanch reaksiyalari R_A va R_B hosil bo'ladi (8.4 - shakl,a).



8.4 - shakl.

Masalaning statika tomoni:

$$\sum Z=0; \quad R_A - R_B = 0 \quad (8.8)$$

Masalaning statik aniqmaslik darajasi $S=2-1=1$ marta.

Masalaning geomeriya tomoni:

$$\delta_V = \Delta l_t + \Delta l_{R_V} = 0 \quad (8.9)$$

Masalaning fizika tomoni:

$$\alpha l \cdot \Delta t + \frac{-R_B \cdot l}{EF} = 0.$$

Sintez:

$$R_B = \alpha \cdot \Delta t \cdot EF$$

Demak, sterjen kesimlarida temperatura ortishi natijasida hosil bo'ladigan normal kuch

$$N_t = R_A = R_B = \alpha \cdot \Delta t \cdot EF.$$

Normal kuchlanish

$$\sigma_t = N_t / F = \alpha E (t_2 - t_1) \text{ bo'ladi.}$$

Normal kuchlanish ishorasini cho'zilish va siqilish uchun mos ravishda olish uchun oxirgi formulani

$$\sigma_t = \alpha E (t_1 - t_2)$$

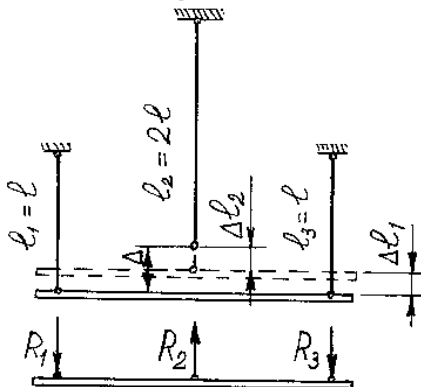
ko'rinishda yozamiz

Amalda harorat kuchlanishlari nihoyatda katta bo'lishlari mumkin. Ularni kamaytirish uchun konstruksiyalarda harorat tirqishlari qoldiriladi.

8.4. Yig'ishdagi kuchlanishlar

Statik aniqmas tizimlarda tashqi yuk bo'lmasa ham ayrim detallarning noaniq tayyorlanganligi tufayli kuchlanishlar vujudga kelishi mumkin. Bunday kuchlanishlar yig'ish(montaj) yoki boshlang'ich kuchlanishlar deb yuritiladi.

Ko'ndalang kesim yuzalari bir xil bo'lgan sterjenlarga bikir brus simmetrik mahkamlangan (8.5 - shakl.). O'rtadagi sterjen zarur bo'lganidan Δ kattalikda kalta tayyorlangan. Yig'ish natijasida chetki sterjenlarda siquvchi (R_1 va R_3), o'rtadagi sterjenda cho'zuvchi kuch (R_2) paydo bo'lib, chetki sterjenlar Δl ga qisqarib, o'rta sterjen Δl_2 kattalikka cho'ziladi.



8.5 - shakl.

Muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

Simmetriya shartidan

$$R_1 = R_3 \quad (8.10)$$

$$\sum Y=0. \quad -R_1 + R_2 - R_3 = 0.$$

$$R_2 = 2R_3. \quad (8.11)$$

Masalaning statik aniqmaslik darajasi

$$S=3-2=1 \text{ marta.}$$

Deformatsiyalar orasidagi bog'lanish.

$$\Delta = \Delta \ell_1 + \Delta \ell_2 \quad (8.12)$$

(3) ni Guk qonuni orqali ifodalaymiz:

$$\Delta = \frac{R_1 l}{EF} + \frac{R_2 \cdot 2l}{EF} \quad (8.13)$$

(1),(2) va (4) tenglamalarni birgalikda yechsak

$$R_1 = R_3 = \frac{\Delta EF}{5l}; \quad R_2 = \frac{2\Delta EF}{5l}.$$

Endi yig'ish kuchlanishlarini aniqlash oson. Shuni aytish kerakki, Δ masofani o'zgartirish orqali statik aniqmas tizimlardagi zo'riqish va kuchlanishlarni sunhiy ravishda boshqarish mumkin. Ayniqsa, bu narsa temirbeton konstruksiyalarda keng qo'llaniladi.

Nazorat savollari

1. Statik aniq sistema nima? Statik aniqmas sistemachi?
2. Masalaning statik aniqmaslik darajasi nimani ifodalaydi?
3. CHo'zilish - siqilishdagi statik aniqmas sistemalarni yechish usulini tushuntirib bering.
4. Asosiy sistema nima? Ekvivalent sistemachi?
5. Uchlari qistirib mahkamlangan brus uchun deformatsiyalar orasidagi bog'lanish tenglamasining mohiyati nimada?
6. Bir uchi qistirib mahkamlangan, ikkinchi uchi bilan tayanch oraligida tirqish bo'lgan brusning deformatsiyalar orasidagi bog'lanish tenglamasi qanday ko'rinishda bo'ladi?
7. Harorat kuchlanishining hosil bo'lish mexanizmini tushuntirib bering.
8. Harorat kuchlanishini aniqlash formulasini yozing. Bu kuchlanishlar qanday hosil bo'ladi?
9. Yig'ishdagi kuchlanishlar qanday hosil bo'ladi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar

[19] 22 betlar

Temperatura ta'sirida deformatsalarni aniqlash

Example #3

A 5 m aluminum flagpole is installed at 20°C. Overnight, the temperature drops to -5°C. How much does the height change, in millimeters? What is the final height of the flagpole, in meters?

Solution First, calculate the change in length using $\delta = \alpha L (\Delta T)$. From the Appendix, the thermal expansion coefficient for aluminum is $\alpha_{\text{Aluminum}} = 23 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$. Next, calculate the final length by adding the change in length to the original length.

Change in length $\delta = \alpha L (\Delta T) = \frac{23 \times 10^{-6}}{^\circ\text{C}} \cdot 5 \text{ m} \cdot (-5^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}) \left| \frac{10^3 \text{ mm}}{\text{m}} \right| = -2.88 \text{ mm}$. The negative sign indicates the flagpole is getting shorter.

Final length $L_f = L + \delta = 5 \text{ m} - \frac{2.88 \text{ mm}}{10^3 \text{ mm}} = 4.997 \text{ m}$

9 - MA'RUZA

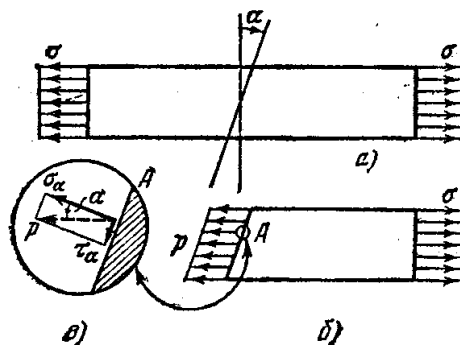
Mavzu: Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanganlik va deformatsiyalanganlik holatlarining tahlili

REJA:

- 9.1. Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanganlik holatining xususiyatlari.
- 9.2. Cho'zilish va siqilishdagi deformatsiyalanganlik holatining tahlili.

9.1. Cho'zilish va siqilishdagi kuchlanganlik holatining xususiyatlari

Cho'zilayotgan sterjen ko'ndalang kesimi tekisligi bilan α burchak ostida joylashgan og'ma kesimda (9.1 - shakl,a) ta'sir etayotgan kuchlanishlarni topamiz. Burchak hisoblarining musbat yo'nalishi sifatida soat strelkasi yo'nalishiga teskari yo'nalishni olamiz. Ko'rilayotgan og'ma kesimdagi to'la kuchlanish r cho'zilish - siqilishdagi kuchlanganlik holatining bir jinslilik shartiga ko'ra barcha nuqtalarda bir xil



9.1 - shakl

bo'ladi. Og'ma kesimdagi ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi sterjen o'qi bo'ylab yo'nalib, tashqi kuchni muvozanatlab turishi lozim (9.1 - shakl,b).

$$\Sigma Z=0 \quad -r_{\alpha} \cdot G'_{\alpha} + R=0$$

Tashqi kuch (R) ni ko'ndalang kesim (G') dagi normal kuchlanish (σ) orqali ifodalaymiz: $R=\sigma G'$.

$$r_{\alpha} = \sigma G' / G'_{\alpha}$$

yoki

$G'_{\alpha} = G' / \sin \alpha$ ekanligini nazarda tutsak,

$$r_{\alpha} = \sigma \sin \alpha \quad (9.1)$$

Ushbu bog'lanish cho'zilish - siqilishdagi kuchlanish holatida og'ma kesimdagi to'la kuchlanish bilan ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanishlar orasidagi bog'lanishni ifodalaydi.

To'la kuchlanishni og'ma kesimga normal va urinma kuchlanishlarga ajratamiz (9.1 - shakl, v):

$$\sigma_{\alpha} = r \cdot \sin \alpha \quad \text{va} \quad \tau_{\alpha} = r \cdot \cos \alpha$$

yoki

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \sin^2 \alpha \quad (9.2)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha \quad (9.3)$$

Demak, cho'zilish - siqilishdagi sterjening ko'rilayotgan nuqtasidagi kuchlanishlar shu nuqta orqali o'tayotgan kesimlar ko'pligidan qaysinisi ko'rilayotgani, aniqrog'i, ko'rilayotgan kesim orientatsiyasiga (joylashishiga) bog'liq ekan. SHuning uchun, xususan, cho'zilish - siqilishda faqat normal kuchlanishlar hosil bo'ladi deb fikrlash noto'g'ri bo'ladi. Bunday xulosa sterjenning faqat ko'ndalang kesimlari uchungina tegishlidir.

Endi ko'rilayotgan kesim joylashishiga bog'liq ravishda undagi normal va urinma kuchlanishlarning kattaliklarini (9.2) va (9.3) formulalar bo'yicha topamiz.

Bundan ko'rinadiki, cho'zilayotgan yoki siqilayotgan sterjenlar ko'ndalang kesimlarida faqat eng katta normal kuchlanishlar ta'sir etib, urinma kuchlanishlar ta'sir etmaydilar.

Cho'zilayotgan sterjenlar bo'ylama kesimlarida ($\alpha=90^0$) ham normal, ham urinma kuchlanishlarning ta'sir etmasliklari deformatsiya jarayonida bo'ylama qavatlar yon sirtlari orasida o'zaro ta'sir kuchlari bo'lmasligini ko'rsatadi. Bu mahnoda cho'zilayotgan sterjenni o'zaro parallel iplar to'plamining cho'zilishiga taqqoslash mumkin.

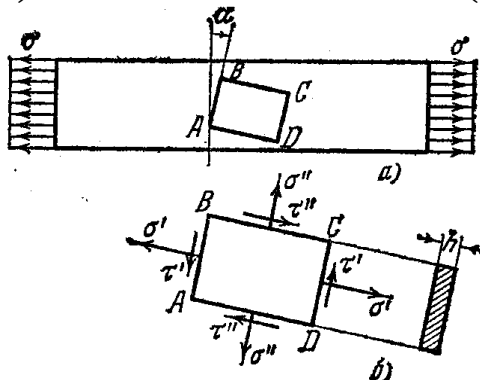
$\alpha = 0 \text{ da}$	$\sigma_{\alpha} = \sigma;$	$\tau_{\alpha} = 0,$
$\alpha = 90^0 \text{ da}$	$\sigma_{\alpha} = 0;$	$\tau_{\alpha} = 0,$
$\alpha = 45^0 \text{ da}$	$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma}{2};$	$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2}.$

Eng katta urinma kuchlanish sterjen ko'ndalang kesimi bilan 45 gradus burchak ostida joylashgan og'ma yuzalarda vujudga keladi va uning qiymati eng katta normal kuchlanishning yarmiga teng bo'ladi. Jilolangan namunalarning cho'zilishida xuddi ana shu yuzalarda CHernov-Lyuders chiziqlari hosil bo'ladiki, ular material kristallarining dastlabki siljishlarini ifodalaydilar. Siqilayotgan cho'yan namunaning yemirilish xarakteri ham xuddi ana shu urinma kuchlanishlarning ta'siri bilan tushuntiriladi.

Endi kuchlanishlarning ishoralari haqida. Agar normal kuchlanish cho'zuvchi bo'lsa musbat, agar siquvchi bo'lsa - manfiy hisoblanadi. Agar ko'rilayotgan kesim tashqi normalini urinma kuchlanish yo'nalishi bilan moslash uchun soat strelkasi yurishi yo'nalishida burilsa, urinma kuchlanish musbat ishorali, aks holda manfiy hisoblanadi. Urinma kuchlanish ishorasini boshqacha belgi bo'yicha ham aniqlash mumkin: ko'rilayotgan yuzadagi urinma kuchlanish elementning ichkarisida olingan har bir nuqtaga nisbatan elementni soat strelkasi yurishi yo'nalishida burishga intilsa musbat ishoralanadi va aksincha.

Cho'zilayotgan yoki siqilayotgan sterjen materiali bu ikki kuchlanish ta'siri da ikki xil deformatsiyalanadi. Cho'zilgan sterjendan ikkita parallel og'ma kesimlar yordamida yupqa element ajratilsa, og'ma kesimlarga ta'sir etayotgan normal kuchlanishlar ta'siriga bo'ylama (chiziqli) deformatsiya, urinma kuchlanishlar ta'siriga esa - siljish (burchak) deformatsiyasi mosligi ko'rinadi.

h qalinlikdagi cho'zilayotgan polosadan AVSD to'g'ri to'rtburchak element ajrataylik (9.2 - shakl,a). Ajratilgan bu element tomonlariga eng umumiy holda $\sigma_\alpha(\sigma')$, $\sigma_{\alpha+90}(\sigma'')$, $\tau_\alpha(\tau')$ va $\tau_{\alpha+90}(\tau'')$ kuchlanishlar ta'sir etadilar (9.2 - shakl,b).



9.2 - shakl

O'zaro tik yuzalardagi kuchlanishlarni topamiz.

$$\sigma' = \sigma \cos^2 \alpha;$$

$$\tau' = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha.$$

$$\sigma'' = \sigma \cos^2(\alpha + 90) = \sigma \sin^2 \alpha$$

$$\tau'' = \frac{\sigma}{2} \sin 2(\alpha + 90) = -\frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha.$$

Olingan natijalarni solishtirib quyidagicha xulosalarni hosil qilamiz.

Birinchidan,

$$\sigma' + \sigma'' = \sigma, \quad (9.4)$$

yahni o'zaro tik yuzalardagi normal kuchlanishlar yig'indisi ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanishga teng.

Ikkinchidan,

$$\tau' = -\tau'', \quad (9.5)$$

yahni o'zaro tik yuzalardagi urinma kuchlanishlar bir - biriga teng va teskari ishorali bo'ladilar. Bu ifodani urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni deb yuritiladi va bu qonun kuchlanish holatining barcha turlarida ta'sirlidir. Bunda o'zaro tik yuzalardagi urinma kuchlanishlar yo yuzalarning kesishish chiziqiga, yoki undan teskari tomonga yo'nalgan bo'ladilar.

Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga ko'ra σ' va σ'' qiymatlari va yo'nalishlaridan qathiy nazar τ' va τ'' shunday qiymat va yo'nalishlarga ega bo'lishlari kerakki ular juftlarining momentlari o'zaro muvozanatlashaolsinlar (9.2 - shakl,b):

$$\tau' \cdot AV \cdot h \cdot AD = \tau'' \cdot AD \cdot h \cdot AV.$$

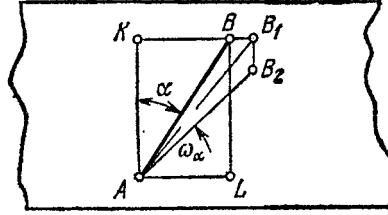
9.2. Cho'zilish va siqilishdagi deformatsiyalanganlik holatinig tahlili

Ma'lumki, sterjenning bo'ylama yo'nalishida cho'zilishi ko'ndalang yo'nalishda kichrayishi bilan kuzatiladi. Bunda ko'ndalang deformatsiya (ϵ') va bo'ylama deformatsiya (ϵ) orasida

$$\epsilon' = \mu \epsilon$$

bog'lanish mavjud.

D yformatsiya natijasida yuqoridagi ko'rilgan AVSD to'g'ri to'rtburchak (9.2 -



9.3 - shakl.

shakl,a) parallelogramga aylanadi. Bunda to'g'ri to'rtburchakning A va S burchaklari kichrayib, V va D burchaklari kattalashadi. Ma'lumki, to'g'ri burchaklarning bunday o'zgarishi burchak deformatsiyasi yoki siljish burchagidan iborat. Uni aniqlash uchun avval AV va AD kesmalarning og'ish burchaklarini aniqlaymiz. Ularning ayirmasi siljish burchagini tashkil etadi.

AV kesmadan boshlaylik (9.3 - shakl). Uni diagonal sifatida qabul qilib, AKVL to'g'ri to'rtburchak quramiz. Uning KV va AL tomonlari sterjen o'qi yo'nalishida joylashganlar.

Sterjenning bo'ylama cho'zilishi natijasida kesmaning V nuqtasi o'ngga ko'chadi, natijada AV kesma

$$\frac{BB_1}{AB} \cos \alpha = \frac{KB \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}{AB} = \frac{AB \cdot \sin \alpha \cdot \varepsilon \cdot \cos \alpha}{AB} = \frac{\varepsilon}{2} \sin 2\alpha \quad (a)$$

burchakka og'adi.

Ko'ndalang torayish oqibatida V nuqtaning vertikal ko'chishi natijasida AV kesmaning qo'shimcha og'ish burchagi quyidagiga teng:

$$\frac{B_1B_2 \sin \alpha}{AB} = \frac{AK \cdot \varepsilon' \cdot \sin \alpha}{AB} = \frac{AB \cdot \cos \alpha \cdot \mu \varepsilon \cdot \sin \alpha}{AB} = \frac{\mu \varepsilon}{2} \sin 2\alpha. \quad (b)$$

Olingan (a) va (b) ifodalarning yig'indisi AV kesmaning to'la og'ish burchagini ifodalaydi.

$$\omega_\alpha = \frac{\varepsilon}{2} (1 + \mu) \sin 2\alpha. \quad (v)$$

Burchak α ni 90 gradusga o'zgartirib, AD kesmaning og'ish burchagini hosil qilamiz:

$$\omega_{\alpha+90} = -\frac{\varepsilon}{2} (1 + \mu) \sin 2\alpha \quad (g)$$

Burchak deformatsiyasi, yahni siljish burchagini, aniqlash uchun AV va AD kesmalarning og'ish burchaklari ayirmasini aniqlaymiz. Buning uchun (v) ifodadan (g) ifodani ayirsak

$$\gamma_\alpha = \omega_\alpha - \omega_{\alpha+90} = \varepsilon (1 + \mu) \sin 2\alpha. \quad (d)$$

Cho'zilish - siqilishdagi Guk qonuni

$$\sigma = \varepsilon E \quad (9.6)$$

dan $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$ ekanligini va og'ma kesimdagi urinma kuchlanish formulasi

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha \quad (9.7)$$

dan $\sin 2\alpha = \frac{2\tau_\alpha}{\sigma}$ ekanligini (d) formulada nazarda tutsak

$$\gamma_\alpha = \frac{\sigma}{E}(1 + \mu) \cdot \frac{2\tau_\alpha}{\sigma} = \frac{2(1 + \mu)}{E} \tau_\alpha.$$

Bundan
$$\tau_\alpha = \gamma_\alpha \frac{E}{2(1 + \mu)}.$$

Bu ifodadagi α indeksini tashlab yuborib, uni cho'zilish - siqilishdagi Guk qonuni (5.3) ko'rinishida yozamiz:

$$\tau = \gamma G \quad (9.8)$$

Ushbu bog'lanish siljishdagi Guk qonunini ifodalaydi. Bu yerda

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (9.9)$$

bo'lib, uni siljish moduli yoki ikkinchi darajali elastiklik moduli deb yuritiladi.

(9.9) ifoda siljish moduli G , bo'ylama elastiklik moduli E va Puasson koeffitsienti μ orasidagi bog'lanishni ifodalaydi. SHuning uchun uni uch doimiy orasidagi bog'lanish deb ham yuritiladi.

Siljish moduli mahno jihatdan bo'ylama elastiklik moduliga o'xshaydi va kuchlanish o'lchamiga ega. U materialning siljish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatish qobiliyatini ifodalab, qiymatlari material turiga bog'liq ravishda spravochniklarda beriladi.

Demak, siljishdagi Guk qonuni cho'zilish - siqilishdagi Guk qonunining oqibati sifatida kelib chiqadi.

Nazorat savollari

1. Cho'zilish - siqilishda og'ma yuzalardagi to'la, normal va urinma kuchlanishlar qanday formulalar bilan aniqlanadi?
2. Normal va urinma kuchlanishlarning eng katta qiymatlari sterjenlarning qanday kesimlarida ta'sir etadilar?
3. Kuchlanishlarning ishoralari haqida gapirib bering.
4. Normal kuchlanishga deformatsiyaning qanday turi mos? Urinma kuchlanishgachi?
5. Urinma kuchlanishlarining juftlik qonunining mohiyati nimada?
6. Cho'zilayotgan sterjen o'zaro tik yuzalaridagi normal kuchlanishlar yig'indisi nimaga teng?
7. Siljishdagi Guk qonuni qanday ifodalanadi?
8. Uch doimiy orasidagi matematik bog'lanishni yozing.
9. Materialning siljish moduli nimani xarakterlaydi?
10. Siljishdagi Guk qonunini keltirib chiqaring.

10 – MA'RUZA

Mavzu: Kuchlanganlik va deformastiya holati nazariyalari

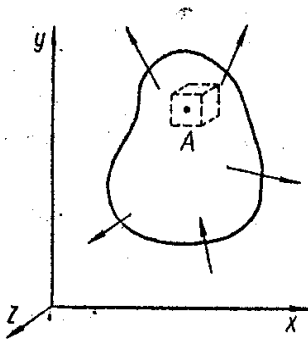
REJA:

- 10.1. Nuqtadagi kuchlanish holati. Nuqta kuchlanganlik holat turlari.
- 10.2. Chiziqli kuchlanish holati.
- 10.3. Tekis kuchlanish holati.
- 10.4. Tekis kuchlanish holatida o'zaro perpendikulyar yuzalardagi kuchlanishlar orasidagi boglanish.

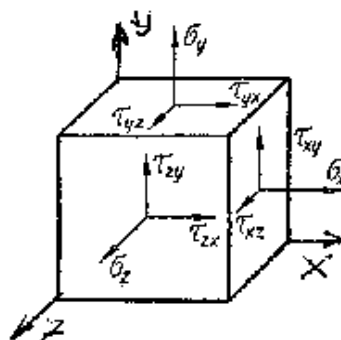
10.1. Nuqtadagi kuchlanish holati. Nuqta kuchlanganlik holat turlari.

Tekshirilayotgan nuqtadan o'tkazilgan barcha yuzalardagi (σ, τ) kuchlanishlar to'plamiga nuqta kuchlanganlik holati deyiladi.

Tashqi kuchlar ta'sirida bo'lgan qandaydir jism ixtiyoriy A nuqtadagi kuchlanganlik holatini tekshirish uchun shu nuqta atrofida cheksiz kichik elementar



10.1-shakl



10.2-shakl

parallelopiped ajratib olinadi (10.1, 10.2 - shakllar).

x, y, z koordina o'qlariga tik parallelopiped qirralarida R_x, R_y, R_z to'la kuchlanishlar ta'sir etadi. Ularni indeksleri shu yuzaga tikligini bildiradi. Masalan, R_x - x o'qiga tik yuzadagi to'la kuchlanish. σ - larni indeksi ham yuzalar holatini ifodalaydi, ya'ni σ_x - x o'qiga tik yuzadagi normal kuchlanishni ifodalaydi.

Urinma kuchlanishlar - τ ikkita indeks orqali ifodalanib birinchisi yuzadagi normal yo'nalishini ifodalasa ikkinchisi esa kuchlanish yo'nalishini ifodalaydi.

Masalan, τ_{xu} - x o'qiga normal yuzadagi u o'qiga parallel kuchlanish.

Shunday qilib tekshirilayotgan nuqta atrofida ajratilgan elementlar parallelopiped qirralarida hammasi bo'lib $3 \times 3 = 9$ ta kuchlanish komponentlari mavjud ekan. Ularni quyidagidek kvadrat matrista shaklida yozamiz.

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix} \quad (10.1)$$

Bu erda 1 chi, 2 chi, 3 chi qatordagi joylashgan kuchlanishlar tashkil etuvchilari mos ravishda x , y , z o'qlariga perpendikulyar yuzalar holatini ifodalaydi. (10.1) kuchlanishlar to'plamiga - kuchlanishlar tenzori deb yuritiladi.

Ularning ishoralari quyidagicha σ - cho'zuvchi musbat, siquvchi manfiy, τ - ishorasi musbat agar uning yo'nalishi koordinata o'qlari yo'nalishiga mos tushsa. Demak, shaklda ko'rsatilgan kuchlanishlar ishoralari musbat hisoblanadi. (10.2 shakl). Ajratilgan element muvozanat shartidan: (10.2 shakl) $\sum M_z = 0$ - o'qiga parallel va uni kesib o'tuvchi kuchlar bu tenglamada qatnashmaydi, ya'ni

$$\tau_{yx} \cdot dx \cdot dz \cdot dy - \tau_{xy} \cdot dy \cdot dz \cdot dx = 0$$

bundan $\tau_{yx} = \tau_{xy}$ hosil bo'ladi

Xudi shunga o'xshash boshqa o'qlarga ham $\sum M_x = 0, \sum M_y = 0$ tenglamalar tuzib quyidagiga ega bo'lamiz

$$\left. \begin{aligned} \tau_{yx} &= \tau_{xy} \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} \\ \tau_{yz} &= \tau_{zy} \end{aligned} \right\} \quad (10.2)$$

(10.2) umumiy holdagi urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni deb yuritiladi.

Demak: o'zaro perpendikulyar yuzalarda urinma kuchlanishlar qiymati teng yo'nalishlari qarama - qarshidir.

Bu kuchlanishlar elementi xar - xil tomonlarga burishga xarakat qiladi. (10.2)ga asosan ihtiyoriy nuqtadagi k uchlanish komponentlari to'qqiztadan oltitaga keladi:

$$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \sigma_{xy}, \sigma_{yz}, \sigma_{zx}.$$

Agar biz element qirralari holatini o'zgartirsak bu kuchlanishlar ham o'zgaradi. Bunda biz yuzalar holatini shunday o'zgartiraylikki urinma kuchlanishlar $\tau = 0$ bo'lsin. Bunday yuzalar bosh yuzalar deb yuritiladi. Bu yuzalarda ta'sir etayotgan normal kuchlanishlar bosh kuchlanishlar deb ataladi.

Ma'lumki xar bir ihtiyoriy nuqtadan o'zaro perpendikulyar 3 ta o'qlar o'tkazish mumkin, bunga asosan 3 ta perpendikulyar yuzalar mavjud u holda jism har bir nuqtasida 3 ta bosh kuchlanishlar ta'sir etadi, va ular ham o'zaro bir - biriga perpendikulyar bo'ladi. Bu o'qlar bosh o'qlar deb yuritiladi.

Bu kuchlanishlarni shartli ravishda σ_1 , σ_2 va σ_3 , -lar bilan belgilaymiz, bunda kuchlanishlarni shunday joylashtirish lozim bo'lsinki quyidagi tengsizlik bajarilsin.

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3. \quad (10.3)$$

Buni quyidagicha tushunamiz. Algebraik nuqtai nazardan bu kuchlanishlarni biri nolga, boshqasi to'zuvchi 60 MPa va uchinchisi siquvchi - 140 MPa teng u holda ular quyidagicha belgilanadi.

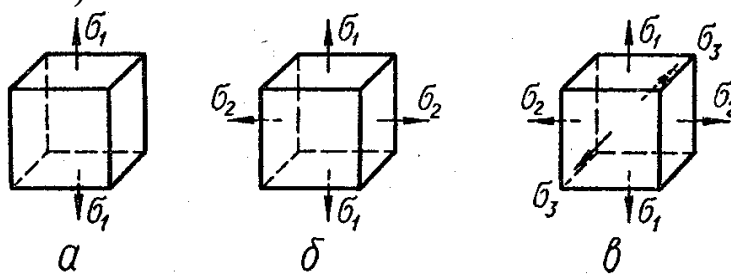
$$\sigma_1 = 60 \text{ MPa}; \sigma_2 = 0; \sigma_3 = -140 \text{ MPa}.$$

Kuchlanganlik holati odatda uch xil bo'ladi:

1. Agar $\sigma_1 \neq 0$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$; bo'lsa bunday kuchlanganlik holati chiziqli yoki bir o'qli kuchlanganlik holati deyiladi. (10.3-shakl a)

2. $\sigma_1 \neq 0$; $\sigma_2 \neq 0$; $\sigma_3 = 0$; bo'lsa tekis yoki ikki o'qli kuchlanganlik holati deb yuritiladi. (10.3-shakl b)

3. Agar $\sigma_1 \neq 0$; $\sigma_2 \neq 0$; $\sigma_3 \neq 0$. bo'lsa xajmiy yoki uch o'qli kuchlanganlik xolati deb yuritiladi. (10.3-shakl v)



10.3 - shakl

10.2. Chiziqli kuchlanganlik holati.

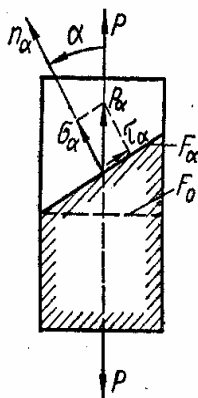
Bunday kuchlanganlik holati asosan cho'zilish va siqilishga ishlayotgan konstruktsiyalarda uchraydi.

Ko'ndalang kesim yuzasini soat strelkasi yo'nalishiga teskari yo'nalishini musbat deb qabul qilamiz. (10.4- shakl)

Cho'zilayotgan sterjen ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanish quyidagiga teng.

$$\sigma_0 = \frac{N}{F_0} = \frac{P}{F_0}$$

Urinma kuchlanishlar bu yuzada nolga $\tau = 0$ teng bu yuza bosh yuzadir. F_2 yuzani F_0 ko'ndalang kesim yuzasi orqali ifodalaymiz.



10.4- shakl

$$F_\alpha = \frac{F_0}{\cos \alpha}; \text{ shakldan } \rho_\alpha \cdot F_\alpha = N_\alpha$$

yoki

$$\rho_\alpha = \frac{N}{F_\alpha} = \frac{N}{F_0} \cdot \cos \alpha = \sigma_0 \cos \alpha \quad (a)$$

$$\sigma_\alpha = \rho_\alpha \cdot \cos \alpha; \quad \tau_\alpha = \rho_\alpha \sin \alpha$$

$$\text{U holda (a)ga asosan:} \quad \sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha \quad (10.4)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha \text{ hosil bo'ladi.} \quad (10.5)$$

Normal kuchlanish ishorasi musbat qachonki u cho'zuvchi bo'lsa, agar element τ ta'sirida soat strelkasi yo'nalishida burilsa urinma kuchlanish ishorasi musbat deb qabul qilinadi.

Bal kuchlanishlar cho'zilishda;

$$\sigma_1 = \sigma_0 = \frac{N}{F_0}; \quad \sigma_2 = \sigma_3 = 0;$$

siqilishda

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = -\sigma_0 = -\frac{N}{F_0}$$

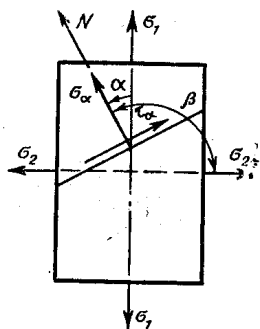
$$\alpha = \pm 45^\circ \text{ da (10.5)dan va } \sin 2\alpha = \sin 90^\circ = 1; \quad \text{c's } 90^\circ = 0 \text{ bo'lganidan:}$$

$$\sigma_{\alpha} = 0; \quad \tau_{\alpha_{\max}} = \frac{\sigma_1}{2} \text{ bosh kuchlanishni yarmiga teng}$$

Demak siljish yuzalari bosh yuzalar bilan $\alpha = 45^\circ$ ni tashkil etar ekan.

10.3. Tekis kuchlanganlik holati

Tekis kuchlanganlik holatidagi elementni olamiz.



10.5-Shakl.

$$\text{Shakldan } \sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \beta$$

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

$$\text{bu erda } \beta = \alpha + 90^\circ$$

$$\text{u holda } \cos \beta = \cos(\alpha + 90^\circ) = -\sin \alpha$$

$$\sin 2\beta = \sin 2(\alpha + 90^\circ) = \sin(2\alpha + 180^\circ) = -\sin 2\alpha$$

bularga asosan

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha \quad (10.6)$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha \quad (10.7)$$

$$\text{Bunda } \alpha = 0^\circ \partial \alpha; \quad \sigma_{\alpha} = \sigma_{\max} = \sigma_1; \quad \tau_{\alpha} = 0$$

$$\alpha = \pm 45^\circ \partial \alpha \quad \sigma_{\alpha} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}; \quad \tau_{\alpha} = \tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$$

$$\alpha = 90^\circ \partial \alpha \quad \sigma_{\alpha} = \sigma_{\min} = \sigma_2; \quad \tau_{\alpha} = 0$$

10.4. Tekis kuchlanish holatida o'zaro perpendikulyar yuzalardagi kuchlanishlar orasidagi boglanish.

Tekis kuchlanish holatidagi o'zaro perpendikulyar yuzalar orasidagi kuchlanishlar orasidagi boglanishni ko'ramiz. (10.6 - shakl)

(10.6) va (10.7) formulalarga asosan:

$$\sigma_{\beta} = \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_2 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2(\alpha + 90^\circ) + \sigma_2 \sin^2(\alpha + 90^\circ)$$

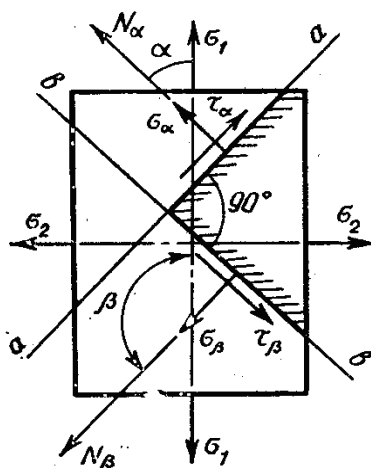
$$\sigma_{\beta} = \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha \quad (10.8)$$

$$\tau_{\beta} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) \quad (10.9)$$

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

(10.6) va (10.7) larni o'zaro qo'shsak quyidagi hosil bo'ladi.

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta} = \sigma_1 + \sigma_2 \quad (10.10)$$



10.6- shakl

Bundan ko'rinadiki, o'zaro perpendikulyar yuzalardagi normal kuchlanishlar yigindisi bu yuzalar holati qiyaligiga bogliq bo'lmaydi ya'ni bosh kuchlanishlar yigindisiga teng bo'lib o'zaro perpendikulyar yuzalardagi normal kuchlanishlar yigindisi qiya yuzalardagiga invariant miqdor ekan. (10.7) bilan (10.9) ni o'zaro solishtirib quyidagini hosil qilamiz:

$$\tau_{\alpha} = -\tau_{\beta} \quad (10.11)$$

(10.11) ifoda urinma kuchlanishlarning juftlik qonunini ifodalaydi. (10.6) dan (10.8) ayrib quyidagini hosil qilamiz

$$\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta} = (\sigma_1 - \sigma_2) \sin 2\alpha \quad (10.12)$$

Nazorat savollari

1. Nuqtadagi kuchlanish holati deganda nimani tushunasiz.
2. Kuchlanishlar indeksleri nimalarni ifodlaydi.
3. Kuchlanishlar tenzori ifodasini yozing.
4. Umumiy holda urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni qanday tushunasiz?
5. Bosh kuchlanishlar deb qanday kuchlanishlarga aytiladi.
6. Bosh yuzalar nima.
7. Bosh kuchlanishlarni belgilash qoidasini tushuntiring.
8. Qanday kuchlanganlik holatlarini bilasiz.
9. Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimdagi to'la, normal va urinma kuchlanishlar qanday aniqlanadi.
10. Tekis kuchlanish holatida qiya kesimlardagi normal va urinma kuchlanishlar qanday aniqlanadi.
11. Tekis kuchlanish holatida o'zaro qanday boglanishlar mavjud.

11 – MA’RUZA

Mavzu: Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlarni aniqlash. Morni doirasi, kuchlanishlar doirasi yordamida kuchlanganlik holatini grafik usulda aniqlash

REJA:

11.1. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlarni aniqlash.

11.2. Kuchlanganlik holatini grafik ravishda Mor doirasi yordamida ifodalash (Kuchlanganlik holatining to’g’ri masalasi)

11.3. Turli kuchlanishlik holatlari uchun Mor doirasini tadbiqi.

11.4. Mor doirasi yordamida kuchlanishlik holatini teskari masalasini echish.

11.1. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlarni aniqlash. (Teskari masala:)

Aytaylik jism istalgan nuqtasidan o’tuvchi o’zaro perpendikulyar yuzalarda ta’sir etayotgan σ_α , σ_β va τ_α , τ_β lar berilgan bo’lsin bosh kuchlanishlar va bosh yuzalar holatini aniqlash talab etilsin.

$\sigma_\alpha > \sigma_\beta$ bo’lsin

(11.1) va (11.2) formulalarni har ikki tomonini kvadratga ko’tarib so’ngra o’zaro qo’shamiz:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha \quad (11.1)$$

$$\sigma_\alpha - \sigma_\beta = (\sigma_1 - \sigma_2) \cos 2\alpha \quad (11.2)$$

$$\begin{aligned} & \pm \begin{cases} 4\tau_\alpha^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 \sin^2 2\alpha \\ (\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 = (\sigma_1 - \sigma_2)^2 \cos^2 2\alpha \end{cases} \\ & \pm \begin{cases} \sigma_1 \cdot \sigma_2 = \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \\ \sigma_1 \cdot \sigma_2 = \sigma_\alpha \cdot \sigma_\beta \end{cases} \\ & \sigma_1 + \sigma_2 = \sigma_\alpha + \sigma_\beta \end{aligned} \quad (11.3)$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_\alpha + \sigma_\beta) \pm \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \right] \quad (11.4)$$

$$(11.1) \text{ dan } \Rightarrow \sin 2\alpha = \frac{2\tau_\alpha}{\sigma_1 - \sigma_2}; \quad (11.5)$$

$$(11.2) \text{ dan } \Rightarrow \cos 2\alpha = \frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{\sigma_1 - \sigma_2}; \quad (11.6)$$

(11.5) va (11.6) larni o’zaro bo’lsak.

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2\alpha_0 &= \frac{\sin 2\alpha}{\cos 2\alpha} = -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_1 - \sigma_2} \cdot \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta} = -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta} \\ \operatorname{tg} 2\alpha_0 &= -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}; \end{aligned} \quad (11.7)$$

(11.7)da minus ishora teskari masala ko'rilganini ifodalaydi.

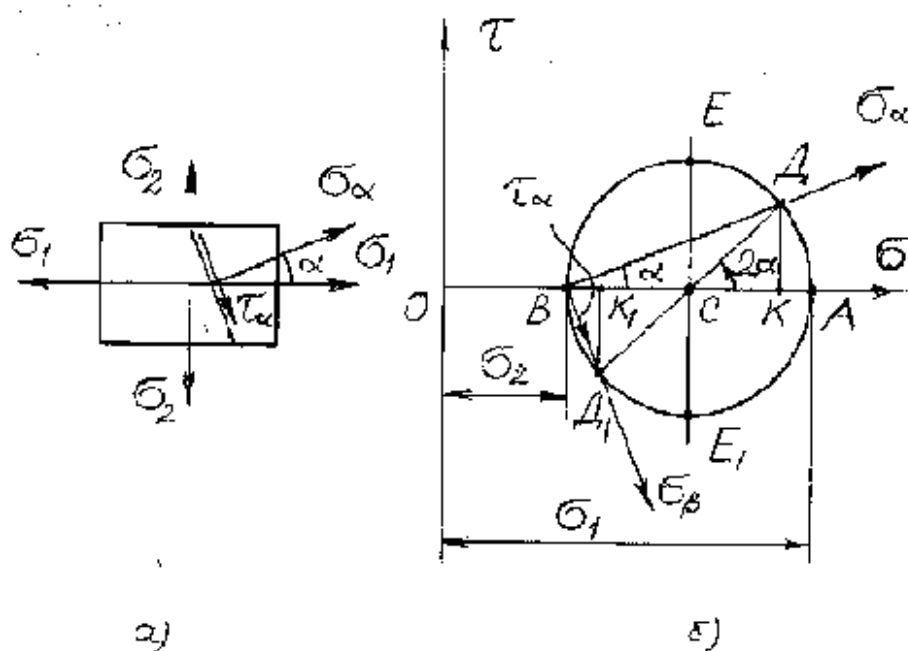
Shuni esda tutish lozimki, α_0 ni manfiy ishorasi α_0 burchak soat strelkasi yo'nalishiga mosligini ifodalaydi.

11.2. Kuchlanganlik holatini grafik ravishd Mor doirasi yordamida ifodalash (*Kuchlanganlik holatini to'g'ri masalasi*)

Nemis olimi Otto Mor nuqta kuchlanganlik holatini grafik ravishda ya'ni kuchlanishlar doirasi orqali ifodalashni taklif etdi.

Bizga nuqtada bosh yuzalar holati va kuchlanishlar ma'lum bo'lsin deylik. Bosh yuza bilan ixtiyoriy α burchak ostidagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash talab qilinsin. $\sigma_1 > \sigma_2$ deb qabul qilamiz (10.6)ni quyidagicha shakl almashtirish qilamiz

$$\begin{aligned}\sigma &= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha = \sigma_1 \frac{1 + \cos 2\alpha}{2} + \sigma_2 \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} = \\ &= \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha\end{aligned}\quad (11.8)$$



11.1- shakl

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha \quad (11.9) \text{ dir}$$

Endi kuchlanishlar doirasi yoki Mor doirasini quramiz (11.1- shakl b):

1. σ - o'qida σ_1 yo'nalishga mos tushuvchi $\overline{OA} = \sigma_1 = \sigma_2$ larni qo'yyamiz. U holda $\overline{AB} = \sigma_1 - \sigma_2$
2. AV ni diametr qilib doira quramiz markazi S nuqtada. U holda aylana radiusi

$\overline{CA} = \overline{CB} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = R$. chizmadan $\overline{OC} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}$. Aylana markazi S dan abistissa o'qi bilan 2α burchak ostida SD chiziq o'tkazamiz. U holda

$$\overline{CK} = \overline{CD} \cos 2\alpha = R \cos 2\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \cos 2\alpha$$

$$\overline{DK} = \overline{CD} \sin 2\alpha = R \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \sin 2\alpha$$

$$\overline{DK} = \tau_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \sin 2\alpha \text{ ixtiyoriy yuzadagi (11.7) dir}$$

$$\overline{OK} = \overline{OC} + \overline{CK} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha \text{ bu}$$

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha \text{ ixtiyoriy yuzadagi (11.6) dir.}$$

Shunday qilib aylanadagi D nuqta koordinatalari $D(\sigma_\alpha, \tau_\alpha)$ - σ_α va τ_α larga teng ekan. σ_α - abtissasi, τ_α - ordinatasi σ_α va τ_α lar yo'nalishini aniqlash uchun doiradagi V nuqtani D va D_1 nuqtalar bilan tutushtirib aniqlanadi. σ bilan α burchak ostidagi VD chiziq σ_α ni yo'nalishini ifodalaydi. Ma'lumki, $\sigma_\alpha \perp \tau_\alpha$ bo'lgani uchun uning yo'nalishi VD dir.

Endi Mor doirasi asosiy xossalarini ko'ramiz.

$\overline{KD} = \tau_\alpha$ ordinata musbat

$$1. \tau_\alpha = -\tau_\alpha.$$

$\overline{KD_1} = \tau_\alpha$ ordinata manfiy

σ_α - VD yo'nalishda σ_β - VD_1 yo'nalishda.

$$2. \sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_1 + \sigma_2.$$

$$\overline{OK} + \overline{OK_1} = \sigma_\alpha + \sigma_\beta = 2\overline{OC} = 2 \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = \sigma_1 + \sigma_2$$

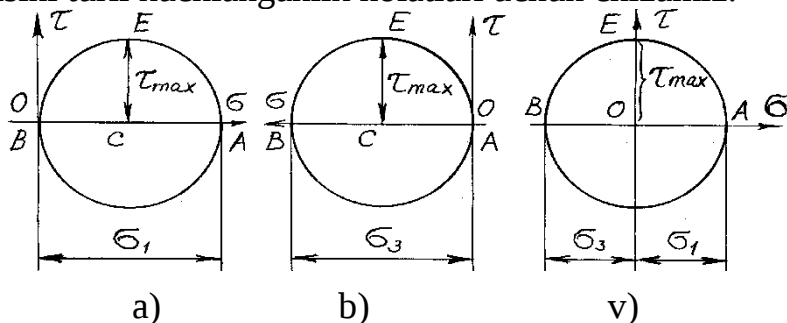
$$3. \tau_{\max} = -\tau_{\min} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = R = \overline{CE} = -\overline{CE_1}$$

$\tau_{\max}, \tau_{\min}$ - o'zaro $\perp$. (VE vav VE_1 yo'nalishlari) ular bosh yuza bilan $\alpha=45^\circ$ chunki burchak $EVS=45^\circ$.

4. A va V nuqtalarda urinma kuchlanishlar yo'q (chunki A va V nuqtalarda ordinata yo'q).

11.3. Turli kuchlanganlik holatlari uchun Mor doirasini tadbiqu.

Mor doirasini turli kuchlanganlik holatlari uchun chizamiz.



11.2-shakl

1. Oddiy cho'zilish holati $\sigma_1=\sigma$, $\sigma_2=\sigma_3=0$.

$$\overline{OA}=\sigma_1=\sigma; \quad \overline{OB}=0.$$

$$\tau_{\max}=\frac{\sigma_1}{2}=\frac{\sigma}{2}.$$

2. Oddiy siqilish holati $\sigma_1=\sigma_2=0$; $\sigma_3=-\sigma$.

$$\overline{OB}=\sigma_3=-\sigma$$

$$\tau_{\max}=-\frac{\sigma}{2}.$$

3. Sof siljish $\sigma_1=\sigma$; $\sigma_2=0$; $\sigma_3=-\sigma$.

$$\overline{OA}=\sigma; \quad \overline{OB}=-\sigma$$

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

4. Ikki o'q bo'yicha cho'zilish

$$\sigma_1=\sigma_2=\sigma, \quad \sigma_3=0$$

$\overline{OA}=\overline{OB}=\sigma$ doira diametri $\overline{AB}=0$ ga teng. Mor doirasi nuqtaga aylanadi.

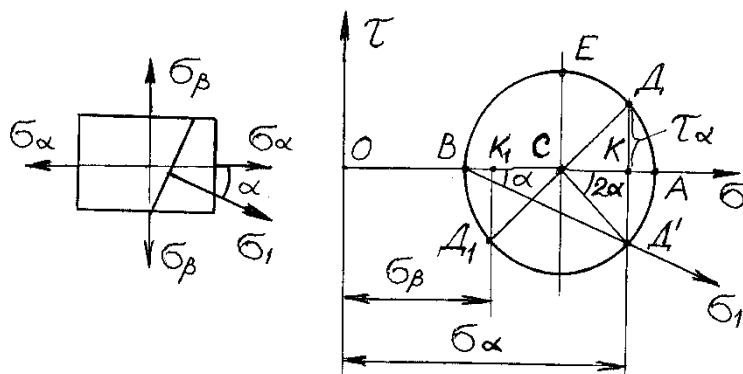
11.4. Mor doirasi yordamida kuchlanganlik holatini teskari masalasini echish.

Endi Mor doirasidan foydalanib teskari masalani echamiz. Aytaylik bizga σ_α ; σ_β ; $\tau_\alpha=-\tau_\beta$ lar berilgan bo'lsin Bunda $\sigma_\alpha>\sigma_\beta$ deylik σ_1 , σ_2 va $\tau_{\max}$ lar va ularni yo'nalishlarini aniqlaylik.

1. $\overline{OK}=\sigma_\alpha$, $\overline{OK}_1=\sigma_\beta$, musbat yo'nalishda qo'yamiz. K va K_1 nuqtalardan (τ) ordinata bo'yicha $\overline{K\overline{D}}=\tau_\alpha$, $\overline{K_1\overline{D}_1}=\tau_\beta$ qo'yamiz. DD_1 ni tutashtirib uni S nuqta abtissalar o'qi bilan kechgan joyi (5) ni doira markazi qilib dD_1 ni diametr qilib aylana chizamiz. $\overline{R}=\overline{C\overline{D}}$ aylana doirani ikki nuqtada A va V nuqtalarda kesib o'tadi, bunda $\overline{OA}=\sigma_1$; $\overline{OB}=\sigma_2$. $\tau_{\max}=EC=\frac{\sigma_1-\sigma_2}{2}$ ni ifodalaydi. D dan davom ettirib D' ni (8) ni topamiz V ni va D' bilan abtissa o'qi bilan hosil qilgan burchagi α ni topamiz. $\overline{OA}=\sigma_1$, $\overline{OB}=\sigma_2$; $\overline{OC}=\frac{\sigma_\alpha-\sigma_\beta}{2}$ ligini isbot qilamiz:

$$\overline{CK}=\overline{OK}-\overline{OC}=\sigma_\alpha-\frac{\sigma_\alpha+\sigma_\beta}{2}=\frac{\sigma_\alpha-\sigma_\beta}{2} \quad (\overline{CK}=\overline{K_1C})$$

$$\overline{CA}=\overline{C\overline{D}}=\sqrt{\overline{OC}^2+\overline{DK}^2}=\sqrt{\left(\frac{\sigma_\alpha-\sigma_\beta}{2}\right)^2+\tau_\alpha^2}$$



11.3-shakl
63

$$\sigma_1 = \overline{OA} = \overline{OC} + \overline{CA}.$$

$$\left. \begin{matrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \end{matrix} \right\} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_\alpha + \sigma_\beta) \pm \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau_\alpha^2} \right]$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{K\Pi^1}{CK} = \frac{-\tau_\alpha}{\frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2}} = -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}$$

Nazorat savollari

1. Bosh yuzalarda urinma kuchlanishlar nimaga teng.
2. Mor doirasi (kuchlanishlar doirasi) nima uchun xizmat qiladi.
3. Bosh yuza va bosh kuchlanishlar nima. Bosh yuzalar bir-biriga nisbatan qaday joylashgan.
4. Bosh kuchlanishlar va yuzalar holatini ifodalovchi formulalarni keltirib chiqaring.
5. Mor doirasi qanday quriladi.
6. Mor doirasi yordamida ixtiyoriy yuzalardagi σ va τ lar qanday aniqlanadi.
7. Mor doirasi bilan bosh yuzalar holati va bosh kuchlanishlar qanday aniqlanadi.
8. Mor doirasi yordamida urinma kuchlanishlar ekstrelox qiymatlari qanday topiladi.
9. Mor doirasi radiusi nimaga teng.
10. Mor doirasi markazi koordinata boshlanishidan boshlab qanday masofaga joylashadi.
11. Mor doirasidagi joylashgan ixtiyoriy nuqta koordinatalari nimalarni ifodalaydi.

12- MA'RUZA

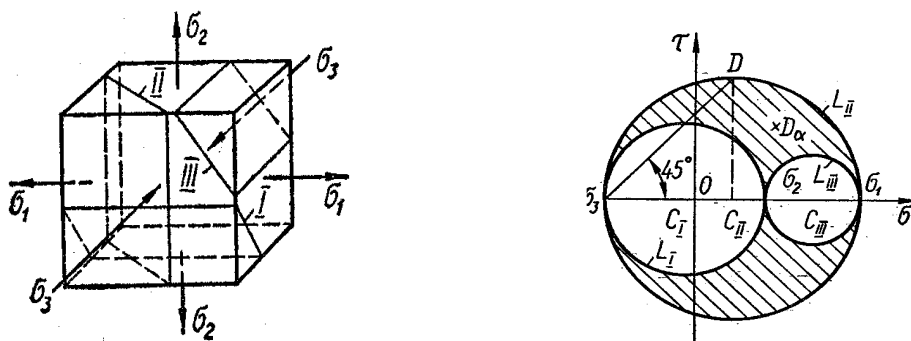
Mavzu: Hajmiy kuchlanganlik holati. umumiy holatdagi kuchlanganlik holatidagi deformastiyaning potentsial energiyasi

REJA:

- 12.1. Hajmiy kuchlanganlik holati.
- 12.2. Umumlashgan Guk qonuni.
- 12.3. Deformastiya natijasida hajmning nisbiy o'zgarishi.
- 12.4. Umumiy holatdagi kuchlanganlik holatida deformastiyaning potentsial energiyasi.

12.1. Hajmiy kuchlanganlik holati.

Hajmiy kuchlanish holati, ya'ni o'qli kuchlanish holati materilalar qarshiligi masalalarida juda kam uchraydi. Shunga asosan bu erda hajmiy kuchlanganlik holatini asosiy joylariga to'xtalib o'tamiz.



12.1- shakl

12.1-shaklda hajmiy kuchlanganlik holatida bo'lgan qirralar bosh yuzalardan iborat element ko'rsatilgan. Bu holat uchun bosh yuzalarda bo'lmagan boshqa yuzalardagi kuchlanishlarni hisoblaymiz.

Avvalo bosh kuchlanishlardan biriga ya'ni σ_1 bosh kuchlanishga parallel yuzani ko'ramiz. Yuqoridagilardan ma'lumki normal va urinma kuchlanishlar σ_1 ga bogliq bo'lmaydi, Balki ular qiya yuzalarga va σ_2, σ_3 qiymatlariga bogliq bo'ladi. Bunday holatni grafik ravishda σ_2 va σ_3 lar asosida qurilgan Mor doirasi yordamida ifodalash mumkin. Bu doirani barcha nuqtalari σ_1 ga parallel kesimlardagi kuchlanganlik holatini ifodalaydi. huddi shunday II yuzadagi kuchlanganlik holati, σ_2 parallel σ_1 va σ_3 lar asosida qurilgan L_{11} doiradagi nuqtalar, III yuzadagi kuchlanganlik holati esa, σ_3 ga parallel L_{III} dagi nuqtalar orqali ifodalanadi. Ko'rsatish mumkinki hech qaysi bosh kuchlanishlarga parallel bo'lmagan yuzadagi kuchlanganlik holati shtrixlangan yuzadagi nuqta D_α ($\sigma_\alpha, \tau_\alpha$) orqali ifodalanadi. (12.2-shakl). Analitik usulda bu yuzadagi normal urinma kuchlanishlar quyidagi formulalar asosida topiladi.

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3 \quad (12.1)$$

$$\tau_\alpha = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_2^2} \quad (12.2)$$

bu erda $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ - tekshirilayotgan yuzani normalini σ_1, σ_2 va σ_3 lar bilan o'zaro mos ravishda hosil qilgan burchaklar.

Bu $\tau_{\max}$ ni qaysi yuzada ta'sir etayotganligini va miqdorini aniqlash mumkin. (12.2) dan ko'rinadiki bu nuqta D bo'lib qaysiki u eng katta ordinataga ega. D nuqta L_{II} doirada yotibti u katta doira radiusli bo'lib $\alpha=45^\circ$ burchak ostidagi ordinata quyidagicha aniqlanadi $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$. Shunday qilib, har qanday kuchlanganlik holatida eng katta urinma kuchlanish

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (12.3)$$

ga teng bo'lib σ_2 ga parallel yuzada ta'sir etib σ_1 va σ_3 bilan 45° burchak ostida ta'sir etadi.

Plastik deformastiyalarda burilishda urinma kuchlanish barcha bosh yo'nalishgacha qiya bo'lgan yuzada ta'sir etadi. Bunday yuzani *oktaedrik* yuza deyiladi. Bu oktaedr qirralarini kubni barcha bosh yo'nalishlar bilan bu yuzani normal bir hil burchaklardan hosil bo'ladi.

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$$

Doimo $\cos^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_2 + \cos^2 \alpha_3 = 1$ bo'lgani uchun $\cos^2 \alpha = \frac{1}{3}$ ni hosil qilamiz.

U holda (12.1) dan $\sigma_{okm} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$

$$\tau_{okm} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (12.4)$$

σ_{okt} - uch o'qli kuchlanish holatida o'rtacha kuchlanish.

τ_{okt} - oktedrik kuchlanishlar deyiladi.

Plastiklik nazariyasida hisoblashlarda τ_{okt} bilan bogliq σ_2 - kuchlanish intensivligini kiritish qulay.

$$\sigma_2 = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{okm} \quad (12.5)$$

yoki bosh kuchlanishlar orqali

$$\begin{aligned} \sigma_i &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_3 \sigma_1} = \\ &= \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \end{aligned} \quad (12.6)$$

Bu erda keltirilgan barcha formulalar elastik va plastik deformastiyalanganlik holatidagi kuchlanganlik holatlari uchun to'g'ridir.

12.2. Umumlashgan Guk qonuni

Hajmiy va tekis kuchlanganlik holatlarida mustahkamlik maslallari ko'rilganda, deformastiyalanish tekshirilganda asosiy gipotezalarga asoslangan holda materialni kichik deformastiyalarda Guk qonuniga bo'y sunadi deb qaraladi.

Oddiy cho'zilish va siqilish biz aniqladikki bo'ylama nisbiy deformastiya

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} \quad (12.7)$$

nisbiy ko'ndalang deformastiya

$$\varepsilon' = -\mu \frac{\sigma}{E} \quad (12.8)$$

aniqlanadi. Bu ikki ifoda oddiy cho'zilish va siqilishida yoki chiziqli kuchlanish holatida Guk qonunini ifodalaydi.

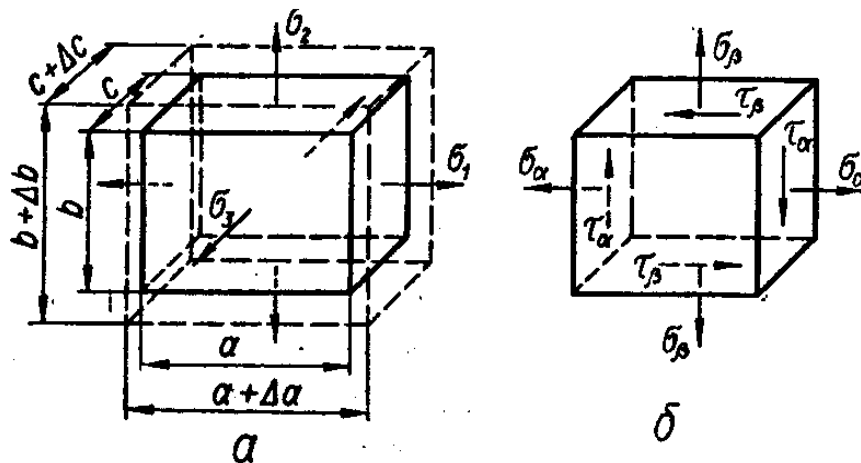
biz bu erda deformastiya bilan kuchlanish orasidagi boglanishni umumiy hol uchun, hajmiy kuchlanish holati keltirib chiqaramiz.

Umumlashgan Guk qonuni. Qirralari a, b, c dan iborat bo'lgan element deformastiyasii ko'ramiz. (12.3 shakl) Bu parallelopiped qirralarida bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ lar ta'sir etadi deylik (xulosa uchun bu kuchlanishlarni musbat deb olamiz.).

Deformastiya natijasida element qirralari o'z o'lchamlarini o'zgartirib $a + \Delta a, b + \Delta b, c + \Delta c$ ga teng bo'ladi. Quyidagi ifodalar

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta a}{a} \quad \varepsilon_2 = \frac{\Delta b}{b} \quad \varepsilon_3 = \frac{\Delta c}{c}$$

bosh uzayishlar deyiladi. Ular bosh yo'nalishlar bo'yicha nisbiy uzayishlarni ifodalaydi.



12.3- shakl

Kuchlar ta'sirini mustaqillik prinsipini qo'llasak:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon'_1 + \varepsilon''_1 + \varepsilon'''_1, \quad (a)$$

Ni hosil qilamiz.

bu erda :

ε'_1 - σ_1 yo'nalishi bo'yicha, σ_1 ta'siridan nisbiy uzayish. ($\sigma_2 = \sigma_3 = 0$)

ε''_1 - σ_1 yo'nalishi bo'yicha σ_2 ta'siridan nisbiy uzayish.

ε'''_1 - σ_1 yo'nalishi bo'yicha σ_3 ta'siridan nisbiy uzayish.

Ma'lumki σ_1 yo'nalish bo'yicha σ_1 ta'sirida bo'ylama deformastiya bo'lib σ_2, σ_3 ta'siridan ko'ndalang deformastiya bo'lgani uchun (12.7) va (12.8) larga asosan quyidagi aniqlaymiz

$$\varepsilon_1' = \frac{\sigma_1}{E}; \varepsilon_1'' = -\mu \frac{\sigma_2}{E}, \varepsilon_1''' = -\mu \frac{\sigma_3}{E}.$$

bularni (a) ga qo'ysak

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E} - \mu \frac{\sigma_3}{E} = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$$

Shunga o'xshash qolgan ikki yo'nalishdagi bosh deformastiyalarni aniqlab quyidagi tenglamalarni hosil qilamiz

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]; \quad (12.9)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \mu(\sigma_3 + \sigma_1)];$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)];$$

(12.9) formula izotrop jism uchun umumlashgan Guk qonuni deb ataladi. Uch o'qli hajmiy kuchlanish holatidagi jismda bosh kuchlanishlar bilan chizig'li deformastiyalarni o'zaro bog'laydi, «-» ishora bilan bu formulalarda siquvchi kuchlanishlar ifodalanadi. $\sigma_2=0$ deb (12.9) dan tekis kuchlanish holati uchun Guk qonuni formulasini hosil qilish mumkin:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} (\sigma_1 - \mu\sigma_3); \quad (12.10)$$

$$\varepsilon_2 = -\frac{\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_3);$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E} (\sigma_3 - \mu\sigma_1).$$

(12.9) ifoda nafaqat bosh deformastiyalar uchun to'g'ri, u 3ta o'zaro perpendikulyar yo'nalishdagi nisbiy deformastiyalar uchun ham to'g'ridir chunki kichik deformastiyalarda chiziqli deformastiyalarga siljish deformastiyalarini ta'siri ikkinchi tartibli cheksiz kichik miqdordir, shuning uchun ular e'tiborga olinmaydi 12.3 shakl b ga asosan σ_α va σ_β kuchlanishlar yo'nalishidagi nisbiy uzayishlar quyidagiga teng.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{E} (\sigma_\alpha - \mu\sigma_\beta); \quad (12.11)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{1}{E} (\sigma_\beta - \mu\sigma_\alpha).$$

12.3. Deformastiya natijasida xajimning nisbiy o'zgarishi.

Xajmiy deformastiya. Xajmiy nisbiy o'zgarish E_v bilan bosh kuchlanishlar orasidagi bog'lanish hosil qilamiz.

Deformastiya gacha element xajmi $V_0=abc$ bo'lsin. Deformastiya natijasida element xajmi quyidagiga teng bo'ladi. (12.3 - shakl)

$$V = (a + \Delta a)(b + \Delta b)(c + \Delta c) = abc \left(1 + \frac{\Delta a}{a}\right) \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right) \left(1 + \frac{\Delta c}{c}\right) = \\ = V_0(1 + \varepsilon_1)(1 + \varepsilon_2)(1 + \varepsilon_3) = V_0(1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2\varepsilon_3 + \varepsilon_3\varepsilon_1 + \varepsilon_1\varepsilon_2\varepsilon_3).$$

Bu erda ikkinchi tartibli cheksiz kichik miqdorlarni e'tiborga olmasak

$$\varepsilon_V = \frac{V - V_0}{V_0} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3.$$

ga ega bo'lamiz

Bu erga umumlashtirilgan Guk qonuni (12.9) ifodasini qo'ysak

$$\varepsilon_V = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3). \quad (12.12)$$

Xususiy holda xar tomonlama siqilishida da

$$\varepsilon_V = -\frac{p}{K}, \text{ bu erda } K = \frac{E}{3(1-2\mu)}. \quad (12.13)$$

(12.13) dagi k - hajmiy deformastiyadagi elastiklik moduli deb ataladi.

(12.12) dan ko'rinadiki materialning Puasson koeffitsienti $\mu=0,5$ ga teng bo'lsa jism xajmi o'zgarmaydi (masalan rezina).

12.4. Umumiy holatdagi kuchlanganlik holatida deformastiyaning potentsial energiyasi.

Elastik deformastiya natijasida jismda to'planadigan energiya potentsial energiya deyiladi.

Statik kuchlar ta'siridagi jism deformastiyalanadi buning natijasida uning kuch qo'yilgan nuqtalari ko'chadi va kuch qo'yilishidagi potentsial energiya miqdor jihatdan tashqi kuchlarni bajargan ishiga teng bo'ladi. Tashqi kuchlar ta'siridagi energiya butunlay yo'qolmaydi u deformastiyaning potentsial energiyasiga aylanadi.

Potentsial energiya jismdan yuk olinganidan so'ng u tashqi kuch energiyasiga yoki kinetik energiyaga aylanadi.

Deformastiya potentsial energiyasi miqdori jism xajmiga to'g'ri keluvchisi solishtirma potentsial energiya deyilib U bilan belgilanadi jism har xil nuqtalarida U ni miqdori har xil bo'lishi mumkin.

Energiyani saqlanish qonuni asosida deformastiyaning potentsial energiyasini hisoblash mumkin. Ma'lumki statik kuch ta'sirida sistema kinetik energiyasi o'zgarmas bo'lganidan tashqi kuch ta'siridagi potentsial energiya ortirmasi U_n
 $U = U_n$.

Potentsial energiyasini kamayishi son jihatidan uni deformastiya natijasida bajargan ishiga teng bo'ladi.

$$U_n = A_P.$$

Shunday qilib deformastiya potentsial energiyasi tashqi kuchlarni elastik deformastiya uchun sarflangan ishiga son jihatdan tengdir.

$$U = A_P. \quad (12.14)$$

Oddiy cho'zilish va siqilish holatida 12.4 - shakl.



12.4- shakl

$$U = \frac{1}{2} P \cdot \Delta l$$

potensial energiya $u = \frac{P \Delta l}{2 F l} = \frac{\sigma \varepsilon}{2}.$ (12.15)

$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$, -Guk qonuniga asosan (12.15)dan solishtirma potensial energiyani aniqlaymiz.

$$u = \frac{\sigma^2}{2E}. \quad (12.16)$$

Endi solishtirma potensial energiyani xajmiy kuchlanganlik holati uchun aniqlaymiz. Buning uchun tomonlari birga teng bo'lgan kubni olamiz. Qirralarda σ_1, σ_2 i σ_3 bosh kuchlanishlar ta'sir etsin. Kub tomonlari birga tengligidan ularga ta'sir etayotgan zo'riqishlar son jihatdan σ_1, σ_2 i σ_3 ga teng. Element qirralari ko'chishlari son jihatdan $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ deformatiyalarga teng bo'lib bu ko'chishlarda ular ish bajaradi.

(12.13)ga asosan:

$$u = \frac{\sigma_1 \varepsilon_1}{2} + \frac{\sigma_2 \varepsilon_2}{2} + \frac{\sigma_3 \varepsilon_3}{2}. \quad (12.17)$$

Bunda σ_2, ε_1 ko'chishda σ_2, ε_2 ko'chishda σ_3, ε_3 ko'chishlarda bajargan ishlari yigindisidir.

Umumlashgan Guk qonunidagi, (12.9)dagi $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ larni (12.15) ga qo'yib quyidagini hosil qilamiz

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1)] \quad (12.18)$$

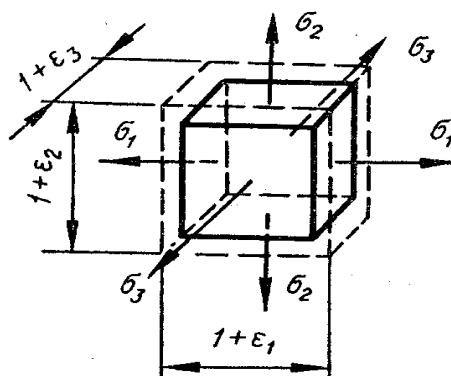
Deformatiya natijasida (12.5 - shakl) elementlar kub parallelepipedga aylanadi. Bunga asosan to'la solishtirma potensial energiya

$$u = u_V + u_\phi \quad (12.19)$$

bu erda: u_V - xajmi birligiga to'g'ri keluvchi solishtirma potensial energiya xajm o'zgarishidan

u_ϕ -element shakli o'zgarishidan xosil bo'lgan solishtirma potensial energiya.

u_ϕ -ni hisoblash murakkab shuning uchun avvalo u_V ni aniqlaymiz. Bunda quyidagi xulosadan foydalanamiz har xil elementlarda har xil kuchlanishlar ta'siridan bir xil u_V bir xil bo'ladi deb qaraymiz, ya'ni element xajmi bir o'zgaradi deb olamiz.



12.5- shakl

Tekshirilayotgan element A dan tashqari A^1 elementni ko'ramiz A^1 - ham birlik kub ammo uning qirralarida $\sigma'_1 = \sigma'_2 = \sigma'_3 = \sigma'$ bir hil kuchlanishlar ta'sirida bo'lsin. Bu element uchun (12.12), (12.19), (12.18) formulalar:

$$\varepsilon'_V = \frac{3(1-2\mu)}{E} \sigma', \text{ a } u' = u'_V + u'_\phi = \frac{3(1-2\mu)}{2E} (\sigma')^2.$$

σ_1 ni qiymatini shunday olaylikki qaysiki unda $\varepsilon'_V = \varepsilon_V$, bo'lsin

$$\frac{3(1-2\mu)}{E} \sigma' = \frac{1-2\mu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)$$

Bundan
$$\sigma' = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}.$$

Ammo har ikki kubik xajm o'zgarishi bir hil bo'lgani uchun.

$$u_V = u'_V = \frac{3(1-2\mu)}{2E} \cdot \frac{(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2}{9},$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{E} (\sigma_\alpha - \mu \sigma_\beta), \quad (12.20)$$

dan (12.19) dan
$$\varepsilon_\beta = \frac{1}{E} (\sigma_\alpha - \mu \sigma_\beta)$$

$$u_\phi = u - u_\sigma$$

bu erga u va u_σ lari (12.18), (12.20) dagi qiymatlarni qo'ysak

$$u_\phi = \frac{1+\mu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_3\sigma_1) =$$

$$= \frac{1+\mu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (12.21)$$

Nazorat savollari

1. Hajmiy kuchlanish holatida ixtiyoriy yuzalardagi normal va urinma kuchlanishlar qanday hisoblanadi.
2. O'zaro perpendikulyar uchta o'qlardagi normal kuchlanishlar yigindisi nimaga teng.
3. Umumlashgan Guk qonuni formulasini keltirib chiqarish.
4. Bosh kuchlanish berilgan holatda ekstremik urinma kuchlanishlar nimaga teng va ular ta'sir qilayotgan yuzalar holati qanday aniqlanadi.
5. Guk qonuni matematik ifodasi materiallar qirshiligini qaysi gipotezalar asosida chiqariladi.
6. Nisbiy hajmiy deformastiya formulasi qanday ifodalanadi.
7. Solishtirma potentsial energiya ifodasini yozing.
8. Hajm o'zgarishidan va shakl o'zgarishidan hosil bo'lgan potentsial energiyalar qanday ifodalanadi.
9. Solishtirma potentsial energiya o'lchov birligi nima.

10. Hajmiy deformastiya formulasi qaysi chegaralarda qo'llash mumkin.

13 – MA'RUZA

Mavzu: Tekis kesim yuzalarining geometrik xarakteristiklari.

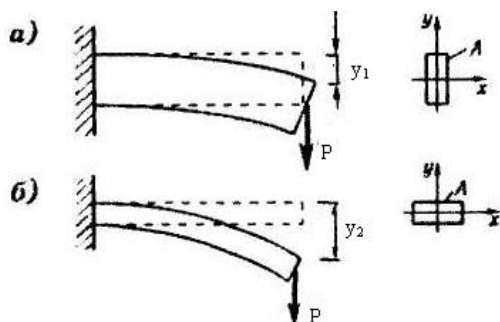
REJA:

- 13.1. Tekis kesimlarning statik momentlari.
- 13.2. Tekis kesimlarning inerstiya momenilari.
- 13.3. Parallel o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari orasidagi munosabat.
- 13.4 Oddiy kesimlarning markaziy inerstiya momentlari.

13.1. Umumiy tushunchalar.

Biz yuqorida to'g'ri braslarni cho'zilish va siqilish deformastiyasiga mustahkamlikka va bikirlikka hisoblarda, brus qarshiligi uning ko'ndalang kesimi yuzasiga to'g'ri proporsional ekanligini ko'rdik.

Ma'lumki ko'ndalang kesimi yuza qancha katta bo'lsa cho'zilish va siqilishga ishlaydigan sterjen shuncha mustahkam bo'lishi quyidagi formulalardan ma'lumdur.



13.1-shakl

$$y_2 > y_1$$

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad \Delta \ell = \frac{N \cdot \ell}{E F}$$

Ya'ni F qancha katta bo'lsa kuchlagish va deformastiya shuncha kichik bo'ladi.

Egilishda $F = \text{const}$ bo'lgan brus tashqi kuch ta'siriga qarshilik ko'rsatishini o'rganish uchun quyidagi tajribani o'tkazaylik:

Tajribadan ko'rinadiki ko'ndalang kesm $F = \text{const}$ bo'lgan xolda tashqi kuch ta'siriga turli xolatlarda joylashtirilsa har-xil qarshilik ko'rsatar ekan. Bu tajribaga asosan sterjen ko'ndalang kesimi yuzasi uning tashqi kuchlar ta'siriga qarshiligini to'la ifodalay olmas ekan degan xulosa kelib chiqadi.

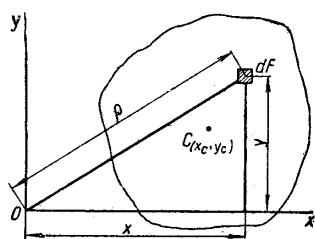
Shu munosabat bilan turli tekis kesim yuzalarining geometrik xarakteristikalarini o'rganish masalasi paydo bo'ladi.

Bundan tashqari buralish, egilish va boshqa murakkab deformastiya-lardan kesim yuzalarini yanada murakkabroq shakllaridan foydalanishga to'g'ri keladi.

Bu geometrik xarakteristikalar kesim o'lchamlari va shakliga bogliq bo'lib ularni statik momentlari, inerstiya radiuslari va qarshilik momentlari tashkil qiladi. (F, S, J, W, i)

13.1. Tekis kesimlarning statik momentlari

Ma'lumki, ixtiyoriy kesim yuzasini aniqlash uchun uni elementar dF yuzachalarga bo'linadi. Unda kesim yuzasi tekis kesimni tashkil qiluvchi elementar yuzachalarning butun yuza bo'yicha yigindisiga teng bo'ladi



13.2- shakl

$$F = \sum_{i=1}^n F_i$$

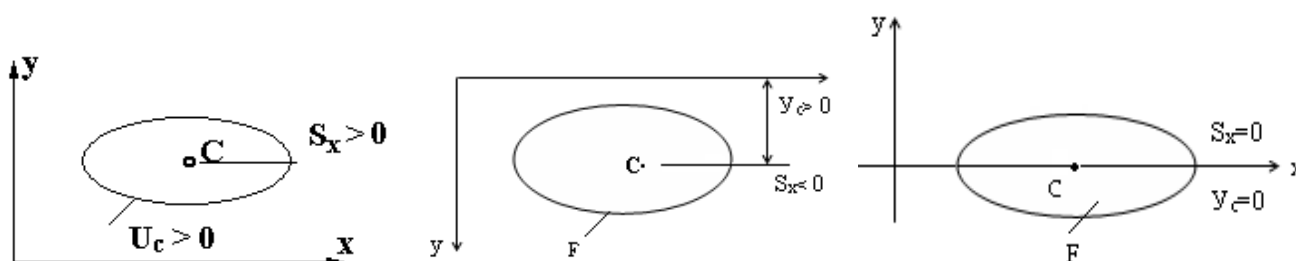
$$F = \int_F dF. \quad \text{m}^2, \text{sm}^2 \quad (13.1)$$

Quyidagi tekis kesimni ko'ramiz. Butun tekis kesimni XOY dekart koordinata sistemasi bilan boglaymiz.

Tekis kesimning biror o'qqa nisbatan statik momenti deb, tashkil qiluvchi elementar yuzachalarning ulardan tegishli o'qqacha masofalarga ko'paytmalarining butun yuza bo'yicha yigindisiga aytiladi. (13.2. - shakl)

$$S_x = \int_F y \cdot dF; \quad S_y = \int_F x \cdot dF \quad \text{m}^3, \text{sm}^3 \quad (13.2)$$

F_i - oddiy kesim yuzalari.



13.3 - shakl

Statik moment musbat va manfiy ishorali bo'lishi mumkin, markaziy o'qlariga nisbatan nolga teng bo'ladi.

Nazariy mexanikadan ma'lumki, kesim ogirlik markazi "S" nuqta koordinatalari X_s va y_s ma'lum bo'lsa

$$S_x = F \cdot y_c; \quad S_y = F \cdot x_c \quad (13.3)$$

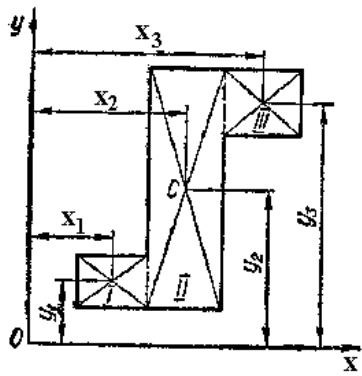
Tekis shaklni koordinata o'qlariga nisbatan vaziyatiga statik moment ishorali quyidagicha bo'ladi:

(13.3) orqali kesim ogirlik markazi koordinatalarini quyidagicha aniqlanishi mumkin:

$$x_c = \frac{S_y}{F}; \quad y_c = \frac{S_x}{F} \quad (13.4)$$

Murakkab shaklning ogirlik markazi koordinatalarini hisoblash uchun yuzalari kattaliklari va ogirlik markazlari vaziyatlari ma'lum bo'lgan oddiy shakllarga bo'linadi (13.4 – shakl)

U holda:



13.4 – shakl.

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n F_i x_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2 + \dots + F_n x_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$

$$y_c = \frac{\sum_{i=1}^n F_i y_i}{\sum_{i=1}^n F_i} = \frac{F_1 y_1 + F_2 y_2 + \dots + F_n y_n}{F_1 + F_2 + \dots + F_n}$$

(13.5)

Bu erda F_i - ayrim oddiy shakllar yuzalari,
 x_i, y_i -lar esa ularni markazlarini koordinatalari.

13.2. Tekis kesimlarning inerstiya momentlari.

Tekis kesimning inerstiya momentlari o'qqa nisbatan (ekvatorial), qutb va markazdan qochma bo'lishlari mumkin.

Tekis kesimning (13.1-shakl) biror o'qqa nisbatan (ekvatorial) inerstiya momenti deb, tashkil qiluvchi elementar yuzachalarning ulardan tegishli o'qqacha masofalar kvadratlarning ko'paytmalarining butun yuza bo'yicha yigindisiga aytiladi:

$$I_x = \int_F y^2 dF \quad I_y = \int_F x^2 dF \quad \text{m}^4, \text{sm}^4 \quad (13.6)$$

Tekis kesimning qutb inerstiya momenti deb, tashkil qiluvchi elementar yuzachalarning ulardan koordinata boshigacha (qutbgacha) masofalar kvadratlariga ko'paytmalarining butun yuza bo'yicha yigindisiga aytiladi:

$$I_p = \int_F \rho^2 dF. \quad \text{m}^4, \text{sm}^4 \quad (13.7)$$

pifagor teoremasiga asosan

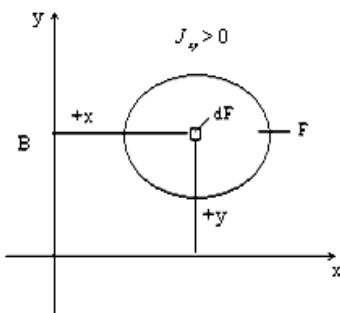
$$\rho^2 = y^2 + x^2.$$

buni (7)ga qo'ysak

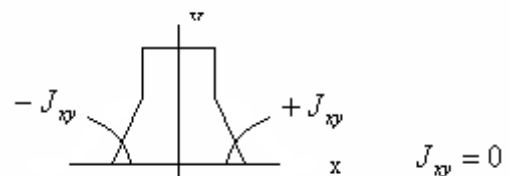
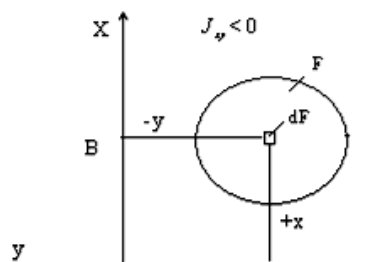
$$J_p = \int_F (y^2 + x^2) dF = \int_F y^2 dF + \int_F x^2 dF = J_x + J_y$$

$$J_p = J_x + J_y \quad (13.8)$$

Demak o'zaro 'er'endikulyar ikki o'qqa nisbatan inerstiya momentlar yigindisi shu o'qlar kesishgan nuqtaga (koordinata boshiga) nisbatan qutb inerstiya momentiga teng.



13.5-shakl



13.6-shakl

Tekis kesimning markazdan qochuvchi inerstiya momenti deb. Tashkil qiluvchi elementar yuzachalarning ulardan tegishli o'qlargacha masofalarga (koordinatalarga) ko'raytmalarini

$$J_{xy} = \int_F x \cdot y \cdot dF \quad m^4, sm^4 \quad (13.9)$$

Yuqoridagilardan ko'rinadiki, inerstiyaning momentlarining barcha turlari uzunlik o'lchovining to'rtinchi darajasi bilan o'lchanadi. m^4, sm^4

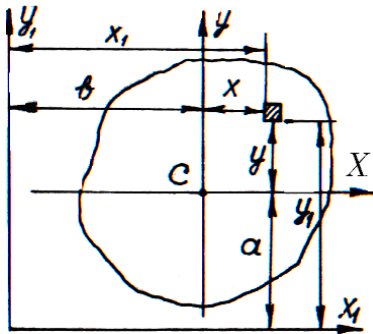
Bundan tashqari o'qqa nisbatan (ekvatorial) va kutub inerstiya momentlari doimo musbat ishorali, markazdan qochuvchi inerstiya momentlari σ esa o'qlar vaziyatiga qarab, (+) musbat yoki (-) manfiy ishorali va nolga teng bo'lishi mumkin. (13.5)

Shaklning ogirlik markazi orqali o'tadigan o'qlari markaziy o'qlar, markaziy o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari markaziy inerstiya momentlari deb yuritiladi.

Simetrik shakllarning markazdan qochuvchi inerstiya momenti doimo "0"ga teng bo'ladi. Masalan: (13.6-shakl.)

13.3. Parallel o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari orasidagi munosabat

Aytaylik tekis kesimning markaziy x va y o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari J_x, J_y, J_{xy} ma'lum bo'lsin. Markaziy o'qlarga parallel va ulardan ixtiyoriy a va b asofalardan o'tuvchi yangi x_1 va u_1 o'qlarga nisbatan ekvatorial va markazdan qochuvchi inerstiya momentlarni aniqlaymiz. (13.5 – shakl).



13.7 - shakl

Koordinata o'qlari x_1 va u_1 sistemasida ajratilgan elementar yuzachaning koordinatalari quyidagiga teng bo'ladi

$$\begin{aligned} x_1 &= x + b \\ u_1 &= u + a \end{aligned} \quad \text{bo'ladi.}$$

Koordinata o'qlari x_1 ga u_1 nisbatan inerstiya momentlarini (13.6 formulalarga asosan)

aniqlaymiz.

$$J_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_F (y + a)^2 dF = \int_F y^2 dF + 2a \int_F y dF + a^2 \int_F dF.$$

bu erda:

$$\int_F y^2 dF = J_x \text{ ni ifodalaydi, } a = \text{const, o'zgarmas bo'lgani uchun,}$$

$$\int_F a^2 dF = a^2 \int_F dF = a^2 F \quad \text{ga teng}$$

$$\int_F 2ay dF = 2a \int_F y dF = 2a S_x = 0 \quad \text{chunki u markaziy o'qqa nisbatan}$$

U holda, (13.6)ni 2 chi siga asosan yuqoridagi ishlarni bajarib quyidagi formulani hosil qilamiz

$$\begin{aligned} J_{x_1} &= J_x + a^2 F \\ J_{y_1} &= J_y + b^2 F \end{aligned} \quad (13.10)$$

Demak, markaziy o'qqa 'arallel o'qqa nisbatan inerstiya momenti markaziy o'qqa nisbatan inerstiya momenti bilan kesim yuzining o'qlar orasidagi masofa kvadratiga ko'raytmasining yigindisiga teng.

Tekis kesimning markaziy o'qlarga 'arallel yangi o'qlarga nisbatan (markazdan qochuvchi)ni inerstiya momentini to'amiz (13.9) formulaga asosan :

$$J_{x_1 y_1} = \int_F x_1 y_1 dF = \int_F (x+b)(y+a) dF = \int_F xy dF + b \int_F y dF + a \int_F x dF + ab \int_F dF.$$

Bu erda $\int_F xy dF = J_{xy}; \quad a \int_F xy dF = J_{xy}; \quad a \int_F x dF = 0;$

$b \int_F y dF = 0; \quad ab \int_F dF = a \cdot b \cdot F$ deb quyidagini hosil qilamiz

$$J_{x_1 y_1} = J_{xy} + a \cdot b \cdot F \quad (13.11)$$

Demak, markaziy o'qlarga 'arallel yangi o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momenti markaziy o'qlarga nisbatan inerstiya momenti bilan kesim yuzining o'qlar orasidagi masofalarga ko'aytmalarining yigindisiga teng. (13.13, 13.11)-Shtayner formulasi deyiladi.

Agar markaziy o'qqa parallel x_1 o'qqa parallel bo'lib, «s» masofada o'tuvchi x_2 o'qqa nisbatan inerstiya momentini topish kerak bo'lsa, avval markaziy x o'qqa nisbatan inerstiya momenti (13.11) formula asosida to'iladi. So'ng shu formula bo'yicha x_2 o'qqa nisbatan inerstiya momenti quyidagiga aniqlanadi:

$$J_{x_2} = J_{x_1} - a^2 F.$$

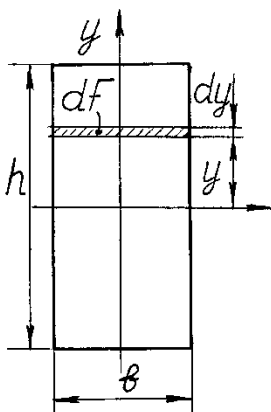
$$J_{x_2} = J_x + (a+c)^2 F = J_{x_1} + c(a+c)F.$$

Bu boglanishlardan ko'rinadiki, har qanday nomarkaziy o'qqa nisbatan inerstiya momentidan markaziy o'qqa nisbatan inerstiya momenti kichik bo'ladi. Masofa ortishi bilan inerstiya momenti qiymati ham ortib boradi.

13.4. Oddiy kesimlarning markaziy inerstiya momentlari

Endi yuqoridagi keltirib chiqarilgan formulalar asosida ba'zi oddiy shakllarning inerstiya momentlarini hisoblash formulalarini keltirib chiqaramiz.

1. To'g'ri to'rtburchak.



13.8-shakl.

$$dF = b \cdot dy$$

$$J_x = \int_F y^2 dF = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} y^2 b dy = b \frac{y^3}{3} \Big|_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} = \frac{bh^3}{24} - \left(-\frac{bh^3}{24} \right) = \frac{bh^3}{12}.$$

Xuddi shunga o'xshash

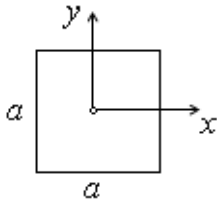
$$\begin{aligned} J_x &= \frac{bh^3}{12} \\ J_y &= \frac{hb^3}{12} \end{aligned} \quad (13.12)$$

$$J_{x_1} = \frac{\epsilon h^3}{3}$$

(13.12) ifoda o'lchamlari ϵ va h bo'lgan 'arallelelogramm uchun ham to'gridir.

2. Kvadrat $b=h=a$ deb olsak (13.13)ga asosan quyidagi formulaga ega bo'lamiz

$$J_x = J_y = \frac{a^4}{12} \quad (13.13)$$



13.9-shakl

2. Doira. Avvalo radiusi "r"ga teng bo'lgan doirani markaziy o'qlarga nisbatan qutb inerstiya momen tini hisoblaymiz

$$J_\rho = \int_F \rho^2 dF \quad r = \frac{d}{2} \text{ ligini e'tiborga olsak}$$

$$\frac{\pi r^2}{2} = \frac{\pi d^4}{2 \cdot 2^4} = \frac{\pi d^4}{32} \quad J_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \quad (13.14)$$

Doira kesimning markaziy o'qlariga nisbatan inerstiya momentini aniqlashda $J_\rho = J_x + J_y$ boglanishni va simmetriya bo'yicha $J_x = J_y$ ekanligini nazarda tutsak

$$J_x = J_y = \frac{J_\rho}{2} = \frac{\pi d^4}{64} \quad J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} \quad (13.15)$$

Ko'xollarda

$$J_\rho \approx 0,1 d^4 ; \quad J_x = J_y \approx 0,05 d^4 \quad (13.16)$$

formulalar ishlatiladi.

4. Halqa. Xalqasimon kesimning markaziy o'qlariga nisbatan inerstiya momentlari bir – biriga teng bo'lib, tashqi va ichki doiralarning shu o'qlariga nisbatan inerstiya momentlari ayirmasiga tengdir:

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

$$J_x = J_y = \frac{\pi D^4}{64} (1 - \alpha^4) \quad (13.17)$$

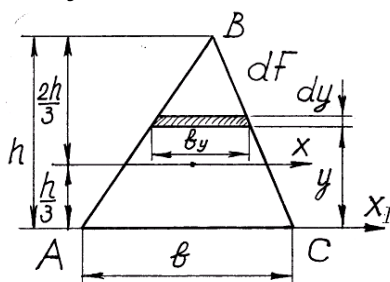
bu erda

$$\alpha = \frac{d}{D}. \quad (13.18)$$

D- halqani tashqi diametr, d-ichki diametr.

5. Uchburchak. Asosining kengligi ϵ balandligi h bo'lgan uchburchakning asosi orqali o'tuvchi x_1 o'qqa nisbatan inerstiya momentini aniqlaymiz. Buning uchun asosdan u masofada dy qalinlikda elementar dF yuzacha ajratamiz.

$$dF = v_u \cdot dy.$$



13.11 – shakl.

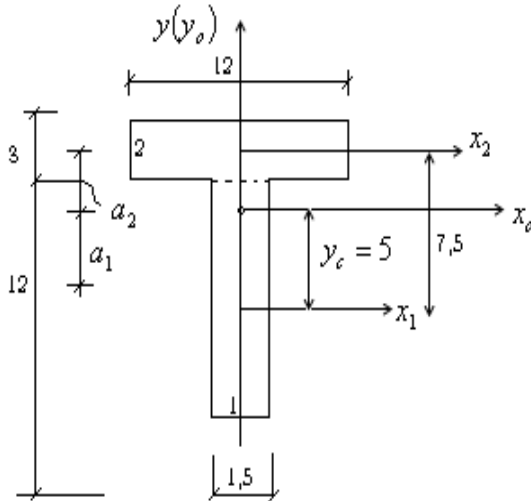
U holda

$$\Delta ABC \propto \Delta A^1 B C^1 \text{ dan}$$

$$\frac{b_y}{b} = \frac{h-y}{h} \text{ bundan } b_y = \frac{b}{h} (h-y).$$

$$dF = \frac{\sigma}{h}(h-y) \cdot dy \quad J_{x_1} = 0 \int_0^h y^2 \frac{\sigma}{h}(h-y) dy = \left| \frac{y^3 h}{3} - \frac{y^4}{4} \right|_0^h = \frac{bh^3}{12}.$$

Demak $J_{x1} = \frac{\sigma h^3}{12}$



$$J_{x1} = J_x + a^2 F \quad \text{formulaga asosan}$$

$$J_{x1} = J_x - a^2 F$$

$$a = \frac{h}{3} \quad F = \frac{1}{2} \sigma \cdot h$$

$$J_x = \left(\frac{\sigma h}{12} \right)^2 - \left(\frac{h}{3} \right) \cdot \frac{bh}{2} = \frac{bh^3}{12} - \frac{bh^3}{18} = \frac{bh^3}{36}.$$

$$J_x = \frac{\sigma h^3}{36}. \quad (13.19)$$

13.12 – shakl.

$$J_{x2} = J_x + a^2 F = \frac{\sigma h^3}{36} + \left(\frac{2h}{3} \right)^2 \frac{\sigma h}{2} = \frac{\sigma h^3}{36} + \frac{2\sigma h^3}{9} = \frac{\sigma h^3}{36} + \frac{2\sigma h^3}{9} = \frac{\sigma h^3 + 8\sigma h^3}{36} = \frac{9\sigma h^3}{36} = \frac{\sigma h^3}{4}$$

$$J_{x2} = \frac{\sigma h^3}{4} \quad (13.20)$$

Murakkab shaklning inerstiya momentlarini to'lish uchun uni oddiy kesim yuzalariga ajratib so'ng ular yigiladi.

$$J_x = \sum_{i=1}^n J_{x1}; \quad J_y = \sum_{i=1}^n J_{y1}; \quad J_{xy} = \sum_{i=1}^n J_{xy1};$$

$$J_{x1} = J_{x0}^1 + a_1^2 F_1 + J_{x0}^2 + a_2^2 F_2 + \dots + J_{x0}^n + a_n^2 F_n \quad (13.21)$$

bu erda: J_{x0}^n -har qaysi ajratilgan oddiy shakllarning o'z markaziy o'qiga nisbatan inerstiya momentlari;

a_n -har qaysi ajratilgan oddiy shakl markaziy o'qi bilan murakkab shakl markaziy shakl markaziy o'qi orasidagi masofalar.

Demak murakkab shakl inerstiya momenti uni tashkil etuvchi oddiy shakllarnig inerstiya momentlari yigindisiga teng.

'rokat kesimlarning (qo'shtavr, shveller, burchaklik va boshqalar) inerstiya momentlari maxsus ma'lumotnomalarda beriladi.

Misol. Quyidagi tavr shaklli kesim yuzasining ogirlik markazi koordinatalari va markaziy o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari to'lsin."U" o'qi kesm simmetriya o'qi bo'lgani uchun, ogirlik markazi uning ustida joylashadi.

$$y_0 = \frac{\sum S_x}{\sum F} = \frac{F_1 x_1 + F_2 x_2}{F_1 + F_2} = \frac{12 \cdot 1.5 \cdot 0 + 12 \cdot 3.75}{12 \cdot 1.5 + 12 \cdot 3} = \frac{270}{54} = 5 \text{ cm}$$

$$a_i = Y_i - Y_0 \quad a_1 = -5 \text{ cm} \quad a_2 = 7.5 - 5 = 2.5 \text{ cm}$$

$$J_{x1} = \frac{bh^3}{12} = \frac{1.5 \cdot 12^3}{12} = 216 \text{ cm}^4; \quad J_{x2} = \frac{12 \cdot 3^3}{12} = 27 \text{ cm}^4$$

$$J_{y1} = \frac{hb^3}{12} = \frac{12 \cdot 1.5^3}{12} = 3,375 \text{ cm}^4; \quad J_{y2} = \frac{3 \cdot 12^3}{12} = 432 \text{ cm}^4$$

$$J_{x0} = J_{x1} + a_1^2 F_1 + J_{x2} + a_2^2 F_2 = 216 + (-5)^2 \cdot 18 + 27 + 2,5^2 \cdot 36 = 918 \text{ cm}^4$$

$$J_{y0} = J_{y1} + J_{y2} = 3,375 + 432 = 435,375 \text{ cm}^4$$

$$J_{x0} = 918 \text{ cm}^4 \quad J_{y0} = 435,375 \text{ cm}^4$$

Nazorat savollari

1. Tekis shakl yuzining statik momenti deb nimaga aytiladi? Uning o'lchov birligi nima?
2. Tekis shakl yuzining statik momentlari qanday o'qlarga nisbatan nolga teng bo'ladi?
3. Murakkab shakl yuzining statik momenti qanday formula bilan to'iladi?
4. Murakkab shakl yuzining ogirlik markazining koordinatalari qanday formulalar orqali to'iladi?
5. Tekis shakl yuzining ekvatorial va 'olyar (qutb) inerstiya momentlari deb nimaga aytiladi va ular nima bilan o'lchanadi?
6. Ekvatorial va qutb inerstiya momentlari manfiy qiymatga ega bo'la oladimi?
7. Tekis shakl yuzalarining markazdan qochma inerstiya momentlari deb nimaga aytiladi va u qanday qiymatlarga ega bo'lishi mumkin?
8. O'zaro tik o'qlarga nisbatan ekvatorial inerstiya momentlarining yigindisi va bu o'qlar kesishgan nuqttagacha nisbatan qutb inerstiya momentlari bir – birlariga qanday boglanganlar?
9. O'qlar 'arallel holda ko'chirilganda o'qqa nisbatan va markazdan qochma inerstiya momentlari uchun o'tish formulalari qanday yoziladi?
10. To'g'ri to'rtburchakning asosiga 'arallel bo'lgan markaziy o'qiga nisbatan ekvatorial inerstiya momenti nimaga teng?
11. Doira va xalqasimon kesimning o'qqa nisbatan markaziy inerstiya momentlari nimaga teng?
12. Murakkab shaklning o'qqa nisbatan inerstiya momenti qanday to'iladi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar

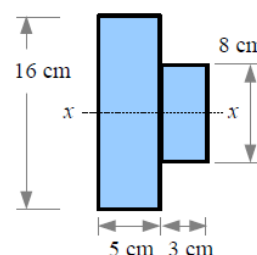
[19] 40-betlar

Example #3

A 5 cm × 16 cm rectangular plank is glued to an 8 cm × 3 cm as shown, so they share the same neutral x-x axis. What is the moment of inertia about the centroidal axis? Report the answer in cm⁴.

Solution Add the moments of inertia of the individual planks:

$$I_x = \frac{b_1 h_1^3}{12} + \frac{b_2 h_2^3}{12} = \frac{b_1 h_1^3 + b_2 h_2^3}{12} = \frac{5 \text{ cm} (16 \text{ cm})^3 + 3 \text{ cm} (8 \text{ cm})^3}{12} = 1,834.7 \text{ cm}^4$$



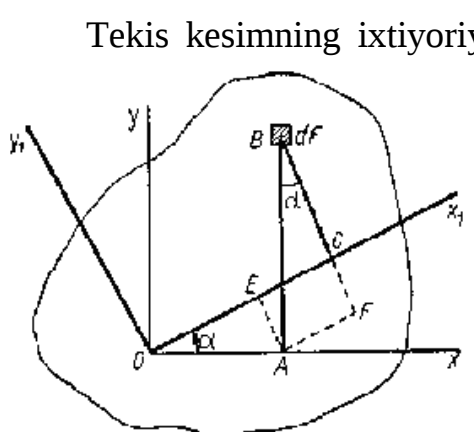
14 - MA'RUZA

Mavzu: Bosh inerstiya o'qlari va bosh inertsia momentlari

REJA:

- 14.1. Koordinata o'qlari burilganida inerstiya momentlarining o'zgarishi.
- 14.2. Bosh o'qlar va bosh inerstiya momentlari.
- 14.3. Inerstiya radiusi haqida tushuncha.
- 14.4. Inerstiya ellipsi haqida tushuncha.
- 14.5. Misol.

14.1. Koordinata o'qlari burilganida inerstiya momentlarining o'zgarishi



14.1 - shakl

Tekis kesimning ixtiyoriy x va y o'qlariga nisbatan ekvatorial ($I_x > I_y$) va markazdan qochma (I_{xy}) inerstiya momentlar ma'lum bo'lsin. O'qlar sistemasini soat mili yurishiga teskari yo'nalishda biron α burchakka buraylik (14.1 - shakl). Bu yo'nalishni bundan buyon musbat yo'nalish sifatida qabul qilamiz. Koordinata o'qlar sistemasining yangi vaziyati x_1Oy_1 uchun

$I_{x_1}; I_{y_1}$ va $I_{x_1y_1}$ larni aniqlaymiz. Buning uchun eski va yangi o'qlarga nisbatan koordinatalar orasidagi boglanishlarni to'ib

olamiz.

$$x_1 = \overline{OC} = \overline{OE} + \overline{EC} = \overline{OE} + \overline{AF} = \overline{OA} \cos \alpha + \overline{AB} \sin \alpha = x \cos \alpha + y \sin \alpha.$$

$$y_1 = y \cos \alpha - x \sin \alpha$$

Endi yangi o'qlarga nisbatan inerstiya momentlarini to'amiz.

$$I_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_F (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dF = \int_F y^2 \cos^2 \alpha dF - \int_F 2xy \sin \alpha \cos \alpha dF + \int_F x^2 \sin^2 \alpha dF$$

$$\text{Bundan} \quad I_{x_1} = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha \quad (14.1)$$

$$\text{Shunga o'xshash} \quad I_{y_1} = I_x \sin^2 \alpha + I_y \cos^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha, \quad (14.2)$$

$$I_{x_1y_1} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \quad (14.3)$$

(14.1) va (14.2) tengliklarni qo'shsak

$$I_{x_1} + I_{y_1} = I_x + I_y = I_p. \quad (14.4)$$

Demak, o'zaro tik koordinata o'qlari burilganida bu o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari yigindisi o'zgarmasdan qutb inerstiya momentiga tengligicha qoladi.

(14.1) va (14.2) boglanishlar ayirmasini to'amiz:

$$I_{x_1} - I_{y_1} = (I_x - I_y) \cos 2\alpha - 2I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (14.5)$$

Oxirgi ifoda yordamida eski va yangi koordinata o'qlariga nisbatan ekvatorial inerstiya momentlari ma'lum bo'lganida eski o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momentini aniqlash mumkin.

14.2. Bosh inerstiya o'qlari va bosh inerstiya momentlari

Tekis kesimning biror xOu koordinata o'qlar sistemasiga nisbatan markazdan qochma inerstiya momenti

$$I_{xy} = \int_F xy dF$$

ma'lum bo'lsin.

Bu o'qlar sistemasini 90 gradusga musbat yo'nalishda bursak, $x_1 = u$ va $u_1 = -x$ bo'ladi.

Yangi koordinata o'qlari x_1Ou_1 sistemasiga nisbatan markazdan qochma inerstiya momenti

$$I_{x_1y_1} = \int_F x_1y_1 dF = \int_F y(-x) dF = -I_{xy}.$$

Demak, koordinata o'qlar sistemasini 90 gradusga burilganida markazdan qochma inerstiya momenti o'z ishorasini o'zgartiradi.

Bundan kelib chiqadiki, bu oralikda koordinata o'qlar sistemasining shunday vaziyati mavjudki, ularga nisbatan tekis kesimning markazdan qochma inerstiya momenti nolga teng bo'ladi.

Markazdan qochma inerstiya momenti nolga teng o'qlar bosh o'qlar, bosh o'qlarga nisbatan hisoblangan inerstiya momentlari - bosh inerstiya momentlari deyiladi.

Bosh o'qlar yo'nalishini to'ish uchun (14.3) tenglamani nolga tenglaymiz:

$$\frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha_0 + I_{xy} \cos 2\alpha_0 = 0$$

Bundan

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2I_{xy}}{I_y - I_x}. \quad (14.6)$$

Bu formuladan α_0 ning bir - biridan 90 gradusga farqlanuvchi ikkita qiymati kelib chiqadi. Ularning kichigining absolyut qiymati 45 gradusdan ortmaydi, shu burchak ostida o'tkazilgan bosh o'qni U, ikkinchisini - v deb belgilanadi.

Bosh inerstiya momentlari I_u va I_v qiymatlarini (14.1) va (14.2) formulalarga $\alpha = \alpha_0$ qo'yib, tegishli to'ish mumkin.

Umumiy holda bosh inerstiya momentlarini (14.4) va (14.5) larni birgalikda (14.6) dan foydalanib echib to'iladi.

Trigonometrik boglanishlar

$$\sin 2\alpha = \frac{\operatorname{tg} 2\alpha}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}} \quad \text{va} \quad \cos 2\alpha = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha}}$$

(14.6) tenglama orqali ifodalanadi:

$$\sin 2\alpha = \frac{-\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}}{\sqrt{1 + \left(-\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}\right)^2}} = -\frac{2I_{xy}}{\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}},$$

$$\cos 2\alpha = \frac{I_x - I_y}{\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}}.$$

Endi (14.5) tenglama quyidagi ko'rinishni oladi:

$$I_{x_1} - I_{y_1} = \frac{(I_x - I_y)^2}{\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}} + \frac{4I_{xy}^2}{\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}} = \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}.$$

Oxirgi ifodani (14.4) bilan hadma - had qo'shib, keyin undan ayirib quyidagi umumiy boglanishni hosil qilamiz.

$$I_{\frac{u}{v}} = \frac{1}{2} \left[(I_x + I_y) \pm \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2} \right]. \quad (14.7)$$

$I_x > I_y$ bo'lganida $I_u = I_{\max}$ va $I_v = I_{\min}$ bo'ladi.

Bosh inerstiya momentlari ekstremallik xususiyatiga ega. Bunga ishonish uchun ixtiyoriy o'qqa nisbatan inerstiya momenti (14.1) yoki (14.2) ni o'zgaruvchi α bo'yicha differensiallaylik.

$$\frac{dI_{x_1}}{d\alpha} = I_x(-\sin 2\alpha) + I_y \sin 2\alpha - I_{xy} 2 \cos 2\alpha = -2 \left[\frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha \right] = -2I_{x_1 y_1}$$

Bundan $I_{x_1 y_1} = 0$ da $\frac{dI_{x_1 y_1}}{d\alpha} = 0$ bo'lishi kelib chiqadi. Demak, bosh o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari ekstremal qiymatlarga ega bo'ladi.

O'zaro tik o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari yigindisi o'zgarmas kattalik (14.4) ekanligini nazarda tutsak, bosh o'qlarning biriga nisbatan inerstiya momenti maksimal bo'lsa, ikkinchisiga nisbatan - minimal bo'ladi.

Brus o'qi va uning ko'ndalang kesimi bosh o'qlari orqali o'tuvchi tekisliklar bosh tekisliklar deb yuritiladi.

Agar tekis kesim biror simmetriya o'qiga ega bo'lsa, bu simmetriya o'qi bosh o'q bo'ladi, ikkinchisi esa kesim markazidan unga tik yo'naladi.

14.3. Inerstiya radiusi haqida tushuncha

Tekis kesimning biron o'qqa nisbatan inerstiya momentini kesim yuzasining biror masofa kvadratiga ko'raytmasi sifatida ifodalash mumkin:

$$I_x = Fr_x^2; \quad I_y = Fr_y^2.$$

Bu erda r_x va r_y - tekis kesimning tegishli x va y o'qlariga nisbatan inerstiya radiuslari.

Kesimning o'qqa nisbatan inerstiya momentining kesim yuzasiga nisbati kvadrat ildizini o'qqa nisbatan inerstiya radiusi deyiladi:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}}; \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}}; \quad (14.8)$$

Bosh inerstiya o'qlariga bosh inerstiya radiuslari mos bo'ladi:

$$r_u = \sqrt{\frac{I_u}{F}}; \quad r_v = \sqrt{\frac{I_v}{F}}.$$

Asosining kengligi v , balandligi h bo'lgan to'g'ri to'rtburchakning inerstiya radiuslari quyidagilarga teng:

$$r_x = \sqrt{\frac{I_x}{F}} = \sqrt{\frac{bh^3}{12bh}} = \frac{h}{2\sqrt{3}}; \quad r_y = \sqrt{\frac{I_y}{F}} = \sqrt{\frac{b^3h}{12bh}} = \frac{b}{2\sqrt{3}}.$$

14.4. Inerstiya elli'si haqida tushuncha

Inerstiya elli'si markaziy o'qlarni burganda o'qqa nisbatan inerstiya momentlarining o'zgarishini grafik ravishda tasvirlaydi.

Inerstiya elli'si kesimning bosh o'qlari U va V da quriladi. Uning yarim o'qlari bosh inerstiya radiuslaridir. Bunda bosh inerstiya radiusi r_u bosh o'q U ga tik, ya'ni V o'qiga, r_v esa V ga tik, ya'ni U o'qiga qo'yiladi. Bunda inerstiya elli'sining tenglamasi

$$\frac{u^2}{r_v^2} + \frac{v^2}{r_u^2} = 1 \quad (14.9)$$

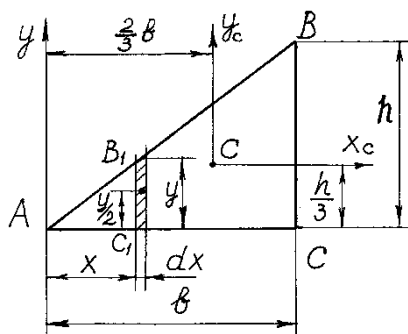
ko'rinishda bo'ladi.

Inerstiya elli'si yordamida berilgan kesimning inerstiya momentini har qanday o'qqa nisbatan grafik usulda to'ish mumkin. Bunda elli's konturiga, kesimning inerstiya momenti to'ladigan o'qqa 'arallel ravishda urinma o'tkaziladi. Bu urinma bilan o'q orasidagi masofani belgilangan masshtabda to'ib, uning kvadratini kesim yuziga ko'raytirilsa, shu kesim yuzining talab qilingan o'qqa nisbatan inerstiya momenti olinadi.

14.5. Misol

To'g'ri burchakli uchburchakning (14.2 - shakl) katetlariga 'arallel bo'lib, A uchidan o'tgan x_{Au} , markaziy $X_s S_u$ va katetlari bilan mos $x_1 S_{u1}$ o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momentlari aniqlansin.

Echish.



14.2 - shakl.

$$I_{xy} = \int_F xy dF$$

Elementar yuza kattaligi
 $dF = y dx$

Bu elementar yuzacha ogirlik markazidan x o'qigacha masofa $u/2$. Shuning uchun

$$I_{xy} = \int_0^b x \cdot \frac{y}{2} y dF$$

$$\Delta AVS \propto \Delta AV_1S_1 \text{ bundan } \frac{y}{h} = \frac{x}{b} \text{ yoki } y = \frac{h}{b} x.$$

endi

$$I_{xy} = \frac{1}{2} \int_0^b x \left(\frac{h}{b} x \right)^2 dx = \frac{h^2}{2b^2} \frac{b^4}{4} = \frac{b^2 h^2}{8}.$$

Markaziy o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momentini to'amiz.

$$I_{xy} = I_{x_c y_c} + abF,$$

Bundan

$$I_{x_c y_c} = I_{xy} - abF;$$

bu erda

$$a = -\frac{2}{3}b; \quad b = -\frac{h}{3}$$

$$I_{x_c y_c} = \frac{b^2 h^2}{8} - \left(-\frac{2}{3}b \right) \left(-\frac{h}{3} \right) \frac{bh}{2} = \frac{b^2 h^2}{8} - \frac{b^2 h^2}{9} = \frac{b^2 h^2}{72}.$$

Katetlar bilan mos o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momentini to'amiz.

$$I_{x_1 y_1} = I_{x_c y_c} + abF, \text{ bu erda } a = \frac{b}{3}; b = -\frac{h}{3}; F = \frac{bh}{2}.$$

Endi

$$I_{x_1 y_1} = \frac{b^2 h^2}{72} + \frac{b}{3} \left(-\frac{h}{3} \right) \frac{bh}{2} = \frac{b^2 h^2}{72} - \frac{b^2 h^2}{18} = -\frac{b^2 h^2}{24}.$$

Nazorat savollari

1. Burilgan o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari qanday to'iladi?
2. O'zaro tik o'qlar burilganida bu o'qlarga nisbatan inerstiya momentlari yigindisi qanday o'zgaradi? U nimaga teng?
3. Koordinata o'qlari 90 gradusga burilganida markazdan qochma inerstiya momenti qanday o'zgaradi?
4. Qanday o'qlarga bosh o'qlar deyiladi?
5. Bosh o'qlarning yo'nalishlari qanday to'iladi?
6. Shakllarning inerstiya momentlari qanday o'qlarga nisbatan eng katta va eng kichik qiymatga ega bo'ladi?
7. Bosh inerstiya momentlari deb nimaga aytiladi?
8. Qanday hollarda bosh o'qlarning vaziyatini hisoblamay turib to'ib bo'ladi?
9. Bosh o'qlarga nisbatan markazdan qochma inerstiya momenti nimaga teng bo'ladi?
10. Bosh inerstiya momentlarini qanday aniqlash mumkin?
11. Inerstiya radiusi nima va u qanday to'iladi?
12. Inerstiya elli'si qanday quriladi va u qanday xususiyatga ega?
14. Inerstiya elli'si qanday quriladi?
14. Inerstiya elli'si yordamida markaziy o'qlarga nisbatan inerstiya momentlarini qanday to'ish mumkin?

15 – MA’RUZA

Mavzu: Siljish REJA:

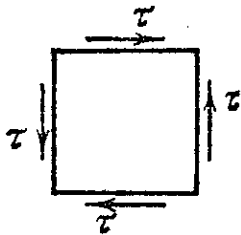
- 15.1. Umumiy tushunchalar.
- 15.2. Sof siljishdagi kuchlanganlik holati.
- 15.3. Siljishdagi deformatsiya.

15.1 Umumiy tushunchalar

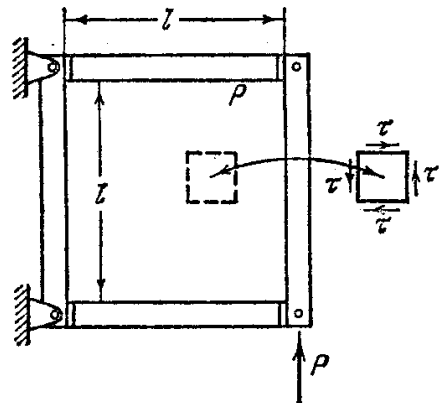
Cho’zilish - siqilishdagi kuchlanganlik holatining tahlili shuni ko’rsatdiki, sterjendan ajratilgan to’rtburchak element tomonlarida normal va urinma kuchlanishlar ta’sir etadi. Bunda normal kuchlanishlarning qiymati va yo’nalishlaridan qathiy nazar urinma kuchlanishlar juftlik qonuniga bo’ysunadi.

Aytaylik, shunday kuchlanish holati mavjud bo’lsinki, ajratilgan element tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta’sir etsinlar (15.1 - shakl).

Tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta’sir qiladigan elementning kuchlanganlik holati sof siljish deb ataladi. Element tomonlari sof siljish yuzachalari



15.1 - shakl.

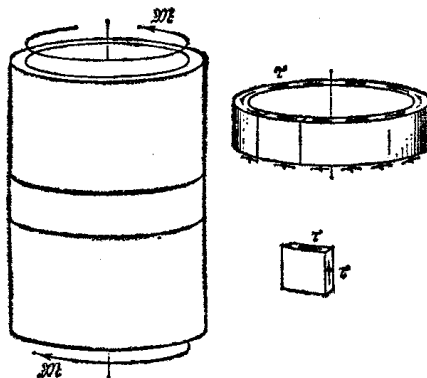


15.2 - shakl.

deb yuritiladi.

Bir jinsli sof siljish kuchlanganlik holatiga misollar sifatida sharnirli biriktirilgan taxtakachlar orasiga joylashtirilgan plastinkaning (15.2 - shakl) va yupqa devorli tsilindrsimon trubaning (15.3 - shakl) kuchlanganlik hollatlarini ko’rsatish mumkin.

Shuni aytish kerakki, amalda siljish deformatsiyasi sof holda deyarli uchramaydi. U boshqa deformatsiyalar bilan, ayniqsa, egilish deformatsiyasi bilan birgalikda hosil



15.3 - shakl.

bo'ladi. SHuning uchun siljishga, boshqacha qilib aytganda qirqilishga, hisoblarda qator soddalashtirishlarni qabul qilishga to'g'ri keladi.

15.2. Sof siljishdagi kuchlanganlik holati

Sof siljish holatidagi elementni kesuvchi yuzachalar joylashishiga qarab kuchlanishlarning o'zgarishini ko'rib chiqamiz. Buning uchun sof siljish holatidagi plastinkadan uch qirrali AVS elementar prizma ajratamiz (15.4 - shakl,a).

Prizmaga ta'sir etayotgan barcha kuchlarni n va t yo'nalishlarga proektsiyalab hosil qilingan muvozanat tenglamalarini ifodalaymiz (15.4 - shakl,b):

$$\sigma_{\alpha} \cdot AS = \tau \cdot AV \cdot \sin \alpha + \tau \cdot VS \cdot \cos \alpha;$$

$$\tau_{\alpha} \cdot AS = \tau \cdot AV \cdot \cos \alpha + \tau \cdot VS \cdot \sin \alpha;$$

Bu yerda $AV = AS \cdot \cos \alpha$ va $VS = AS \cdot \sin \alpha$.

Unda

$$\sigma_{\alpha} \cdot AS = \tau \cdot AS \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha + \tau \cdot AS \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha.$$

$$\tau_{\alpha} \cdot AS = \tau \cdot AS \cdot \cos^2 \alpha - \tau \cdot AS \cdot \sin^2 \alpha.$$

Endi

$$\sigma_{\alpha} = \tau \cdot \sin 2\alpha, \quad (15.1)$$

$$\tau_{\alpha} = \tau \cdot \cos 2\alpha.$$

$$(15.2)$$

Turlicha joylashgan og'ma yuzachalardagi kuchlanishlarni topamiz:

$$\alpha = 0 \text{ da}$$

$$\sigma_{\alpha} = 0$$

$$\tau_{\alpha} = \tau.$$

$$\alpha = 45^{\circ} \text{ da}$$

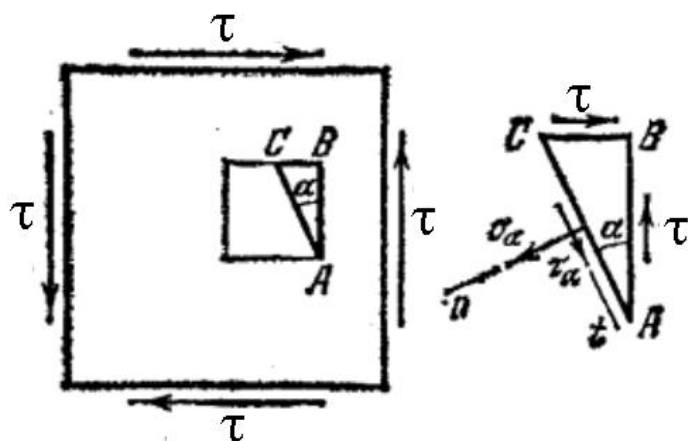
$$\sigma_{\alpha} = \tau;$$

$$\tau_{\alpha} = 0.$$

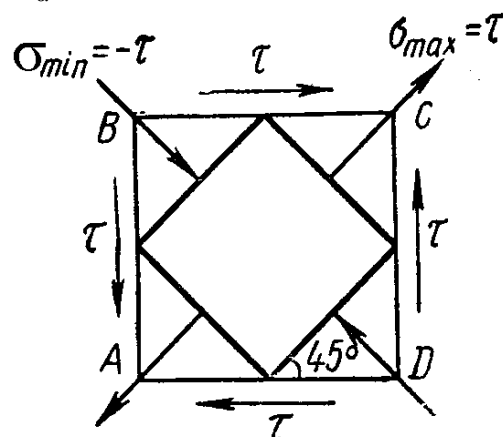
$$\alpha = 90^{\circ} \text{ da}$$

$$\sigma_{\alpha} = 0;$$

$$\tau_{\alpha} = -\tau.$$



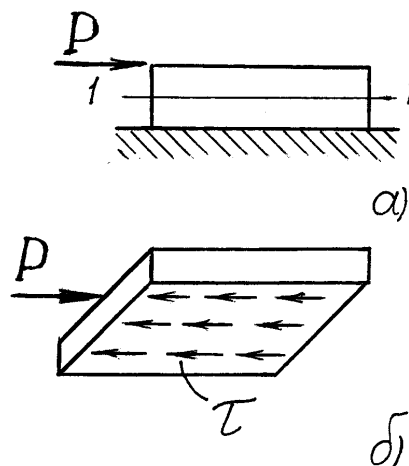
15.4 - shakl.



15.5 - shakl.

Demak, qirralari sof siljish yuzachalariga nisbatan 45° burchak ostida joylashgan to'rtburchak element tomonlariga faqat normal kuchlanishlar ta'sir etadi (15.5 - shakl), ularning birinchi jufti cho'zuvchi, ikkinchi jufti siquvchidir. SHunday qilib, sof siljish kuchlanganlik holatini o'zaro tik yo'nalishlarda bir vaqtning o'zida elementning cho'zilishi va siqilishi sifatida tasavvur qilish mumkin.

Siljishdagi kuchlanishlarni quyidagi mulohazalar asosida topiladi. Tashqi kuch ta'sir idagi nihoyatda kalta brusning ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlarni topish uchun 1-1 tekislik bilan kesib (15.6 - shakl,a), yuqori qismi (15.6-shakl,b) muvozanatini ko'rib chiqaylik.



15.6 - shakl.

$$Q = \int_F \tau dF,$$

bu yerda ko'ndalang kuch $Q = R$.

Ko'rilayotgan kesimda urinma kuchlanishlar bir tekis taqsimlanadi deb qabul qilsak,

$$\tau = \frac{P}{F}. \quad (15.3)$$

Amalda urinma kuchlanishlar kesim bo'yicha notekis taqsimlanadi, lekin bu hol siljishga doir hisoblarda nazarga olinmaydi.

15.3. Siljishdagi deformatsiya

Cho'zilish - siqilishdagi deformatsiyalanganlik holatining tahlilida (§9.2) siljishdagi Guk qonunini

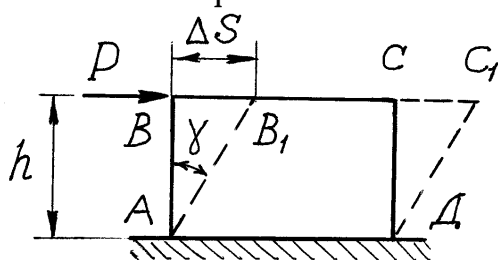
$$\tau = \gamma G \quad (15.4)$$

va uch doimiy orasidagi bog'lanishni

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (15.5)$$

ko'rinishda hosil qilgan edik.

Umuman siljishdagi Guk qonuni cho'zilish-siqilishdagi Guk qonuni oqibati sifatida kelib chiqadi.



15.7 - shakl.

To'g'ri to'rtburchak shaklidagi AVSD elementning (15.7 - shakl) AD tomoni mahkamlangan bo'lib, VS tomoniga kuch qo'yilganida siljish deformatsiyasi sodir bo'ladi. Bu yerda VV_1 kattalik absolyut siljish va

$$\frac{\Delta S}{h} = \tan \gamma \approx \gamma \quad (15.6)$$

nisbiy siljish deb yuritiladi. Bahzan γ burchakni siljish burchagi deb ataladi.

(15.8) bog'lanishni (15.3) va (15.4) bilan ifodalab, siljishdagi Guk qonunini boshqacharoq ko'rinishida ifodalaymiz:

$$\Delta S = \frac{Ph}{GF}; \quad (15.7)$$

Bu yerdagi GF ko'paytma siljishdagi bikrlilik deb yuritiladi.

Siljishdagi Guk qonunining ikkinchi ko'rinishi (15.6) cho'zilish - siqilishdagi (15.7) bog'lanish bilan o'xshashligiga ehtibor berish lozim.

Nazorat savollari.

1. Qanday kuchlanish holati sof siljish deyiladi?
2. Sof siljish yuzachasi nima?
3. Sof siljish kuchlanganlik holatiga amaldan qanday misollar keltiraolasiz?
4. Sof siljish holatidagi prizma og'ma yuzalarida qanday kuchlanishlar ta'sir etadilar va ular qanday aniqlanadilar?
5. Sof siljishda og'ma yuzachalarda ta'sir etayotgan kuchlanishlarni aniqlash formulalarini yozing.
6. Sof siljish vaziyatidagi elementning xarakterli kesimlaridagi kuchlanishlarni tahlil qiling.
7. Sof siljish kuchlanganlik holatini qanday kuchlanganlik holati bilan tenglashtirish mumkin?
8. Siljishdagi kuchlanishlarni aniqlash formulasini keltirib chiqaring.
9. Siljishdagi Guk qonunini ikki xil ko'rinishda yozing. Ular Sizga qanday formulalarni eslatadi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar [19] 32 betlar

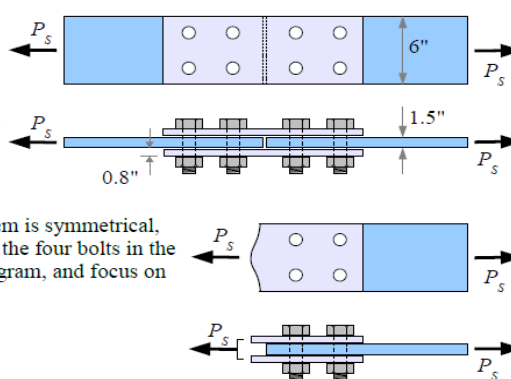
Example #1

Two A-36 steel plates are joined with two splice plates and eight 3/4 in. diameter A325 bolts. The plates are 6 in. wide and 1.5 in. thick; the splice plates are the same width, and 0.8 in. thick. Bolt threads are excluded from the shear plane. Calculate the load that the joint can support in order to resist shear failure. Report the result in kips.

Solution From Appendix B3, A325 bolts with threads excluded from the shear plane have a shear strength of 30 ksi. The problem is symmetrical, so either the four bolts in the left plate will fail in shear first, or the four bolts in the right plate will fail first. Therefore, we can erase half of the diagram, and focus on four bolts, and $N = 4$.

The load is carried by two shear planes per bolt, so $n = 2$.

$$P_s = n A_B \tau_{all} N = \frac{2 \text{ shear planes}}{\text{bolt}} \cdot \frac{\frac{\pi}{4} (0.75 \text{ in.})^2}{\text{shear plane}} \cdot 30 \frac{\text{kips}}{\text{in.}^2} \cdot 4 \text{ bolts} = 106 \text{ kips}$$



15 – MA'RUZA (davomi)

Mavzu: Siljishdagi potentsial energiya

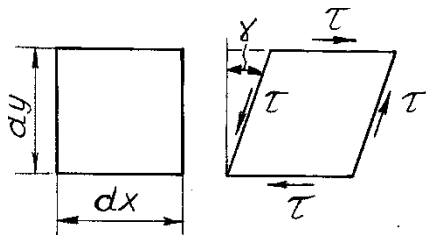
REJA:

15.1. Siljishdagi potentsial energiya.

15.2. Siljishga oid amaliy hisoblar.

15.1. Siljishdagi potentsial energiya

Sof siljishdagi potentsial energiyani aniqlash uchun o'lchamlari dx , dy va qalinligi δ bo'lgan to'rtburchaksimon element (15.1 - shakl) shaklining o'zgarishini ko'raylik. Elementning pastki qirrasini shartli ravishda mahkamlangan deb faraz qilsak, uning yuqori qirrasining ko'chishida $\tau \cdot dx \cdot \delta$ kuchi $\gamma \cdot dy$ ko'chishida ish bajaradi. Siljish kuchga to'g'ri proportsionalligidan bajarilgan elementar ish



15.1 - shakl.

$$dA = \frac{1}{2} \tau \cdot dx \cdot \delta \cdot \gamma \cdot dy \text{ bo'ladi.}$$

Unda elementar potentsial energiya quyidagiga teng:

$$dU = \frac{1}{2} \tau \gamma \cdot dx \cdot dy \cdot \delta.$$

Bu yerda $dx \cdot dy \cdot \delta = dV$ - elementning hajmi.

Unda siljishdagi solishtirma potentsial energiya

$$u = \frac{dU}{dV} = \frac{1}{2} \tau \gamma = \frac{\tau^2}{2G}; \text{ (j/m}^3\text{)} \quad (15.1)$$

15.7 - shakldan foydalanib, siljishdagi absolyut potentsial energiyani

$$U = \frac{P^2 h}{2GF} \text{ (j.)} \quad (15.2)$$

ko'rinishda aniqlashni talabalarning o'zlariga havola qilamiz.

15.2. Siljishga oid amaliy hisoblar

Ushbu masala mashina detallari va po'lat tuzilmalari fanlarida mukammal ko'riladi. Bu yerda uning asoslarini ko'rib chiqamiz.

Siljishga boltli, parchinli va payvand birikmalar, shponkalar, vallarning shlitsalari va hokazolar hisoblanadi.

Umuman, siljishga ishlaydigan tuzilma qismlarining mustahkamligini tahminlash uchun eng katta urinma kuchlanishlar yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanishdan ortmasliklari kerak. Siljishdagi mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

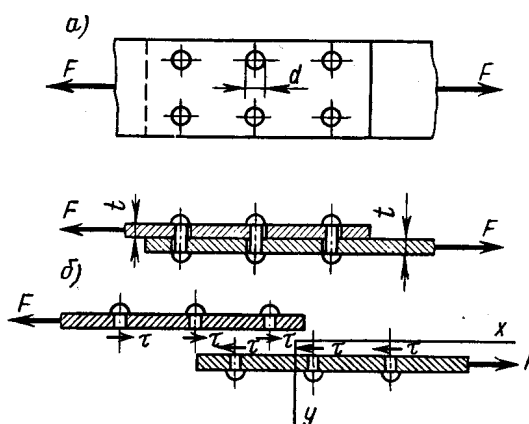
$$\tau_{\max} = \frac{Q}{F} \leq [\tau]. \quad (15.3)$$

Ushbu mustahkamlik sharti asosida ham uch xil masala hal qilinishi mumkinligiga ehtibor berish lozim.

Parchin birikmalarda har bir parchin bir tekislik bo'yicha kesilsa (kesilish biriktiriluvchi listlarning tutashish tekisligi bo'yicha sodir bo'ladi) bir kesikli (15.2 - shakl), agar ikki tekislik bo'yicha kesilsa (15.2 - shakl) - ikki kesikli va h.k. deb yuritiladi.

Parchin va boltli birikmalar hisoblarida bahzi soddalashtirishlar qabul qilinadi.

Birinchidan, parchin materialining yemirilish zonasida haqiqiy kuchlanganlik holatini aniqlash qiyinligidan qirqilish tekisligida faqat urinma kuchlanishlar ta'sir etadi deb hisoblanadi.



15.2 - shakl.

Ikkinchidan, birikmadagi barcha parchinlar bir xil yuklanadi deb qabul qilinadi. Amalda, masalan, olti parchinli birikmadagi chekka (birinchi va oltinchi) parchinlar o'rtadagi (uchinchi va to'rtinchi) parchinlarga nisbatan deyarli 2,5 marta ko'proq kesuvchi yuk to'g'ri keladi.

Kuzatish natijalari ko'rsatadiki, statik kuch ta'sirida parchinlar bir vaqtda yemiriladilar. Bu holat parchin materialining plastikligi va zaklepkalar bilan listlar orasidagi tirqishlar hisobiga yuklanishning tekislanishi bilan tushuntiriladi.

Uchinchidan, parchinlar va boltlarning qirqilish yuzasida urinma kuchlanishlar tekis taqsimlanadi deb qabul qilinadi. Aslida bunday bo'lmasada, plastik deformatsiyalar hisobiga yemirilish paytida kuchlanishlar taqsimlanishi tekislashadi.

Parchinlarning qirqilishga mustahkamlik sharti

$$\tau = \frac{P}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau], \quad (15.4)$$

bu yerda n - parchinlar soni,

d - parchin ko'ndalang kesimi diametri.

Agar parchinlar ikki tekislik bo'yicha kesiladigan bo'lsalar, hisobda bitta yuza o'rnida ikki yuza olinadi.

Hisoblarda odatda $[\tau] = (0,6 \dots 0,8) [\sigma_{ch}]$ qabul qilinadi, bu yerda $[\sigma_{ch}]$ - cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish. Qarag'ay uchun tolalar bo'yicha $[\tau] = 0,1 [\sigma_{ch}]$.

Parchinli va boltli birikmalar siljishdan tashqari ezilishga ham hisoblanadi. Bunda parchinlar va biriktirilayotgan listlar tutash yuzalarining ezilishdagi kuchlanishlari hisoblanadi. Ezilishdagi mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\perp} = \frac{P}{nd\delta} \leq [\sigma_{\perp}]. \quad (15.5)$$

Bu yerda δ - tutashtiriluvchi list qalinligi bo'lib, ustma -ust qo'yib ulashda $\delta=t$, uchma - uch qo'yib ulashda agar $t < 2t_1$ bo'lsa (15.10-shakl) $\delta=t$; $t > 2t_1$ bo'lgan holda $\delta=2t_1$ qilib olinadi.

Ezilish uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_{ez}]=(2...2,5)[\sigma_{ch}]$.

Payvand birikmalar uchun mustahkamlik sharti

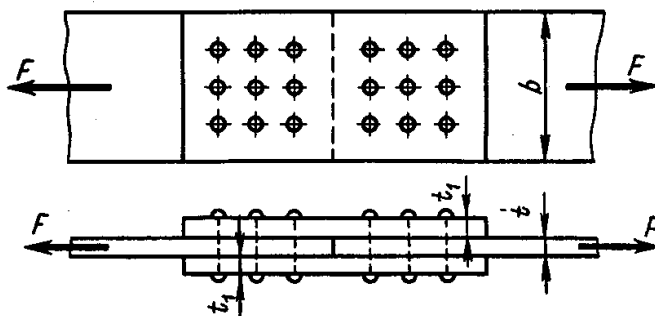
$$\tau = \frac{P}{0,7tl} \leq [\tau_{\text{chok}}] \quad (15.6)$$

ko'rinishga ega. Bu yerda ℓ - payvand chok uzunligi.

Payvand chokning qanday joylashishidan qathiy nazar uning xavfli kesimi uchburchak ko'rinishidagi payvand chokning bissektrisa tekisligi bilan mos bo'ladi. SHuning uchun xavfli kesim yuzasi $0,10t\ell$ ga teng.

Amalda payvand chok uchun ruxsat etilgan kuchlanish payvandlanayotgan material uchun cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishning 50...100 foizi qadar belgilanadi, yahni

$$[\tau_{\text{chok}}]=(0,5...0,10)[\sigma_{ch}] \quad (15.7)$$



15.3 - shakl.

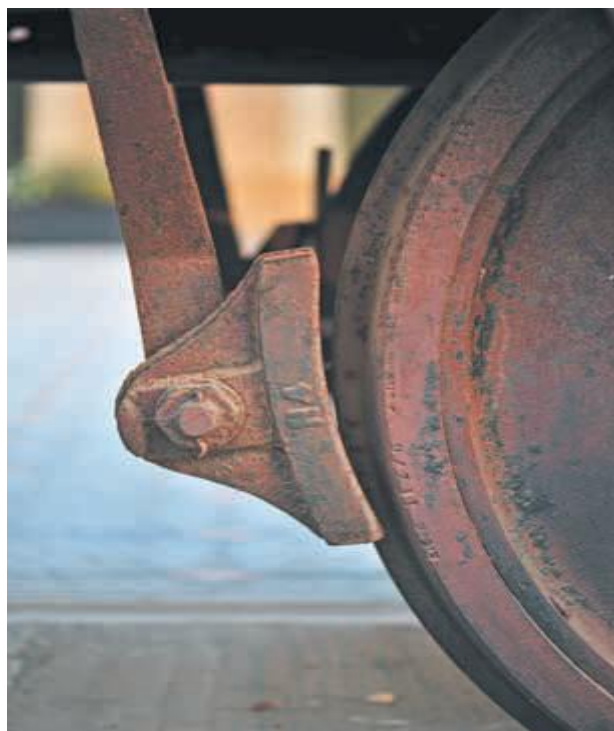
Bundan tashqari payvand chokning loyiha uzunligi hisob uzunlikka nisbatan 10 mm orttirib olinadi. Bu bilan chokning boshlanishi va oxirida payvandlashning sifatsizligini ehtiborga olinadi.

Nazorat savollari.

1. Siljishdagi solishtirma potentsial energiya qanday topiladi?
2. Siljishdagi mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega va uning yordamida qanday masalalarni hal qilish mumkin?
3. Parchin va boltli birikmalarni hisoblashda qanday soddalashtirishlar qabul qilinadi?
4. Parchin birikmalar uchun mustahkamlik shartlarini ifodalang.
5. Payvand birikmalar uchun mustahkamlik sharti qanday ko'rinishda bo'ladi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar
[20] 40-103 betlar

Ishqalanish kuchiga misollar:



Masala 8-2 : [20] 411-bet

Yuk tushirayotgan avto'mashina yukxonasi go'rizont bilan $\Theta=25^\circ$ burchak hosil qiladi. Agar yuk va mashina yukxonasi o'lchamlari berilgan bo'lsa, mashina yukxonasi va yuk orasidagi ishqalanish ko'effitsiyentini toping.

EXAMPLE 8.2

It is observed that when the bed of the dump truck is raised to an angle of $\theta = 25^\circ$ the vending machines will begin to slide off the bed, Fig. 8-8a. Determine the static coefficient of friction between a vending machine and the surface of the truckbed.



(a)

(© Russell C. Hibbeler)

SOLUTION

An idealized model of a vending machine resting on the truckbed is shown in Fig. 8-8b. The dimensions have been measured and the center of gravity has been located. We will assume that the vending machine weighs W .

Free-Body Diagram. As shown in Fig. 8-8c, the dimension x is used to locate the position of the resultant normal force N . There are four unknowns, N , F , μ_s , and x .

Equations of Equilibrium.

$$+\nearrow \Sigma F_x = 0; \quad W \sin 25^\circ - F = 0 \quad (1)$$

$$+\nearrow \Sigma F_y = 0; \quad N - W \cos 25^\circ = 0 \quad (2)$$

$$\zeta + \Sigma M_O = 0; \quad -W \sin 25^\circ (2.5 \text{ ft}) + W \cos 25^\circ (x) = 0 \quad (3)$$

Since slipping impends at $\theta = 25^\circ$, using Eqs. 1 and 2, we have

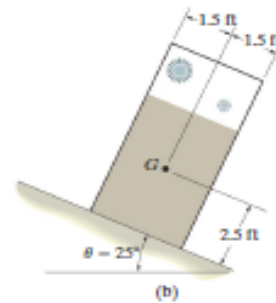
$$F_x = \mu_s N; \quad W \sin 25^\circ = \mu_s (W \cos 25^\circ)$$

$$\mu_s = \tan 25^\circ = 0.466$$

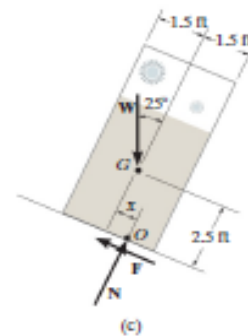
Ans.

The angle of $\theta = 25^\circ$ is referred to as the *angle of repose*, and by comparison, it is equal to the angle of static friction, $\theta = \phi_s$. Notice from the calculation that θ is independent of the weight of the vending machine, and so knowing θ provides a convenient method for determining the coefficient of static friction.

NOTE: From Eq. 3, we find $x = 1.17 \text{ ft}$. Since $1.17 \text{ ft} < 1.5 \text{ ft}$, indeed the vending machine will slip before it can tip as observed in Fig. 8-8a.



(b)



(c)

Fig. 8-8

16 - MA'RUZA

Mavzu: To'g'ri bruslarning buralishi.

Reja:

- 16.1. Doiraviy kesimli brusning buralishi.
- 16.2. Buralishdagi mustahkamlik va bikrlilik shartlari.
- 16.3. Buralishdagi potentsial energiya.

16.1. Doiraviy kesimli brusning buralishi

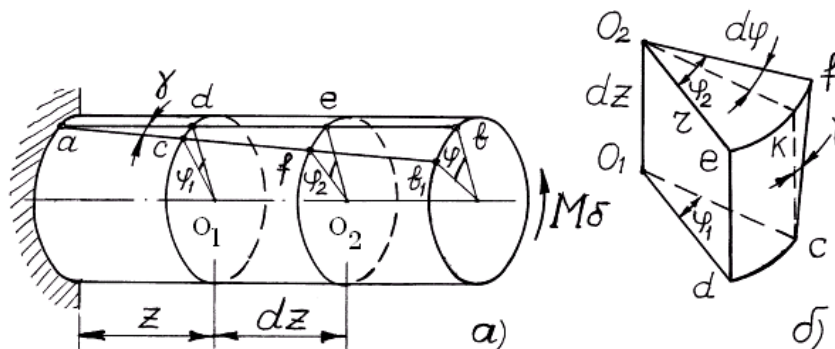
Buralish deformatsiyasi brus ko'ndalang kesimlarida faqat burovchi moment ta'siri bilan xarakterlanadi.

Buralishga doir kuzatishlar asosida quyidagi soddalashtirishlarni qabul qilish mumkin:

- 1) deformatsiyagacha tekis kesimlar deformatsiyadan keyin ham tekisliklaricha qolib, brus o'qiga normalliklari o'zgarmaydi (tekis kesimlar yoki Bernulli gipotezasi);
- 2) ko'ndalang kesim radiuslari to'g'riliklaricha qolib, biron burchakka buriladi;
- 3) ko'ndalang kesimlar orasidagi masofalar deformatsiya natijasida o'zgarmaydi.

Ushbu soddalashtirishlarning to'g'riligini ustiga bo'ylama va ko'ndalang chiziqlardan tashkil topgan kvadratlardan iborat to'r chizilgan tsilindrik rezina brusning burilishini kuzatish ham tasdiqlaydi.

Bundan tashqari, kuzatishlar natijalari asosida buralayotgan bruslar ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi, xuddi shunday urinma kuchlanishlar ularning juftlik qonuniga ko'ra bo'ylama kesimlarda ham hosil bo'ladi deb xulosa qilaolamiz. Ko'ndalang kesimlar o'lchamlari va ular orasidagi masofaning o'zgarmasligi brus ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida normal kuchlanishlar hosil bo'lmasligini ko'rsatadi.



16.1 - shakl.

Buralayotgan brus ko'ndalang kesimdagi urinma kuchlanishlarning taqsimlanishini o'rganish maqsadida buralayotgan brusdan (16.1 - shakl, a) cdefO₂O₁ element (16.1-shakl, b) ajrataylik. Buralish natijasida markazi O₁ bo'lgan kesim φ_1 burchakka, undan dz masofada joylashgan, markazi O₂ bo'lgan kesim $\varphi_2 = \varphi_1 + d\varphi$ burchakka buriladi.

SHakldan, bir tomondan $K_f = r \cdot d\varphi$, (a) $K_f = \gamma \cdot dz$ (b),

ikkinchi tomondan

(a) va (b) larni tenglab,

$$\gamma \cdot dz = r \cdot d\varphi$$

hosil qilamiz, undan $\gamma = r \frac{d\varphi}{dz}$.

SHunga o'xshash, tekis kesimlar gipotezasiga ko'ra, kesim markazidan ρ masofadagi nuqta uchun siljish burchagi

$$\gamma_\rho = \rho \frac{d\varphi}{dz} \quad (16.1)$$

bo'ladi.

Buralish deformatsiyasi sof siljish deformatsiyasidan iborat bo'lganligidan, brusning ko'ndalang kesimida taqsimlanadigan urinma kuchlanishni sof siljishdagi Guk qonuni asosida topamiz:

$$\tau_\rho = \gamma_\rho G = G\rho \frac{d\varphi}{dz}. \quad (16.2)$$

(16.1) va (16.2) lardan ko'rinadiki, buralishda ko'ndalang kesimdagi nuqtaning siljish deformatsiyasi va urinma kuchlanishi kesim og'irlik markazigacha masofaga to'g'ri proporsional ekan. Buralayotgan brus ko'ndalang kesimida urinma kuchlanishlarning taqsimlanish epyurasi 16.2 - shaklda ko'rsatilgan. Kesim markazida urinma kuchlanishlar nolga teng. Eng katta urinma kuchlanishlar brus sirtida joylashgan nuqtalarda ta'sir etadi.

Muvozanat tenglamasi tuzsak (brus o'qiga nisbatan momentlar tenglamasi):

$$M_\phi = \int_F \tau_\rho dF \cdot \rho.$$

Bunga (16.2) ni qo'yib,

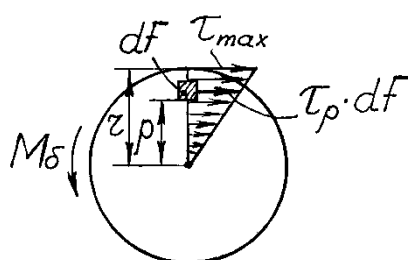
$$M_\phi = \int_F G\rho^2 \frac{d\varphi}{dz} dF = G \frac{d\varphi}{dz} \int_F \rho^2 dF \text{ hosil qilamiz.}$$

Bu yerda

$$\int_F \rho^2 dF = I_\rho$$

brus ko'ndalang kesimining qutb inertsia momenti.

Unda $M_\phi = GI_\rho \frac{d\varphi}{dz}$



16.2 - shakl.

yoki $\frac{d\varphi}{dz} = \frac{M_\phi}{GI_\rho} \rho. \quad (16.3)$

(16.3) formula buralish nazariyasidagi eng asosiy bog'lanishdir.

(16.3) ni (16.2) ga qo'ysak

$$\tau_\rho = \frac{M_\phi}{I_\rho} \rho \quad (16.4)$$

hosil bo'ladi. (16.4) formuladan buralishda ixtiyoriy kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanish topiladi. Suratdagi burovchi moment M_b kattaligi burovchi moment epyurasidan tegishli kesim uchun olinadi.

Qutb inertsia momenti doiraviy kesim uchun

$$I_\rho = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1 d^4,$$

xalqasimon kesim uchun

$$I_{\rho} = \frac{\pi D^4}{32} (1 - \alpha^4) \approx 0,1 D^4 (1 - \alpha^4)$$

formulalar bo'yicha hisoblanadi.

Keyingi ifodada

$$\alpha = d/D$$

bo'lib, d- xalqasimon kesimning ichki va D- tashqi diametri.

Ko'rilayotgan kesimdagi eng katta urinma kuchlanish

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\phi}}{I_{\rho}} r = \frac{M_{\phi}}{\frac{I_{\rho}}{r}}.$$

Bu formula maxrajidagi nisbat

$$\frac{I_{\rho}}{r} = W_{\rho} \quad (16.5)$$

ko'ndalang kesimning qutb qarshilik momenti deyiladi.

Endi val ko'ndalang kesimdagi eng katta urinma kuchlanishni aniqlash formulasini

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\phi}}{W_{\rho}} \quad (16.6)$$

ko'rinishda yozamiz.

Doiraviy kesim uchun qutb qarshilik momenti formulasini chiqaramiz:

$$W_{\rho} = \frac{I_{\rho}}{r} = \frac{\pi d^4}{32 \cdot \frac{d}{2}}$$

yoki

$$W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2 d^3. \quad (16.7)$$

Xalqasimon kesimning qutb qarshilik momenti

$$W_{\rho} = \frac{\pi D^4}{32 \cdot D/2} (1 - \alpha^4)$$

yoki

$$W_{\rho} = \frac{\pi D^3}{16} (1 - \alpha^4) \approx 0,2 D^3 (1 - \alpha^4), \quad (16.8)$$

bu yerda

$$\alpha = \frac{d}{D}.$$

Buralishdagi deformatsiyani aniqlash uchun (16.3) ni uzunlik bo'yicha integrallaymiz.

Umuman

$$\varphi = \frac{M_{\phi} \cdot l}{GI_{\rho}} \cdot (pad) \quad (16.9)$$

Bu yerda GI_{ρ} ko'paytma buralishdagi bikrlilik deb yuritiladi.

Ko'rinadiki, valning buralish burchagi ta'sir etayotgan burovchi momentga, val uzunligiga to'g'ri proporsional, valning buralishdagi bikrligiga teskari proporsionaldir.

Agar val qismlaridagi ko'ndalang kesim o'lchamlari turlicha bo'lsalar yoki ulardagi ta'sir etuvchi burovchi momentlar qiymatlari har xil bo'lsalar, valning to'la

buralish burchagi val qismlaridagi buralish burchaklarining algebraik yig'indisiga teng bo'ladi.

Uzunlik birligiga to'g'ri keladigan buralish burchagi nisbiy buralish burchagi deb ataladi:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_{\delta}}{GI_p} \quad (16.10)$$

16.2. Buralishdagi mustahkamlik va bikrlilik shartlari

Buralishga ishlaydigan tuzilmalar elementlarining mustahkamliklarini tahminlash uchun ularda hosil bo'ladigan eng katta urinma kuchlanishlarning qiymatlarini chegaralab qo'yilishi kerak:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\delta}}{W_p} \leq [\tau] \quad (16.11)$$

Po'lat materiali uchun buralishdagi ruxsat etilgan urinma kuchlanish
 $[\tau] = (0,5 \dots 0,6) [\sigma_{ch}]$

cho'yan uchun

$$[\tau] = (1 \dots 1,2) [\sigma_{ch}]$$

Buralishdagi mustahkamlik sharti yordamida uch xil masala hal qilinishi mumkin:

1. Mavjud tuzilmaning mustahkamligini tekshirish. Bunda (16.11) shartning qanoatlantirilishi tekshiriladi.

2. Xavfsiz yuk kattaligini aniqlash:

$$M_b \leq W_r [\tau]$$

3. Loyihalash masalasi. Bunda valning zarur o'lchamlari hisoblanadi:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \geq \frac{M_{\delta}}{[\tau]}, \text{ bundan doiraviy kesim diametri}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\delta}}{\pi [\tau]}}$$

Xalqasimon ko'ndalang kesimning zarur tashqi diametri

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{\delta}}{\pi [\tau] (1 - \alpha^4)}}$$

ichki zarur diametri

$$d = \alpha D.$$

Buralishga ishlaydigan vallar mustahkamlik bilan birga bikrlikka ham hisoblanadi. Val bikrligini tahminlash uchun uning eng katta nisbiy buralish burchagi valning, ahamiyatiga qarab belgilanuvchi yo'l qo'yiladigan qiymatdan oshmasligini tahminlash kerak, yahni:

$$\theta = \frac{M_{\delta}}{GI_p} \leq [\theta], \quad (16.12)$$

bu yerda θ - ruxsat etilgan buralish burchagi, rad/m.

Ko'pchilik hollarda ruxsat etilgan buralish burchagi grad/m larda beriladi. Unda bikrlilik shartini

$$\theta = \frac{180}{\pi} \frac{M_{\phi}}{GI_p} \leq [\theta] \quad (16.13)$$

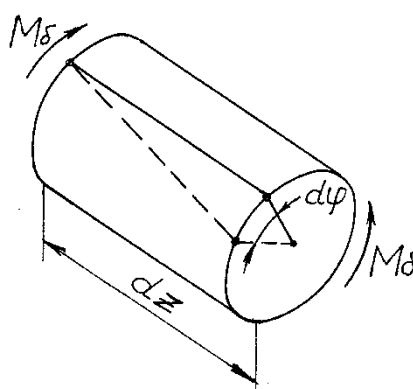
ko'rinishida yoziladi. Odatda mashinasozlikda ruxsat etilgan nisbiy burilish burchagi $[\theta]=0,25...1,0$ grad/m.

Bikrlilik sharti mustahkamlikka hisoblashdagidek hisoblarni bajarishga imkon beradi.

16.3. Buralishdagi potentsial energiya

Buralayotgan brusda to'planadigan potentsial energiya cho'zilish - siqilish deformatsiyasidagiga o'xshash aniqlanadi.

Buralayotgan brusning dz uzunlikdagi qismini ko'raylik (16.3 - shakl). Elementda to'plangan potentsial energiya



16.3 - shakl.

$$dU = \frac{1}{2} M_{\phi} \cdot d\phi .$$

(16.3) bog'lanishni nazarda tutsak

$$dU = \frac{M_{\phi}^2 dz}{2GI_p} .$$

Bu ifodani uzunlik bo'yicha integrallab, brusning to'la potentsial energiyasi topiladi:

$$U = \int_0^l \frac{M_{\phi}^2 dz}{2GI_p} . \quad (16.14)$$

Agar burovchi moment va val bikrligi uzunlik bo'yicha doimiy bo'lsalar

$$U = \frac{M_{\phi}^2 l}{2GI_p} = \frac{\phi^2 GI_p}{2l} \quad (\text{жс}) \quad (16.15)$$

bo'ladi. Oxirgi bog'lanishda (16.9) asosida olingan $M_{\phi} = \frac{\phi GI_p}{l}$ ifodadan foydalanildi.

Nazorat savollari

1. Buralish deformatsiyasi nima bilan xarakterlanadi?
2. Doiraviy kesimli brusning buralish nazariyasida qanday soddalashtirishlarga asoslaniladi?

3. Buralishda doiraviy kesimdagi urinma kuchlanishlarning taqsimlanishini qanday tasavvur qilasiz?
4. Ixtiyoriy kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanishlar qanday topiladi?
5. Kesimning qutb qarshilik momenti nima? U doiraviy va xal-qasimon kesimlar uchun qanday topiladi?
6. Buralishda potentsial energiyani aniqlash formulasini keltirib chiqarib bering.
7. Buralishdagi mustahkamlik shartini yozib, uning yordamida hal qilinadigan uch xil masalani tushuntiring.

16 - MA'RUZA (davomi)

Mavzu: Buralishda mustahkamlik va bikrlilik shartlari

REJA:

- 16.1. Buralishdagi kuchlanganlik holati va val yemirilishining tahlili.
- 16.2. Kesimi doiraviy bo'lmagan brusning buralishi.
- 16.3. Buralishdagi statik aniqmas masalalar.

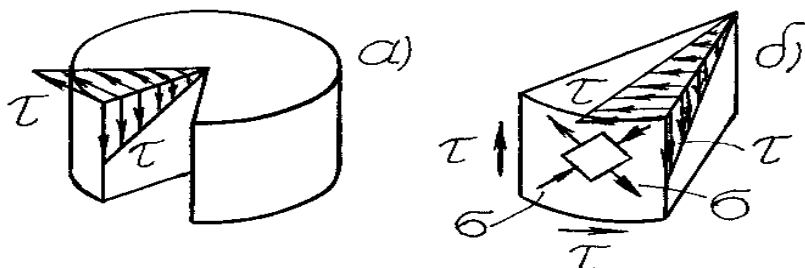
16.1. Buralishdagi kuchlanganlik holati va val yemirilishininig tahlili

Buralayotgan val ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar hosil bo'lib, ular kesim markazidagi noldan kesim chetlaridagi eng katta qiymatlarigacha (16.1) bog'lanish bo'yicha to'g'ri chiziqli qonuniyat asosida o'zgaradi (16.1 - shakl, a, b). Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuniga ko'ra brusning bo'ylama kesimlarida ham xuddi shunday urinma kuchlanishlar ta'sir etadi.

Buralayotgan val sirtida bo'ylama va ko'ndalang yasovchilardan iborat kesimlarda faqat urinma kuchlanishlar ta'sir etadi (16.2 - shakl). Demak, ana shunday yasovchilar orqali ajratilgan element sof siljish holatida bo'ladi.

Ushbu yasovchilarga nisbatan qiya joylashgan maydonchalarda ham normal, ham urinma kuchlanishlar ta'sir etadi.

Ma'lumki, bunday holda eng katta cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlar sof siljish yuzalariga nisbatan (buralishda val o'qiga nisbatan) 45 va 135 gradlarda qiya maydonchalarda ta'sir etadi (16.1 - shakl, b va 16.2 - shakllar).



16.1 - shakl.

Shunday qilib, doira kesimli vallarning buralishida ham ko'ndalang va bo'ylama kesimlarda ta'sir etuvchi urinma kuchlanishlar, ham ularga nisbatan 45 gradus burchak ostida joylashgan qiya kesimlardagi normal kuchlanishlar xavfli bo'lishlari mumkin.

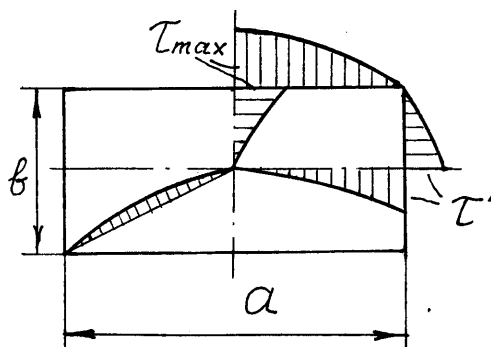
Demak, valning yemirilish tarzi uning materialining siljish va uzilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyatiga bog'liq bo'ladi.

Masalan, plastik materiallar turkumiga kiruvchi po'latdan yasalgan vallar urinma kuchlanishlar ta'sirida ko'ndalang kesimlari bo'yicha kesilish orqali yemiriladi. Yog'och vallar tolalari bo'yicha bo'ylama kesimlardagi urinma kuchlanishlar ta'sirida yorilib yemiriladi. Agar val materiali cho'zuvchi kuchlanishlarga yomon qarshilik ko'rsatsa, masalan cho'yan, yemirilishdagi yoriqlar bosh cho'zuvchi kuchlanishlar yo'nalishiga tik, ya'ni val yasovchisiga 45 gradus burchak ostidagi qiya joylashgan vintsimon sirt bo'yicha uzilish yo'li bilan sodir bo'ladi (16.2 - shakl).

16.2. Kesimi doiraviy bo'lmagan brusning buralishi

Ko'ndalang kesimi doiraviy bo'lmagan bruslarning buralishida ularning deformatsiyagacha tekis kesimlari qiyshayadilar. SHuning uchun bu holda Bernulli gipotezasini qo'llab bo'lmaydi. Oqibatda yuqorida hosil qilingan hisob formulalari yaroqsiz bo'lib qoladi. Ushbu anchagina murakkab masalalarni hal qilish elastiklik nazariyasi usullariga tegishlidir.

Bu yerda to'g'ri to'rtburchak kesimlari bruslar uchun $a > b$ holga tegishli (16.4 - shakl) hisob formulalarini keltiramiz.



16.4 - shakl.

Kesimdagi eng katta urinma kuchlanishlar katta tomon o'rtalariga to'g'ri kelib, quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

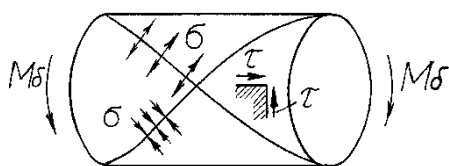
$$\tau_{\max} = \frac{M_{\phi}}{\alpha a b^2}. \quad (16.1)$$

Kesim burchaklarida nuqtalarda urinma kuchlanishlar nolga teng.

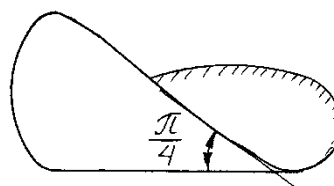
Kesimning kichik tomonlari o'rtalaridagi urinma kuchlanishlar kattaligi quyidagicha topiladi:

$$\tau' = \gamma \tau_{\max}. \quad (16.2)$$

Brusning buralish burchagi



16.2 - shakl.



16.3 - shakl.

$$\varphi = \frac{M_{\sigma} \cdot l}{G \beta a \epsilon^3} \quad (16.3)$$

qiymatga teng.

Ko'rilgan formulalarda α , β va γ a/v nisbatga bog'liq koeffitsientlar bo'lib, ularning qiymatlari ma'lumotnomalarda keltirilgan.

Bahzi manbalarda $\alpha a v^2 = w_b$ va $\beta a v^3 = I_b$ kattaliklar to'g'ri to'rtburchak kesimli brusning buralishidagi, tegishli, mustahkamlik va bikrlikka tegishli geometrik xarakteristikalar deb belgilangan.

16.3. Buralishdagi statik aniqmas masalalar

Buralish deformatsiyasida ham cho'zilish - siqilishdagiga o'xshash statikaning muvozanat tenglamalari yordamida yechib bo'lmaydigan masalalar uchray turadi. Bunday masalalarda noma'lumlar soni muvozanat tenglamalari sonidan ortiq bo'ladi.

Buralishdagi statik aniqmas masalalarni yechish tartibi cho'zilish-siqilishdagi statik aniqmas masalalarni yechish tartibiga o'xshashdir.

Misol tariqasida ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan po'lat brusning mustahkamligini tekshiramiz (16.5 - shakl).

Berilgan: Brus o'lchamlari: $\ell_1=2$ m; $\ell_2=1$ m; $d_1=15$ sm; $d_2=12$ sm;

Tashqi burovchi moment kattaligi $M=40$ kNm; material uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanish $[\tau]=60$ mPa.

Echish. 1. Tayanch reaktiv momentlarini (M_A va M_V) belgilab olamiz.

2. Statikaning muvozanat tenglamalarini, ayni holda bo'ylama Z o'qqa nisbatan momentlar tenglamasini tuzamiz.

$$\Sigma M_Z=0, \quad -M_A+M-M_V=0 \quad (16.4)$$

Masalaning statik aniqmaslik darajasi $S=2-1=1$ marta.

3. Masalaning geometrik tomonini ko'ramiz. Brusning uchlari qistirib mahkamlanganligidan, uning qismlarining buralish burchaklarining algebraik yig'indisi nolga teng bo'lishi kerak, ya'ni

$$\varphi=\varphi_1+\varphi_2=0.$$

1. Masalaning fizik tomonini ko'ramiz. Bunda oldingi bandda tuzilgan deformatsiyalar orasidagi geometrik bog'lanish tenglamasini $\varphi = \frac{M_{\sigma} \cdot l}{GI}$ formula orqali ifodalaymiz:

$$\frac{-M_A \cdot l_1}{GI'_p} + \frac{M_{B2}}{GI''_p} = 0. \quad (16.5)$$

Bu yerda brus qismlarining qutb inertsia momentlari:

$$I'_p = \frac{\pi d_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 15^4}{32} = 50625 \text{ cm}^4;$$

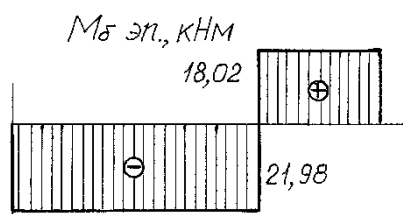
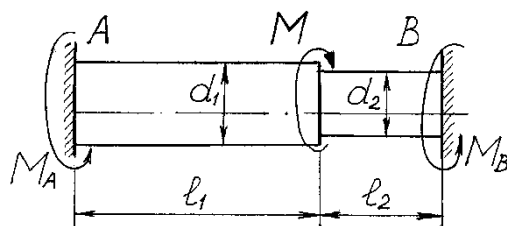
$$I''_p = \frac{\pi d_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 12^4}{32} = 20736 \text{ cm}^4.$$

Endi (2) ga ma'lum qiymatlarni qo'ysak

$$\frac{-M_A \cdot 2}{50625} + \frac{M_B \cdot 1}{20736} = 0$$

bundan

$$M_B = 2M_A \frac{20736}{50625} = 0,82M_A$$



16.5 - shakl.

$$M_V = 0,82 M_A. \quad (16.6)$$

5. Sintez. Muvozanat (1) va deformatsiya (3) tenglamalarini birgalikda yechamiz.

$$M_A = \frac{M}{1 + 0,82} = \frac{40}{1,82} = 21,98 \text{ kNm}.$$

$$M_V = 40 - 21,98 = 18,02 \text{ kNm}.$$

Brus uchun burovchi momentlar epyurasini quramiz.

Endi brus qismlaridagi kuchlanishlarni $\tau = \frac{M_{\phi}}{W_p}$ formula yordamida hisoblashimiz

mumkin.

CHap qismdagi urinma kuchlanishlar

$$\tau' = \frac{M_A}{W_p'} = \frac{21,98}{662,34} \cdot 10^3 = 33,19 \text{ MPa},$$

bu yerda kesimning qutb qarshilik momenti

$$W_p' = \frac{\pi d_1^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 12^3}{16} = 662,34 \text{ cm}^3.$$

Xuddi shunday geometrik xarakteristika o'ng qism uchun

$$W_p'' = \frac{\pi d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 12^3}{16} = 339,12 \text{ cm}^3.$$

Brusning o'ng qismidagi urinma kuchlanishlar

$$\tau'' = \frac{M_B}{W_p''} = \frac{18,02}{339,12} \cdot 10^3 = 53,14 \text{ MPa}.$$

Brus qismlaridagi kuchlanishlarni solishtiramiz:

$$\tau' = 33,19 \text{ MPa} < \tau'' = 53,14 \text{ MPa}.$$

Brusning mustahkamlik shartini ko'rsak

$$\tau_{\max} = 53,14 \text{ MPa} < [\tau] = 60 \text{ MPa}.$$

demak, ko'rilgan brusning mustahkamligi tahminlangan.

Nazorat savollari

1. To'g'ri to'rtburchak kesimdagi kuchlanishlar buralishda qanday taqsimlanadilar? Eng katta kuchlanish qaysi nuqtalarda ta'sir etadi?
2. To'g'ri to'rtburchak kesimli valning buralishidagi asosiy hisob formulalarini yozing.
3. Buralishdagi absolyut va nisbiy buralish burchaklari qanday topiladilar?
4. Buralishdagi bikrlilik sharti qanday ko'rinishda? Uning yordamida qanday masalalar hal qilinishi mumkin?
5. Buralishdagi statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?
6. Qanday kattalik buralishdagi bikrlilik deyiladi?
7. Buralayotgan valning qaysi nuqtasida eng katta kuchlanish ta'sir etadi?
8. Xalqasimon kesimli valning doiraviy kesimli valga nisbatan qanday afzalliklari bor?
9. Mo'rt materiallardan yasalgan vallar qanday tekisliklar bo'yicha yemiriladi? Nima uchun?
10. Yog'och bruslar buralishda qanday yemiriladilar? Buning sababi nima?
11. Buralishdagi ruxsat etilgan kuchlanish qanday tanlanadi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar [19] 54 betlar

Example #2

A torque of 800 N·m is applied to a hollow shaft. The inside diameter is 100 mm; the outside diameter is 120 mm. What is the shear stress on the inside and outside surfaces? Report the answer in MPa.

Solution The distance from the centroid to the inside surface is $r_i = \frac{d_i}{2} = \frac{100 \text{ mm}}{2} = 50 \text{ mm}$.

The distance from the centroid to the outside surface is $c = \frac{d_o}{2} = \frac{120 \text{ mm}}{2} = 60 \text{ mm}$.

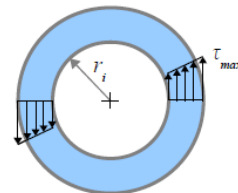
The polar moment of inertia of a hollow circle is $J = \frac{\pi(d_o^4 - d_i^4)}{32}$. We use the same J for both the inside and the outside shear stress calculations.

Shear stress on the inside surface:

$$\tau_i = \frac{T r_i}{J} = \frac{800 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 50 \text{ mm}}{\pi[(120 \text{ mm})^4 - (100 \text{ mm})^4]} \left| \frac{\text{MPa} \cdot \text{m}^2}{10^6 \text{ N}} \right| \frac{(10^3 \text{ mm})^3}{\text{m}^3} = 3.80 \text{ MPa}.$$

Shear stress on the outside surface:

$$\tau_o = \frac{T c}{J} = \frac{800 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot 60 \text{ mm}}{\pi[(120 \text{ mm})^4 - (100 \text{ mm})^4]} \left| \frac{\text{MPa} \cdot \text{m}^2}{10^6 \text{ N}} \right| \frac{(10^3 \text{ mm})^3}{\text{m}^3} = 4.55 \text{ MPa}$$



17 - MA'RUZA

Mavzu: To'g'ri bruslarni egilishi. Sof egilish. Kuchlanishlarni aniqlash REJA:

17.17. Umumiy tushunchalar.

17.2. Egilishdagi normal kuchlanishlar.

17.3. Tekis kesimlarning qarshilik momentlari.

17.17. Umumiy tushunchalar

Ko'pchilik hollarda bruslar ta'sir tekisligi ularning o'qi bo'yicha o'tadigan tashqi kuchlar ta'sirida bo'ladi. Bunda bruslarning ko'ndalang kesimlarida ta'sir tekisligi ularga tik tekislikda bo'lgan eguvchi momentlar hosil bo'ladi. Bunday kuchlar ta'sirida to'g'ri brusning to'g'ri chiziqli o'qi egiladi, yoki egri brus o'qining egriligi o'zgaradi.

Egilishga ishlaydigan bruslar balkalar deyiladi.

Egilish tekis yoki qiyshiq bo'lishi mumkin. Birinchi holda tashqi kuchlarning ta'sir tekisligi balkaning bosh inerstiya tekisliklaridan birontasi bilan mos bo'ladi va balkaning egilgan o'qi ham shu tekislikda yotadi. Keyinroq ko'riladigan qiyshiq egilishda esa tashqi kuchlarning ta'sir tekisligi balkaning bosh inerstiya tekisliklaridan birontasi bilan mos bo'lmaydi, balkaning egilgan o'qi ham, umumiy holda, bu tekisliklardan birontasi yotmaydi.

Bundan tashqari egilish sof va ko'ndalang bo'lishi mumkin. Sof egilishda balka kesimlarida faqat eguvchi momentlar ta'sir etsa, ko'ndalang egilishda bunga qo'shimcha ravishda ko'ndalang (kesib o'tuvchi) kuchlar ham ta'sir etadi.

17.2. Egilishdagi normal kuchlanishlar

Sof egilishdagi balka ko'ndalang kesimlarida uning bosh markaziy o'qlaridan birontasidan o'tuvchi tekislikda ta'sir etadigan eguvchi momentlarga ta'sir etadi.

Eguvchi moment kesimda taqsimlangan ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchi momentini tashkil etadi.

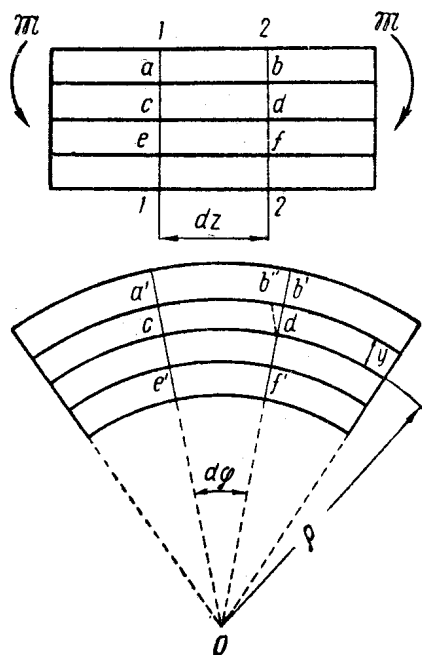
Balka ko'ndalang kesimlarida ichki kuchlarning kattaligini va taqsimlanish qonuniyatini aniqlash uchun statika tenglamalari etarli bo'lmaydi. Ya'ni ushbu masala statik aniqlasdir. Shuning uchun balkaning deformastiyalanish shartlarini ko'rib chiqamiz.

Sirtiga to'r chizilgan namunani sof egish (17.1 - shakl) quyidagi xulosalarni qilish imkoniyatini beradi:

17. Brus sirtidagi 1-1 va 2-2 ko'ndalang to'g'ri chiziqlar deformastiyalardan keyin ham to'g'riliklaricha qoladi. Demak, tekis kesimlar (Bernulli) gipotezasi bunda ham o'z kuchini saqlaydi.

Balkaning qavariq tomonidagi tolalar cho'zilib, botiq tomonidagi tolalar siqiladi. Bu qavatlar oraligida shunday tola qavati mavjudki, unda joylashgan tolalar cho'zilmaydi va siqilmaydi. Deformastiya jarayonida bu tolalarning egriliklarigina o'zgaradi. Bu tola qavati neytral qavat, uning ko'ndalang kesim bilan kesishganda hosil

bo'ladigan chiziq neytral o'q deyiladi. Balka kuch tekisligining ko'ndalang kesim tekisligi bilan kesishishida hosil bo'ladigan chiziq esa, kuch chiziqlari deb yuritiladi.



17.1 - shakl.

Shakldagi $Os'd'$ va $v'v''d'$ uchburchaklarning o'xshashligidan $\frac{b'b''}{c'd'} = \frac{b'd'}{Od'}$ kelib chiqadi. Bu erda $b'b''$ neytral qavatdan «u» masofadagi tola qavatining absolyut deformatasiyasi, maxrajdagi ifoda esa shu qavatning dastlabki deformatasiyasidir. Demak, tenglikning chap tomonidagi nisbat shu tola qavatining nisbiy deformatasiyasini tashkil qiladi, unda

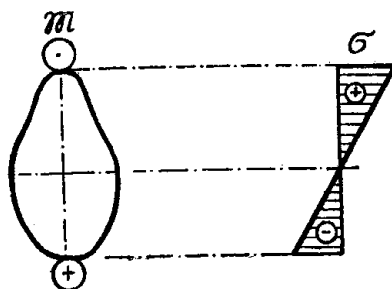
$$\varepsilon = \frac{y}{\rho}. \quad (17.1)$$

Bu erda y - neytral o'qdan ko'rilayotgan tolagacha masofa; ρ - balka neytral qavatining egrilik radiusi.

Egilishda har qaysi tola Guk qonuni bo'yicha chiziqli cho'zilishi va siqilishini hisobga olsak,

$$\sigma = \varepsilon E = E \frac{y}{\rho} \quad (17.2)$$

bo'ladi. Bundan ko'rinadiki, sof egilishda hosil bo'ladigan normal kuchlanishlar balka ko'ndalang kesimi balandligi bo'yicha neytral qavatdan bo'lgan masofaga proporsional ravishda, ya'ni chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradilar (17.2 - shakl).



17.2 - shakl.

Formulaga ko'ra $u=0$ da $\sigma=0$ va $u=u_{\max}$ da $\sigma=\sigma_{\max}$. Demak, normal kuchlanishlar kesimning neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan chekka nuqtalarida maksimal qiymatlarga erishadi.

Amaliy hisoblar uchun (17.2) formula yaramaydi. Shuning uchun balkaning muvozanatidagi bir qismini ko'rib chiqaylik (17.3 - shakl).

Statikaning fazo uchun muvozanat tenglamalarini tuzamiz.

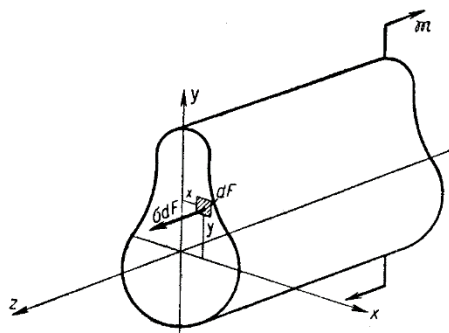
1) $\Sigma X=0$ (ayniyat)

2) $\Sigma U=0$ (ayniyat)

3) $\Sigma Z=0$.

$$\int_F \sigma dF = 0$$

(17.2) formulani qo'llaymiz:



17.3 - shakl.

$$\int_F E \frac{y}{p} dF = \frac{E}{p} \int_F y dF = 0$$

Bu erda $\frac{E}{p} \neq 0$, demak $\int_F y dF = 0$

Ushbu integral balka ko'ndalang kesimining neytral o'qqa nisbatan statik momentini tashkil qiladi. Uning nolga tengligi esa egilishdagi neytral o'qning kesim ogirlik markazidan o'tishini ko'rsatadi.

4. $\Sigma M_Z=0$ (ayniyat)

5. $\Sigma M_u=0$

$$\int_F \sigma dF \cdot x = 0$$

(17.2) formulani bunga qo'ysak,

$$\int_F E \frac{y}{p} x dF = \frac{E}{p} \int_F xy dF = 0.$$

$\frac{E}{p} \neq 0$, ekanligini nazarda tutsak, $\int_F xy dF = 0$. Ushbu integralning markazdan qochma inerstiya momenti $I_{xy} = \int_F xy dF$ ekanligi va uning nolga tengligi kesimning neytral x o'qi va unga tik u o'qlari bosh o'qlar ekanligini ko'rsatadi. Demak, kuch chizigi va neytral o'q o'zaro tik bo'ladi.

6. $\Sigma M_x=0$.

$$-m + \int_F \sigma dF \cdot y = 0$$

$$m = \frac{E}{\rho} \int_F y^2 dF = \frac{E}{\rho} I_x.$$

Bundan

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_x}. \quad (17.3)$$

Bu erda $K = \frac{1}{\rho}$ - balka neytral qavatining egriligi.

Yuqorida ta'kidlaganidek, ko'ndalang kesimning neytral o'qi uning ogirlik markazidan o'tadi. Demak, balka ko'ndalang kesimlari ogirlik markazilarining uning uzunligi bo'ylab geometrik o'rnini tashkil etuvchi balkaning bo'ylama o'qi neytral qavatda joylashadi. Bundan kelib chiqadiki, (17.3) boglanish balka egilgan o'qining egriligini ifodalaydi. Umuman, bu tenglama egilish nazariyasidagi eng asosiy boglanish hisoblanadi.

Shunday qilib egilishda balka o'qining egriligi eguvchi momentga to'g'ri proporsionaldir va «egilishda kesimning bikrligi» deb ataluvchi EI_x kattalikka teskari proporsionaldir.

Neytral qavat egriligini, ya'ni (17.3) boglanishni (17.2) ga qo'ysak,

$$\sigma = \frac{M}{I_x} y \quad (17.4)$$

formula hosil bo'ladi. Bu formula Nav'e formulasi deyiladi. Uning yordamida egilishda balka ixtiyoriy kesimidagi ixtiyoriy nuqtadagi normal kuchlanishni topish mumkin.

Umuman, (17.4) formulani faqatgina sof egilishda emas, ko'ndalang egilishda ham qo'llash mumkin.

Bu formuladagi M - kuchlanish topilayotgan kesimga tegishli eguvchi moment bo'lib, uning qiymatini eguvchi momentlar epyurasidan olinadi.

17.3. Tekis kesimlarning qarshilik momentlari

Balka ko'ndalang kesimidagi eng katta cho'zuvchi va siquvchi normal kuchlanishlar neytral o'qdan eng uzoqda joylashgan nuqtalarida hosil bo'ladi, ularning qiymati esa (17.4) formulaga $y = y_{\max}$ qo'yish bilan topiladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{I_x} y_{\max} = \frac{M}{\frac{I_x}{y_{\max}}}$$

Bu ifodaning maxrajidagi nisbat ko'ndalang kesim yuzining neytral o'qqa nisbatan qarshilik momentidir:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}}. \quad (17.5)$$

Buni etiborga olsak, yuqoridagi ifoda bunday yoziladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_x}. \quad (17.6)$$

Qarshilik momenti ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikalaridan biri bo'lib, uning miqdori egilishda balkalarning mustahkamligini aniqlaydi.

Endi turli shakldagi ko'ndalang kesim yuzalarining balkaning neytral o'qiga nisbatan qarshilik momentlarini hisoblaymiz.

17. To'g'ri to'rtburchak. To'g'ri to'rtburchak asosi b va balandligi h bo'lsin, qarshilik momentini uning markaziy o'qi ox ga nisbatan hisoblaymiz.

To'g'ri to'rtburchakning markaziy o'qiga nisbatan olingan inerstiya momenti bizga ma'lum bo'lgan $J_x = \frac{bh^3}{12}$ formula bilan aniqlanadi.

$y_{\max}$ esa to'g'ri to'rtburchak holida $\frac{h}{2}$ ga teng bo'ladi.

Demak, formulaga asosan:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12} : \frac{h}{2} = \frac{bh^2}{6}$$

bo'ladi. Demak,

$$W_x = \frac{bh^2}{6} \text{ va } W_y = \frac{b^2h}{6}. \quad (17.7)$$

2. Kvadrat. Kvadrat tomonlari teng bo'lgan to'g'ri to'rtburchak bo'lgani uchun $b=h=a$ bo'ladi. bu qiymatlarni (17.10) formulaga qo'ysak,

$$W_y = \frac{a^3}{6} \quad (17.8)$$

bo'ladi.

3. Doira. Yuqorida ko'rib o'tilganlardan ma'lumki, doiraning ekvatorial inerstiya momenti $J_x = \frac{\pi d^4}{64}$ ga teng. $y_{\max}$ esa doira radiusi $r = \frac{d}{2}$ ga teng bo'ladi.

Shunday qilib doiraning ekvatorial qarshilik momentini (17.5) formulaga asosan shunday yozamiz:

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} \cong 0,1d^3 \quad (17.9)$$

4. Xalqa. Xalqaning tashqi va ichki diametrlari tegishlicha D va d bo'lsin, u holda (17.5) formulaga asosan:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} = \frac{\pi D^4(1-c^4) \cdot 2}{64 \cdot D} = \frac{\pi D^3}{32}(1-c^4) \cong 0,1D^3(1-c^4) \quad (17.10)$$

bunda $c = \frac{d}{D}$ ga teng.

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

Nazorat savollari

1. Egilish deformastiyasining asosiy xususiyati nimada?
2. Tekis egilishning mohiyatini tushuntiring.
3. Sof egilish nima?
4. Ko'ndalang egilishni qanday tushunasiz?
5. Egilishdagi neytral qavat va neytral o'q haqida nimalarni bilasiz?
6. Egilishdagi hisoblarda tekis kesimlar gipotezasini tadbiq qilish nimaga asoslaniladi?
7. Egilishdagi hisoblarda ko'ndalang kuch va eguvchi momentlar epyuralari nima uchun zarur bo'ladi?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar

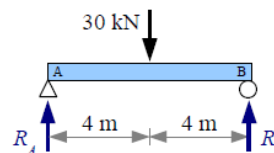
[19] 58 bet

Example #2

Calculate the reaction forces R_A and R_B for a beam with a 30 kN load at the midspan.

Solution Divide the total load by 2 to obtain the reaction forces,

$$R_A = R_B = \frac{P}{2} = \frac{30 \text{ kN}}{2} = 15 \text{ kN}$$



18 - MA'RUZA

Mavzu: Balkalarni normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.

REJA:

18.1. Balkalarni normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash.

18.3. Uch xil masalalardan namunalar.

18.1. Balkalarni normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlikka hisoblash

Balka mustahkam bo'lishi uchun uning xavfli kesimida hosil bo'luvchi maksimal normal kuchlanishlar balka materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan ortib ketmasligi kerak.

Agar balka cho'zilish va siqilish uchun bir xilda qarshilik ko'rsatuvchi materiallardan yasalgan va kesim shakli neytral o'qqa nisbatan simmetrik (18.1 - shakl, a dagi kabi) bo'lsa, balkaning mustahkamlik sharti (1.6) formula asosida bunday yoziladi:

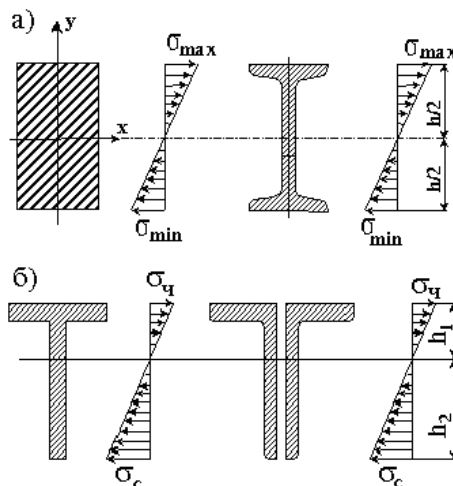
$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq [\sigma] \quad (18.1)$$

bunda $M_{\max}$ - balka xavfli kesimidagi eguvchi moment; $[\sigma]$ - balka materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

Agar balka materiali cho'zilish va siqilish uchun har xil qarshilik ko'rsatadigan, chunonchi, mo'rt materiallardan yasalgan bo'lsa va kesim shakli neytral o'qqa nisbatan

nosimmetrik bo'lsa (18.4 - shakl, b), balka cho'ziluvchi va siqiluvchi zonalar uchun alohida - alohida tekshirilishi kerak:

$$\begin{aligned}(\sigma_t)_{\max} &= \frac{M_{\max}}{W_1} \leq [\sigma_t], \\ (\sigma_c)_{\max} &= \frac{M_{\max}}{W_2} \leq [\sigma_c],\end{aligned}\quad (18.2)$$



18.1 - shakl

bunda σ_{ch} - cho'zilishdagi normal kuchlanish; σ_s - siqilishdagi normal kuchlanish.

(18.12) formulada keltirilgan qarshilik momentlari quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi (18.4 - shakl, b):

$$W_1 = \frac{J_x}{h_1} \text{ va } W_2 = \frac{J_x}{h_2}$$

Balkaning mustahkamlik sharti (18.4) ga muvofiq, quyidagi uch xil masala hal qilinishi mumkin:

1. Agar balkaga qo'yilgan kuchlar va balkaning ko'ndalang kesim o'lchamlari ma'lum bo'lsa, xavfli kesimlarning eng katta kuchlanishlari topilib, balkaning mustahkamligi tekshiriladi:

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \pm \frac{M_{\max}}{W_x}. \quad (18.3)$$

Bu kuchlanishlar balka materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishdan $\pm 5\%$ gina farq qilishi mumkin, aks holda balkaning mustahkamligi yoki materialning tejalishi ta'minlanmay qoladi.

18. Agar balka materiali va ko'ndalang kesim o'lchamlari ma'lum bo'lsa, balka ko'tara oladigan kuchni topish mumkin bo'ladi. (18.1) formula asosida $M_{\max}$ ni hisoblash kerak:

$$M_{\max} \leq [\sigma] \cdot W_x \quad (18.4)$$

Xavfli kesimning eguvchi momenti $M_{\max}$ ni balkaga qo'yilgan kuchlar bilan bolab, qo'yilishi mumkin bo'lgan tashqi kuchlar aniqlanadi.

3. Agar balka materiali va unga qo'yilgan kuchlar ma'lum bo'lsa, balkaning mustahkamligini ta'minlovchi ko'ndalang kesimni tanlash va uning o'lchamlarini topish uchun (18.11) formuladan zarur qarshilik momentini aniqlash kerak:

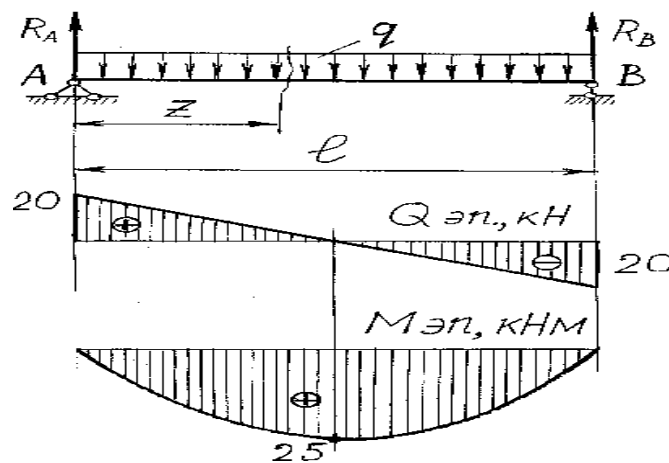
$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]}. \quad (18.5)$$

Topilgan qarshilik momenti bo'yicha kesimning shakliga qarab, yuqoridagi formulaga shu shakl qarshilik momentining geometrik ifodasi qo'yiladi va undan kerakli o'lchamlar aniqlanadi. Agar balka prokat po'latdan yasalgan bo'lsa (18.5) formuladan hosil bo'lgan qarshilik momenti W_x ning qiymatiga ko'ra balkaning ko'ndalang kesim o'lchamlari GOST jadvalidan olinadi (qo'shtavr, shveller va boshqalar).

18.5. Uch xil masalalardan namunalar

18.1 - masala. Ikki tayanchda yotgan va $q=8$ kN/m yoyilgan kuch ta'sir qilayotgan to'g'ri to'rtburchak kesimli qaraay balkaning (1.2 –shakl) mustahkamligi tekshirilsin. Balkaning uzunligi $\ell = 5$ m, ko'ndalang kesimining o'lchamlari: $v=18$ sm, $h = 30$ sm, ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma] = 10$ MPa.

Echish. Balka simmetrik yuklangani uchun



18.2 - shakl.

$$R_A = R_B = \frac{ql}{2} = \frac{8 \cdot 5}{2} = 20 \text{ kH}.$$

Balka kesimlaridagi ichki kuchlar: ko'ndalang kuch (Q) va eguvchi moment (M) qiymatlarini kesish usulida topamiz.

$$0 \leq Z \leq \ell = 5 \text{ m}$$

$$Q = R_A - qz = 20 - 8z$$

$$M = R_A \cdot Z - qz \frac{z}{2}$$

$$Z=0 \text{ da } Q=20 \text{ kN}; \quad M=0$$

$$Z=5 \text{ m da } Q=-20 \text{ kN}; \quad M=0$$

$Q=0$ kesim absstissasini topamiz: $20 - 8z = 0$

$$z = \frac{20}{8} = 2,5 \text{ m}.$$

$$Z=2,5 \text{ m da } M_{\max} = \frac{ql^2}{8} = 25 \text{ kHm}$$

Hisob natijalari asosida ko'ndalang kuch va eguvchi momentlar epyuralarini quramiz. Keyingi epyuradan xavfli kesim uchun

$$M_{\max} = 25 \text{ kNm}$$

Balka to'g'ri to'rtburchak kesimining qarshilik momenti

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{18 \cdot 30^2}{6} = 2700 \text{ cm}^3.$$

Xavfli kesimdagi maksimal normal kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{25}{2700} \cdot 10^3 = 9,3 \text{ MPa}$$

Bu erda 10^3 - o'lchov birliklarni kelishtiruvchi koeffitsient.

Ko'ramizki, $\sigma_{\max} = 9,3 \text{ MPa} < [\sigma] = 10 \text{ MPa}$.

Demak, balka mustahkamligi ta'minlangan.

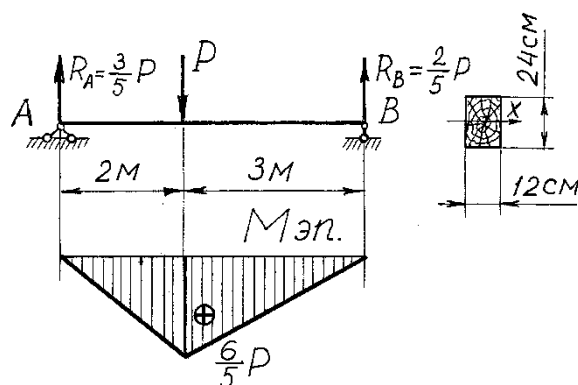
18.18.- masala. To'g'ri to'rtburchak kesimli balkaga **18.3** - shakldagidek qo'yiladigan kuch kattaligi topilsin. Ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma] = 10 \text{ MPa}$.

Echish. Balkadagi ruxsat etilgan eguvchi momentni egilishdagi mustahkamlik sharti **18.11** - asosida hisoblaymiz.

$$M_{\max} \leq W_x [\sigma] = \frac{bh^2}{6} [\sigma] = \frac{12 \cdot 24^2}{6} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 11,52 \text{ kNm}$$

Bu erda 10^3 - o'lchov birliklarni muvofiqlashtiruvchi koeffitsient.

Balkaga qo'yilishi mumkin bo'lgan to'plangan kuch qiymatini topish uchun eng katta eguvchi moment va qo'yilayotgan kuch orasidagi munosabatni aniqlash lozim.



18.3 - shakl.

Buning uchun esa eguvchi momentlar epyurasini quramiz. Undan $M_{\max} = \frac{6}{5} P$.

Ushbu ifodani yuqoridagi kattalik bilan solishtirsak:

$$M_{\max} = \frac{6}{5} P \leq 11,52 \text{ kNm}$$

Bundan $P \leq \frac{5 \cdot 11,52}{6} \approx 9,6 \text{ kN}$

18.3-masala. **18.2** - shakldagidek yuklangan balka uchun $\ell = 1,6 \text{ m}$; $q\ell = 100 \text{ kN}$ bo'lsa, qo'shtavr kesim tanlansin. Ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$.

Echish. Eng katta eguvchi moment qiymati

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} = \frac{ql \cdot l}{8} = \frac{100 \cdot 1,6}{8} = 20 \text{ kNm}.$$

Balka kesimining zarur qarshilik momenti (**18.5**) asosida

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{20 \cdot 10^3}{160} = 125 \text{ cm}^3.$$

Sortamentlar jadvalidan bunga xos qo'shtavr №18 bo'lib, uning uchun $W'_x = 143 \text{ cm}^3$.

Unda kuchlanishlar farqi

$$\frac{W_x - W'_x}{W'_x} \cdot 100 = \frac{125 - 143}{143} \cdot 100 = -12,6\% (\text{kamligi}).$$

Ushbu kattalikning ± 5 foizidan ortmasligi tavsiya etiladi. (Bundan oldingi qo'shtavr №16 uchun $W''_x = 109 \text{ cm}^3$ bo'lib, kuchlanishning ko'pligi 14,68 foizni tashkil etadi - xavfli).

Nazorat savollari

1. Balka ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanishlar qanday taqsimlanadilar?
2. Egilishdagi bikrlilik nima?
3. Kesimning o'qqa nisbatan qarshilik momenti nimani anglatadi? Uning o'lchamlari qanday?
4. Balka ko'ndalang kesimining ixtiyoriy nuqtasidagi normal kuchlanish qanday topiladi?
5. To'g'ri to'rtburchak, doira va xalqasimon kesimlar qarshilik momentlari formulalarini keltirib chiqaring?

19– MA'RUZA

Mavzu: Ko'ndalang egilishda kuchlanishlarni aniqlash va mustahkamlikka hisoblash

REJA:

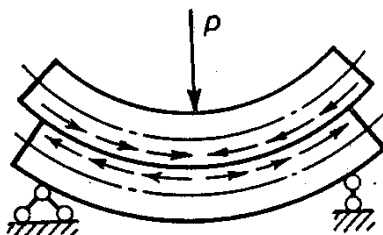
- 19.1. Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash. D.I. Juravskiy formulasi.
- 19.2. To'g'ri to'rtburchak kesimda urinma kuchlanishlarning taqsimlanishi.
- 19.19. Qo'shtavr kesimda urinma kuchlanishlarning taqsimlanishi.
- 19.4. Balkalarning mustahkamligini urinma kuchlanishga tekshirish.
- 19.5. Egilishdagi potentsial energiya.

19.1. Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash

Sof egilish holatida balkalarning kesimlarida faqat eguvchi moment hosil bo'lishini qayd qilgan edik. Endi balkaning ko'ndalang egilishini tekshiramiz. Bu holda balkaning ko'ndalang kesimlarida eguvchi moment bilan birga kesuvchi kuch ham hosil bo'lishini ko'rgan edik. Balka kesimlaridagi eguvchi moment ta'siridan shu kesimlarda (19.4) formula yordamida topiladigan normal kuchlanishlar hosil bo'ladi. Balkaning kesimlaridagi kesuvchi kuchlar esa shu kesimda urinma kuchlanish hosil

qiladi. Urinma kuchlanishlarning juftlik qoidasiga ko'ra bunday urinma kuchlanishlar balkaning neytral qavatiga parallel bo'lgan kesimlarda ham hosil bo'ladi degan qarorga kelamiz.

Keyingi mulohazani quyidagi oddiy tajriba tasdiqlaydi.



19.1 – shakl.

Ikkita mustaqil brusni ikki tayanchga ustma – ust qo'yib, uning o'rtasiga qo'yilgan R kuch bilan egamiz (19.1 - shakl). Bu holda har qaysi brus mustaqil ravishda egilib, oqibatda ularning ustki tolalari siqiladi, pastki tolalari esa cho'ziladi, bunda ulardagi kesim ko'ndalang kesim tekisligi sinib, pog'onali tekislikka aylanadi. Bu hol bruslarning bir - biriga nisbatan bo'ylama tomonga qarab siljishidan dalolat beradi. SHu ikki brus yaxlit bo'lsa uning uchlariga tegishli kesimlar pog'ona hosil qilmaydi. Bu tajribadan ravshan ko'rinadiki, balkaning bo'ylama tekisliklari yuzida hosil bo'ladigan zo'riqish kuchlari bo'ylama siljishga qarshilik ko'rsatadi. SHaklda bu zo'riqish kuchlari strelka bilan ko'rsatilgan (19.1 - shakl). Bunday bo'ylama siljishlar ayniqsa yog'och balkalarning egilishida yaqqol namoyon bo'ladi, chunki yog'och balka bo'ylama yorilishiga zaif qarshilik ko'rsatadi. SHuning uchun ham ular yemirilishdan oldin bo'yiga qarab yoriladi. Egilgan balkalarning kesimlarida urinma kuchlanishlarning paydo bo'lishiga qanoat hosil qilgandan keyin ularning miqdori va kesim yuzasi bo'yicha taqsimlanish qonunlarini aniqlashga kirishamiz. Buning uchun eni uncha keng bo'lmagan to'g'ri to'rtburchak kesimli oddiy balkani ko'rib chiqamiz (19.2 – shakl, a). Bu masalani tekshirishda quyidagi ikki gipotezani qabul qilamiz:

1) Ko'ndalang kesimda hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlar kesuvchi kuchga parallel yo'nalgan bo'ladi.

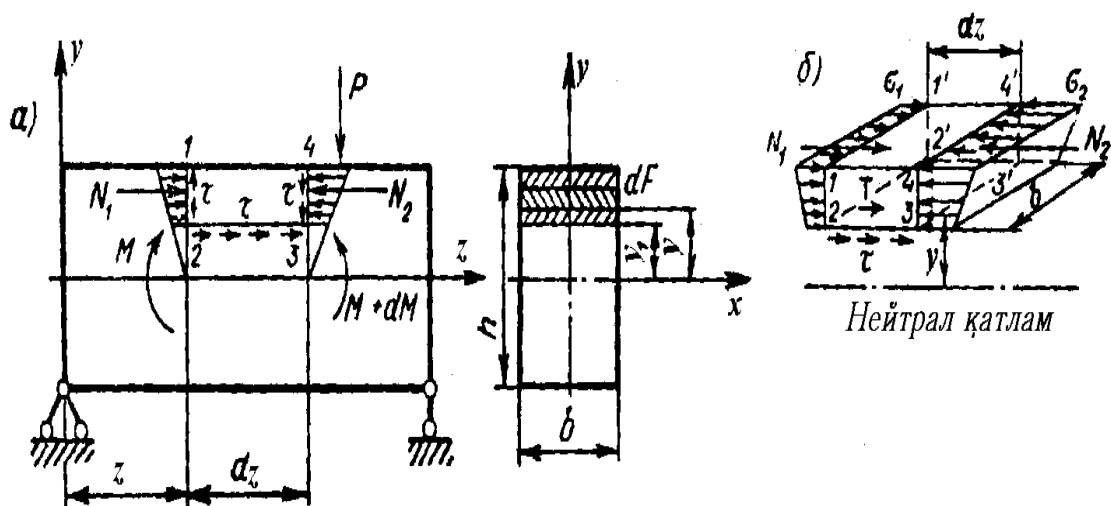
2) Ko'ndalang kesimning neytral o'qidan teng masofada turgan barcha nuqtalarning urinma kuchlanishlari teng, ya'ni ular ko'ndalang kesim eni bo'yicha tekis taqsimlanadi.

Balkadan uzunligi dz , eni balka eniga teng bo'lgan 1-2-3-4 element ajratamiz (19.2 – shakl,b).

Bu element tomoniga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi: elementning 1,2,2',1' tomonida normal σ_1 kuchlanish hosil bo'lib, uning qiymati (19.4) formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_1 = \frac{M}{J_x} y, \quad (a)$$

bunda M birinchi, yahni (1-2) kesimdagi eguvchi moment. Bundan tashqari yana shu kesimga hozircha noma'lum bo'lgan urinma kuchlanish ta'sir qiladi. Balkaning eni tor bo'lsa, urinma kuchlanish bu kenglikda tekis taqsimlanadi (2-gipotezaga asosan). Bu gipoteza Juravskiy tomonidan kiritilgan.



19.2 – shakl.

Bu urinma kuchlanish 1-2 kesimda hosil bo'ladigan kesuvchi kuch ta'sirida qo'zg'aladi. Elementning 344'3' tomoniga (19.4) formula bilan aniqlanadigan σ_2 normal kuchlanish ta'sir qiladi:

$$\sigma_2 = \frac{M + dM}{J_x} \cdot y;$$

bunda $M + dM$ ikkinchi, ya'ni 3-4 kesimdagi, eguvchi moment. Bu kesimda ham kesuvchi kuchdan hosil bo'ladigan urinma kuchlanish qo'zg'aladi. Ajratilgan elementning 322'3' tomoniga faqat urinma kuchlanish ta'sir etadi; bu kuchlanishning qiymati shu elementning vertikal tomoniga ta'sir qilgan urinma kuchlanishga teng bo'lib, unga teskari yo'naladi (urinma kuchlanishlarining juftlik qonuniga binoan). Endi ajratilgan elementga oid muvozanat tenglamasini yozish uchun, unga ta'sir qilgan zo'riqish kuchlarini hisoblab olamiz. Ajratilgan elementning 233'2' tomoniga ta'sir qilgan urinma zo'riqish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi $T = \tau \cdot b \cdot dz$ ga teng. 122'1' tomoniga ta'sir qilgan normal zo'riqish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi esa

$$N_1 = \int_{F_{a\kappa}} \sigma_1 \cdot dF.$$

Xuddi shuningdek, elementning 344'3' tomoniga ta'sir qilgan normal zo'riqish kuchlarining teng ta'sir etuvchisi quyidagicha bo'ladi:

$$N_2 = \int_{F_{a\kappa}} \sigma_2 dF.$$

Integral ko'ndalang kesim tekisligidan ajratilgan yuza 122'1' yoki 344'3' yuza bo'yicha olinishi kerak. Endi $\sum Z = 0$ proektsiya tenglamasini tuzamiz:

$$N_1 - N_2 + T = 0$$

yoki

$$\int_{F_{a\kappa}} \sigma_1 dF - \int_{F_{a\kappa}} \sigma_2 dF + \tau b dz = 0.$$

Bu tenglamadagi normal σ_1 va σ_2 kuchlanishlarning qiymatlarini (a) va (b) ifodadan keltirib qo'yamiz:

$$\frac{M}{J_x} \int_{F_{a\kappa}} y dF - \frac{M + dM}{J_x} \int_{F_{a\kappa}} y dF + \tau \cdot b \cdot dz = 0.$$

Bu tenglamadagi $\int_{F_{a\kappa}} y dF = S_x^{a\kappa}$ ko'ndalang kesimdan ajratilgan 121'2' yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

Demak:

$$\frac{S_x^{a\kappa}}{J_x} (M - M - dM) + \tau b dz = 0$$

bo'ladi, bunda dM balkaning dz uzunligidan eguvchi momentning orttirmasidir. SHunday qilib,

$$S_x^{a\kappa} \frac{dM}{J_x} = \tau b dz.$$

Demak,

$$\tau = \frac{dM}{dz} \cdot \frac{S_x^{a\kappa}}{b J_x}$$

bo'ladi. Bu formuladagi $\frac{dM}{dz} = Q$ bo'lganligidan

$$\tau = \frac{Q \cdot S_x^{a\kappa}}{b J_x} \quad (19.1)$$

kelib chiqadi, bunda τ - ko'ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanish; Q – tekshirilayotgan ko'ndalang kesimdagi kesuvchi kuch; $S_x^{a\kappa}$ - ko'ndalang kesimdan urinma kuchlanish topiladigan qatlamdan yuqorida qolgan yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momenti; b – urinma kuchlanish topiladigan qatlamdagi ko'ndalang kesimning eni; J_x – ko'ndalang kesimning inertiya momenti.

Bu formulani **Juravskiy formulasi** (1855 y.) deb ataladi.

19.2. To'g'ri to'rtburchak kesimda urinma kuchlanishlarning taqsimlanishi

To'g'ri to'rtburchakli ko'ndalang kesimning balandligi bo'yicha urinma kuchlanishning taqsimlanish qonunini tekshiramiz (19.3 – shakl, a).

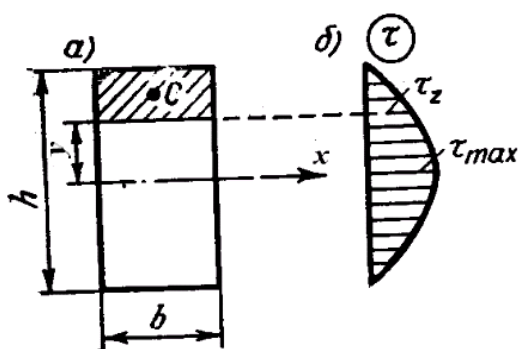
Urinma kuchlanish faqat $S_x^{a\kappa}$ ga bog'liq bo'lib, har bir kesim uchun Q , b va J_x

miqdorlari o'zgarmas son ekanligi (19.1) formuladan ko'rinib turibdi; bunda $J_x = \frac{bh^3}{12}$

ga teng. Binobarin, urinma kuchlanish topilishi kerak bo'lgan nuqtadan yuqorida joylashgan yuzaning neytral o'qqa nisbatan statik momentini aniqlanadi (19.3 – shakl, a) bunda

$$S_x^{a\kappa} = F_{a\kappa} \cdot y_c$$

$$y_c = y + \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} - y \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + y \right).$$



19.3 – shakl.

Demak, $S_x^{a\kappa} = b \left(\frac{h}{2} - y \right) \cdot \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + y \right) = \frac{b}{2} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)$

bo'ladi. Bu formula parabola tenglamasidir.

Urinma kuchlanish formulasini yozamiz:

$$\tau_z = \frac{Qb \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right) \cdot 12}{bh^3 \cdot 2b} = \frac{6Q}{bh^3} \left(\frac{h^2}{4} - y^2 \right)$$

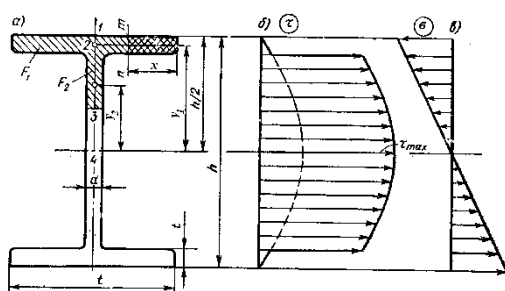
Bu formuladan ko'rinadiki, o'zgaruvchi miqdor y ikkinchi darajali bo'lganligi uchun τ kesim balandligi bo'yicha parabola qonuni bilan o'zgaradi.

τ epyurasini chizamiz:

$$y = \pm \frac{h}{2} \text{ bo'lganda } \tau = 0 \text{ va } y = 0 \text{ bo'lganda } \tau = \frac{3Q}{2F}.$$

Urinma τ kuchlanishning epyurasi 19.3 – shakl, b da ko'rsatilgan. Eng katta urinma kuchlanish neytral o'q ustidagi nuqtalarda bo'lib, uning qiymati quyidagi formuladan topiladi:

$$\tau_{\max} = \frac{3Q_{\max}}{2F} \quad (19.2)$$



19.4-шакл.

19.19. Qo'shtavr kesimda urinma kuchlanishlarning taqsimlanishi

Qo'shtavr kesimlar uchun urinma kuchlanishlarning kesim balandligi bo'ylab o'zgarishini ham (19.1) formulaga asoslanib topamiz (19.4 – shakl,a). Qo'shtavr devorida neytral o'qdan y masofada joylashgan biror 3 – nuqtaning urinma kuchlanishini aniqlaymiz:

$$\tau_3 = \frac{Q \cdot S_3^{a\kappa}}{bJ_x} \quad (a)$$

Bu holda (a) formuladagi v qo'shtavr devorining qalinligi d ga teng bo'ladi. 3 – nuqtadan yuqorida qolgan kesimning yuzi shaklda shtrixlangan. Bu yuzaning kesim neytral o'qiga nisbatan statik momenti $S_3^{a\kappa}$ quyidagicha aniqlanadi (19.4 – shakl,a).

$$S_3^{a\kappa} = F_1 h_1 + F_2 h_2$$

bunda F_1 – gorizontal tokchaning yuzi; F_2 – devorning 3 – nuqta sathidan yuqoridagi yuzi;

h_1 – ko'ndalang kesimning neytral o'qidan tokcha yuzining og'irlik markazigacha bo'lgan masofa; h_2 – devordan ajratilgan yuzaning og'irlik markazigacha bo'lgan masofasi.

Qo'shtavr shaklidagi kesim balandligi bo'yicha urinma kuchlanishning o'zgarishi 19.4 – shakl, b da ko'rsatilgan. Bunday kesimlar uchun ham urinma kuchlanish umuman (19.1) formuladan aniqlanadi. Dastavval qo'shtavrning neytral o'qidan $\frac{h}{2}-t$ oralikda joylashgan 2 – nuqtaning urinma kuchlanishini topamiz (o'lchamlar shaklda ko'rsatilgan):

$$\tau_2 = \frac{QS_2^{ax}}{bJ_x} = \frac{QF_1h_1}{bJ_x},$$

bundagi F_1 – qo'shtavr tokchasining yuzi, h_1 – tokcha yuzining og'irlik markazidan neytral o'qqacha bo'lgan masofa.

Bu formula qo'shtavrning tokchasida olingan 2 nuqtadagi urinma kuchlanishlar uchun quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\tau_2 = \frac{Qtb \cdot \frac{1}{2}(h-t)}{bJ_x} \text{ yoki } \tau_2 = \frac{Qt(h-t)}{2J_x}$$

bunda τ_2 – nuqta tokchaga taalluqli bo'lganligidan urinma kuchlanish.

Tokchaning eni v o'rniga devor eni d qo'yilganda 2 – nuqta devorga taalluqli bo'ladi va bu nuqta sathidagi urinma kuchlanishlarni τ'_2 harfi bilan belgilasak:

$$\tau'_2 = \frac{Qt \cdot b \cdot \frac{1}{2}(h-t)}{J_x d} = \frac{Qb \cdot t(h-t)}{2J_x \cdot d}$$

Urinma kuchlanish kesim balandligi bo'yicha parabola qonuni bilan o'zgaradi. 1 – nuqtada urinma kuchlanishlar nolga teng bo'ladi, chunki bu sathda kesim yuzi cheklanib, undan yuqorida yuza qolmaydi va $S=0$ bo'ladi.

Agar kesim shakli qo'shtavr tokchasining eniga teng to'g'ri to'rtburchakdan iborat bo'lsa, urinma kuchlanish punktir chiziq bilan ko'rsatilgan parabola qonuni bilan o'zgargan bo'lar edi. Ammo kesim qo'shtavr bo'lganligidan bu parabola tokchadan devorga o'tadigan chegarada o'ng tomonga qarab $\frac{b}{d}$ marta ortiq miqdorda suriladi va sidiq'a chiziq bilan ko'rsatilgan parabola holatini oladi (19.4 – shakl, b). Chunki 2 – nuqta devorga tegishli bo'lganda (a) formuladagi v o'rniga d qo'yiladi, qolgan miqdorlar o'zgarmay qoladi.

Maksimal urinma kuchlanish kesimning neytral o'qi ustida hosil bo'ladi, uning qiymati esa quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\tau_4 = \tau_{\max} = \frac{Q}{2J_x} \cdot \left[\frac{b}{d} \cdot t(h-t) + \left(\frac{h}{2} - t^2 \right) \right]. \quad (19.3)$$

Qo'shtavr kesim uchun ham normal kuchlanish diagrammasi to'g'ri chiziq qonuni bilan o'zgaradi. Agar normal va urinma kuchlanish diagrammalarini taqqoslab qarasak, quyidagi xulosa kelib chiqadi: urinma kuchlanish maksimal qiymatga erishgan nuqtalarda normal kuchlanishlar nolga teng, normal kuchlanish maksimal qiymatga erishgan nuqtalarda esa urinma kuchlanishlar nolga tengdir.

19.4. Balkalarning mustahkamligini urinma kuchlanishga tekshirish

Balka urinma kuchlanishga puxta qarshilik ko'rsatishi uchun unda hosil bo'ladigan maksimal urinma kuchlanish balka materiali uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan ortib ketmasligi kerak.

Bahzi materiallar urinma kuchlanishga zaif qarshilik ko'rsatadilar. Masalan, yog'ochdan yasalgan balka sinishdan oldin neytral qavat tekisligi bo'yicha yoriladi, bu hol ana shu qavatdagi tolalarning urinma kuchlanishga bardosh bera olmasligi tufayli vujudga keladi. Bunday balkalarning urinma kuchlanishga mustahkamligini albatta tekshirib ko'rish talab qilinadi. SHunday qilib, balkaning urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_{\max}}{b J_x} \leq [\tau], \quad (19.4)$$

bunda $S_{\max}$ – ko'ndalang kesimning neytral o'qi yuqorisidagi yoki pastidagi yuzaning mazkur o'qqa nisbatan statik momenti; $[\tau]$ – material uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

Nazorat savollari

1. Egilishdagi urinma kuchlanish formulasini chiqarishda qanday gipotezalar qabul qilinadi?
2. Balkaning ko'ndalang kesim balandligi bo'yicha urinma kuchlanish qanday qonun bilan taqsimlanadi?
3. To'g'ri to'rtburchakli kesimda maksimal urinma kuchlanish qanday formula bilan topiladi?
4. Balkalarning urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti qanday yoziladi?
5. Balkalarning urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamligini qanday hollarda albatta tekshirish kerak?
6. Balka ko'ndalang kesimlarida normal va urinma kuchlanishlarning taqsimlanish epyuralarini taqqoslang.
7. Plastik materiallardan yasalgan balkalarning normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti qanday yoziladi?
8. Mo'rt materiallardan yasalgan balkalarning mustahkamlik sharti qanday ifodalanadi?
9. Egilishdagi mustahkamlik sharti yordamida hal qilinadigan uch xil masalani tushuntirib bering.
10. Balkalarning mustahkamligi qanday tekshiriladi?
11. Balkaga qo'yish mumkin bo'lgan xavfsiz kuch kattaligi qanday topiladi?
12. Balkalar uchun kesim tanlash qanday bajariladi?
119. Egilishdagi potentsial energiya qanday formula yordamida topiladi?

14. Sof egilishda deformatsiyaning potentsial energiyasi nimaga teng?
15. Balkadagi maksimal eguvchi moment qanday topiladi?
16. Ko'ndalang kesimi nosimmetrik bo'lgan balkaning mustahkamligi qanday tekshiriladi?
17. Deformatsiyaning potentsial energiyasi nima?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar
[19] 80 bet

Example #5

A round 1.5 cm diameter rod is loaded in bending with a point load of 300 N at the midspan. Calculate the shear stress at the neutral axis. Report the result in MPa.

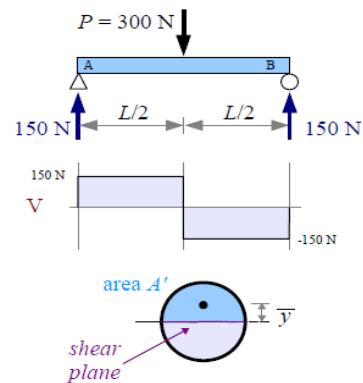
Solution The loading is symmetrical, so the reaction forces equal half the applied load: $R_A = R_B = \frac{300 \text{ N}}{2} = 150 \text{ N}$. Draw the shear diagram to find the maximum shear load, $V_{\max} = R_A = 150 \text{ N}$.

From the Appendix, the centroid of area A' is at $\bar{y} = \frac{4r}{3\pi}$ where r is the radius of the circle. Substitute diameter for radius, and $\bar{y} = \frac{2d}{3\pi}$.

Area A' is half the area of the circle: $A' = \frac{1}{2} \pi \frac{d^2}{4} = \frac{\pi d^2}{8}$.

Calculate $Q = \bar{y} A' = \frac{2d}{3\pi} \frac{\pi d^2}{8} = \frac{d^3}{12}$. The moment of inertia of a circle is $I = \frac{\pi d^4}{64}$, and the thickness of the beam at the shear plane is d .

Combine terms to find shear stress, $\tau = \frac{VQ}{It} = \frac{V}{12} \frac{d^3}{\pi d^4} \frac{64}{d} = \frac{16V}{3\pi d^2} = \frac{16 \cdot 150 \text{ N}}{3\pi (1.5 \text{ cm})^2} \left| \frac{\text{MPa m}^2}{10^6 \text{ N}} \right| \left| \frac{(100 \text{ cm})^2}{\text{m}^2} \right| = 1.13 \text{ MPa}$



19 – Ma’ruza (davomi)

Mavzu: Egilishda ko’chishlarni aniqlash. Balka egilgan o’qining differentsial tenglamasi va uni integrallash

REJA:

19.1. Umumiy tushunchalar

19.2. Balka egilgan o’qining differentsial tenglamasi va uni integrallash

19.1 Umumiy tushunchalar

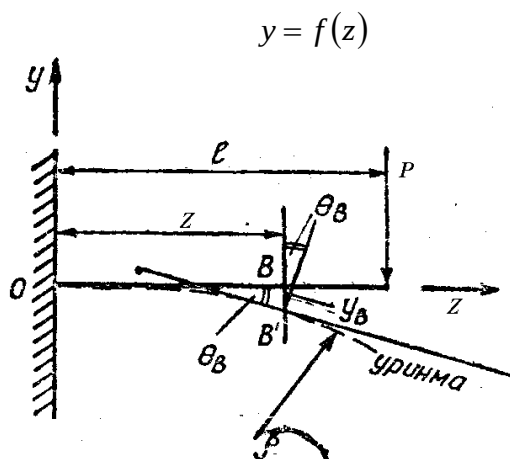
Balkaga qo’yilgan tashqi kuchlar ta’sirida uning to’g’ri chiziqli o’qi qiyshayadi. Balkaning qiyshaygan o’qi *egilgan o’q* yoki *elastik chiziqliq* deb ataladi.

Egilish deformastiyasi egilgan balka ko’ndalang kesimining ikki xil ko’chishi: salqilik va ogish burchag. Ko’ndalang kesim ogirlik markazining balka o’qiga tik (perpendikulyar) yo’nalishda ko’o’chishi y_B *salqilik* deb ataladi.

Balka ko’ndalang kesimining deformastiyagacha va deformastiyadan keyingi vaziyatlari orasida hosil bo’lgan burchak θ_B mazkur kesimning ogish burchagi deb ataladi.

Ba’zan uni kesim o’qining dastlabki vaziyatiga nisbatan buriladigan burchak Θ_V orqali ham ifodalanadi. (19.1- shakl)

Balkaning ixtiyoriy kesimlarida salqilik har xil yuz beradi, chunki z funkstiyasi hisoblanadi. Elastik chiziqliqning umumiy holdagi tenglamasi:



19.1- shakl

Matematikadan ma’lumki, berilgan nuqtada tekis egri chiziqliqqa urinmaning qiyalik burchagi tangensi z bo’yicha birinchi hosilaga teng:

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dz}.$$

Odatda, qurilmalarda θ burchak 1 gradusdan oshmaydi, shuning uchun $\operatorname{tg} \theta \approx \theta$ bu holda

$$\theta = \frac{dy}{dz}. \quad (19.1)$$

Demak kesimning ogish burchagi shu kesimdagi salqilik hosilasi qiymatiga teng. shakl-1dan ko'rinadiki, balka kesimining ogish burchagi urinmaning qiyalik burchagiga mos keladi.

Balkalar deformastiyasini aniqlashning quyidagi usullari bor: a) analitik usul; b) grafik usul; v) grafoanalitik usul; g) energetik usul.

19.2. Balka egilgan o'qining differentsial tenglamasi va uni integrallash

Egilishdagi ko'chishlarni aniqlash uchun balka elastik chizigining tenglamasi ma'lum bo'lishi kerak. Balka o'qining egriligini eguvchi moment bilan boglovchi formuladan foydalanamiz:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{(x)}}{EI_x}.$$

bunda: ρ - egrilik radiusi; $M_{(x)}$ – eguvchi moment; EI_x – balkaning bikrligi.

Matematik analizdan chiziqning egrilik formulasi ma'lum:

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dz^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2\right]^3}}.$$

Ifodalarning o'ngdagi qismlarini tenglashtirib, balka elastik chizigining aniq differentsial tenglamasini olamiz:

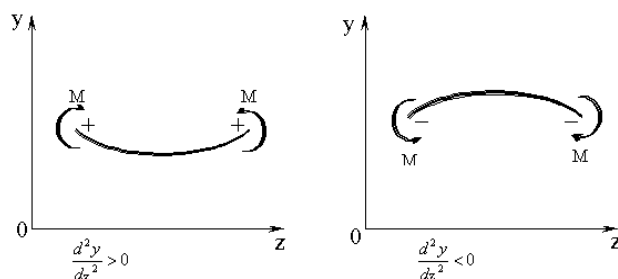
$$\pm \frac{\frac{d^2 y}{dz^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2\right]^3}} = \frac{M_{(x)}}{EI_x}. \quad (19.2)$$

Uzlaksiz kichik qiymat $\left(\frac{dy}{dz}\right)^2$ ni hisobga olmay balka elastik chizigining taqribiy differentsial tenglamasini olamiz: $\pm \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_{(x)}}{EI_x}$.

Ishora qabul qilingan koordinatalar tizimiga qarab tanlanadi. O'q u yuqoriga yo'nalganda tenglama quyidagi ko'rinishda ishlatiladi:

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{M_{(x)}}{EI_x}. \quad (19.3)$$

chunki eguvchi moment va egrilik bir xil ishoralarga ega (19.2- shakl)



19.2- shakl

(19.3) tenglamani bir marta integrallab, ogish burchaklari tenglamasini olamiz:

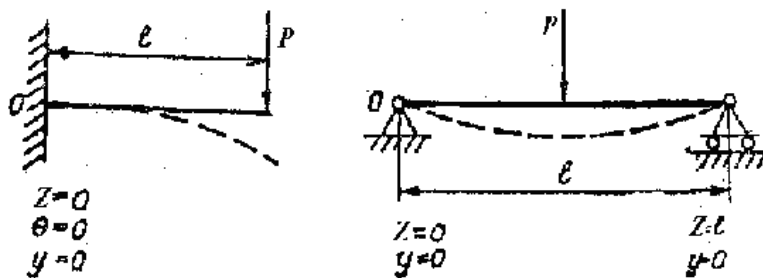
$$\frac{dy}{dz} = \theta = \frac{1}{EI_x} \int M_{(x)} dz + C \quad (19.4)$$

Uni ikkinchi marta integrallab, salqiliklar tenglamasini olamiz:

$$y = \frac{1}{EI_z} \int dz \int M_{(x)} dz + Cz + D, \quad (19.5)$$

bunda: S va D – integrallash doimiylari.

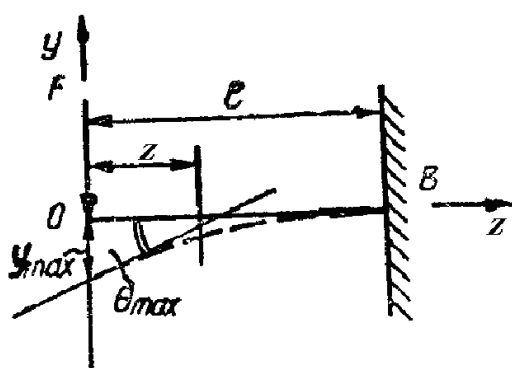
Integrallash doimiylari chegaraviy shartlardan, ya'ni balkaning mahkamlanish shartlaridan aniqlanadi (19.3 - shakl).



19.3 -shakl

Balkalar deformastiyasini aniqlashga oid misollarni ko'rib chiqamiz.

1 – misol. Bir uchi qistirilgan va erkin uchiga to'plangan R kuch qo'yilgan balkaning eng ko'p salqiligini va kesimining ogish burchagini aniqlang (19.4 - shakl).



19.4- shakl

Koordinatalar boshi (0 nuqta) dan z masofadagi kesimdagi eguvchi moment, $M_{(x)} = -P \cdot z$. Balka elastik chizigining differensial tenglamasi:

$$EI_z \frac{d^2 y}{dz^2} = -P \cdot z.$$

Birinchi marta integrallasak.

Ikkinchi marta integrallasak

$EI_x y = -\frac{Pz^3}{6} + Cz + D$. Integrallash doimiylari S va D ni chegaraviy shartlardan aniqlaymiz:

1) $z = \ell$ da $\theta = 0$;

2) $z = \ell$ da $y = 0$.

Birinchi shartdan $C = \frac{Pl^2}{2}$.

Ikkinchi shartdan $-\frac{Pl^3}{6} + \frac{Pl^3}{2} + D = 0$,

bundan $D = -\frac{Pl^3}{3}$.

Kesimlarning ogish burchaklari va salqilik tenglamalari

$$\theta = \frac{1}{EI_x} \left[-\frac{Pz^2}{2} + \frac{Pl^2}{2} \right]; \quad y = \frac{1}{EI_x} \left[-\frac{Pz^3}{6} + \frac{Pl^2}{2} z - \frac{Pl^3}{3} \right].$$

Tenglamalardan ko'rinadiki, θ_{max} va u_{max} balkaning erkin uchida ($z=0$ bo'lganda) yuz beradi

$$\theta_{max} = \frac{Pl^2}{2EI_x} \quad \text{va} \quad y_{max} = \frac{Pl^3}{3EI_x}.$$

Ogish burchagining musbat qiymati kesim soat miliga teskari, manfiy qiymati esa – soat mili yo'nalishida ogishini ko'rsatadi.

Salqilikning manfiy qiymati esa, balka ko'ndalang kesimining ogirlik markazi u o'qqa teskari yo'nalishda, musbat qiymati – u o'q yo'nalishida siljishini ko'rsatadi, $z=0$ da quyidagicha bo'lishini ta'kidlaymiz:

$$C = EI_z \theta_0 \quad \text{va} \quad D = EI_z y_0$$

Bunda: θ_0 va y_0 – koordinatalar boshida kesimning ogish burchagi va salqilik.

Integrallash doimiylarining o'lchamliligi:

S - $\text{KN} \cdot \text{m}^2$ va D - $\text{KN} \cdot \text{m}^{19}$.

2 – misol. q jadallikdagi ogirlik bilan yuklangan bir quloqli balka

(19.5 - shakl) quloqlining o'rtasidagi salqilikni va tayanchlardagi kesimlarning ogish burchaklarini aniqlang.

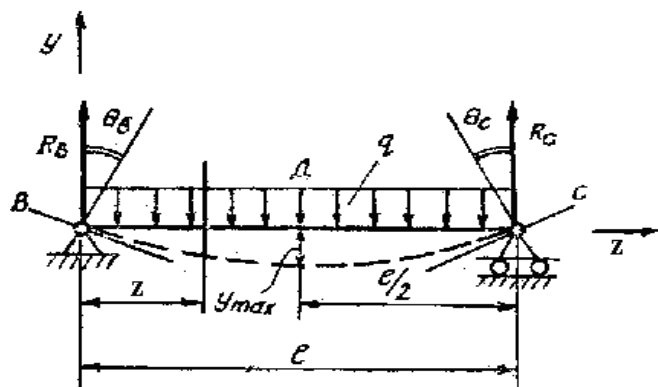
Balkaning tayanch reakstiyalari $R_B = R_C = \frac{ql}{2}$. Koordinatalar boshi (V nuqta) dan z masofada yotgan kesimdagi eguvchi moment

$$M_{(x)} = R_B z - \frac{qz^2}{2} = \frac{qlz}{2} - \frac{qz^2}{2}.$$

Balka elastik chizigining differensial tenglamasi:

$$EI_x \frac{d^2 y}{dz^2} = \frac{qlz}{2} - \frac{qz^2}{2}.$$

Integrallab ushbuni olamiz:



19.5- shakl.

$$EI_x \frac{dy}{dz} = \frac{qlz^2}{2} - \frac{qz^3}{6} + C;$$

$$EI_x y = \frac{qlz^3}{12} - \frac{qz^4}{24} + Cz + D.$$

Integrallash doimiylari S va D ni chegaraviy shartlardan aniqlaymiz:

1) $z=0$ da $y=0$;

2) $z=l$ da $y=0$.

Birinchi shartdan $D=0$.

Ikkinchi shartdan $\frac{ql^4}{12} - \frac{ql^4}{24} + Cl = 0$,

bundan:

$$C = -\frac{ql^3}{24}.$$

Balka kesimining ogish burchaklari va salqiliklar tenglamalari:

$$\theta = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{qlz^2}{4} - \frac{qz^3}{6} - \frac{ql^3}{24} \right],$$

$$y = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{qlz^3}{12} - \frac{qz^4}{24} - \frac{ql^3z}{24} \right].$$

Eng katta salqilik $z=l/2$ da balka qulochining o'rtasida paydo bo'ladi:

$$y_{\max} = \frac{1}{EI_x} \left[\frac{ql^4}{96} - \frac{ql^4}{384} - \frac{ql^4}{48} \right] = -\frac{5ql^4}{384EI_x}.$$

$z=0$ da V tayanchdagi kesimning ogish burchagi:

$$\theta_B = -\frac{ql^3}{24EI_x}.$$

soat mili yurishi yo'nalishida

$z=l$ da tayanch S dagi kesimning ogish burchagi

$$\theta_c = -\frac{ql^3}{24EI_x}.$$

soat mili yurishi yo'nalishiga teskari.

Nazorat savollari

1. Balkaning egilgan o'qi nima?
2. Balka ko'ndalang kesimining salqiligi va ogish burchaklari orasida qanday matematik boglanish mavjud?
3. Differentsial tenglamaning ishoralari qanday qabul qilinadi?
19. Differentsial tenglamani integrallashtirishdan hosil bo'lgan ixtiyoriy o'zgarmaslar qanday topiladi?
5. Integrallashtirish doimiylari qanday shartlardan foydalanib topiladi?

20-MA'RUZA

Mavzu: Deformatsiyalangan sistemalar ustivorligi.

Reja:

- 20.1. Umumiy tushunchalar.
- 20.2. Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler masalasi.
- 20.3. Sterjen uchlarini mahkamlanish usulini kritik kuch formulasiga ta'sir i.

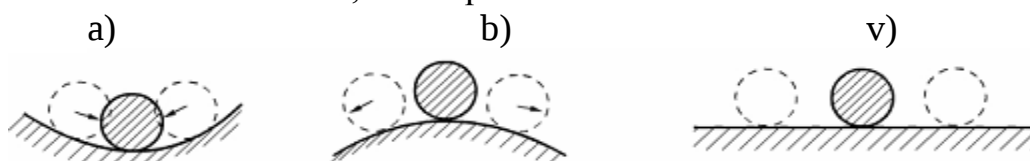
20.1 Umumiy tushunchalar

Har xil tuzilmalar buzilish sabablarini kuzatish shuni ko'rsatadiki tashqi kuchlar ta'sirida tuzilma xavfsiz ishlashi uchun, uning elementlari mustaxkam bo'lishi bilan birga, ularni muvozanat holatida turib ishlashini ham tahminlash kerak bo'ladi.

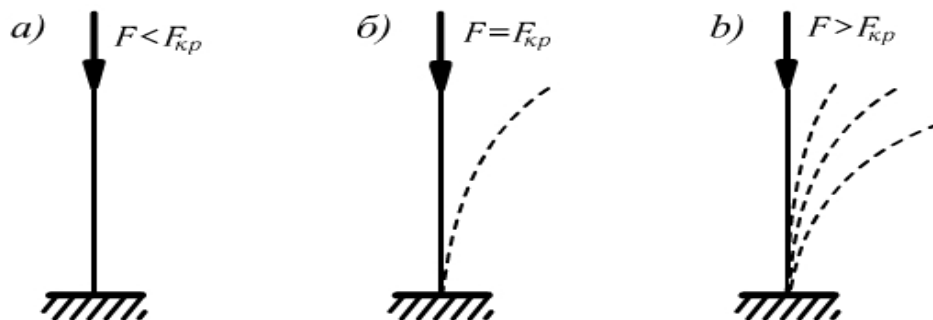
Biz mustahkamlikka hisoblaganimizda har qanday sistema deformatsiya holatida muvozanat holatida bo'ladi deb qabul qilgan edik.

Amalda tashqi kuch bilan ichki kuchlar muvozanatda bo'lmasligi ham mumkin.

Nazariy mexanikaning – qattiq jism mexanikasidan ma'lumki qattiq jism muvozanati uch xil bo'ladi: ustivor, befarq va noustivor.



20.1 –shakl



20.2- shakl

Masalan botiq sirtida yotgan sharning muvozanati ustivor bo'ladi. Agar shar bir oz qo'zg'atilsa, u yana o'zining avvalgi holatiga qaytib keladi. (20.1 –shakl, a)gorizontal tekislikda yotgan shar muvozanati befarq bo'ladi . chunki sharni tekislikning xar bir nuqtasiga qo'ysak ham shu joyda turib kola veradi. (20.1 –shakl, b). Qavariq sirt ustida turgan sharning muvozanati ustivor (turg'un) bo'lmaydi. (20.1 –shakl, v).

Bunga o'xshash misollarni biz deformatsiyalanuvchi elastik sistemalar misolida ham keltirishimiz mumkin. Deformatsiya tashqi kuch miqdoriga bog'liq, shuning uchun elastik sistemalar ustivorligi unga bog'liq bo'ladi.

Yuqoridagi ingichka elastik sterjen ko'ndalang kesimi og'irlik markaziga qo'yilgan siquvchi bo'ylama kuch ta'sirida bo'lsin deylik.

$R < R_{kr}$ bo'lganda sterjenni ko'ndalang kuch ta'sirida uni muvozanat holatidan ozgina og'irib qo'yib yuborsak u avvalgi to'g'ri chiziq muvozanat holatiga qaytib keladi, u bu holda ustivor holatida bo'ladi.

Siquvchi kuchni asta sekin orttirib borsak bu qaytib kelish muddati sekinlasha boshlaydi. Agar $R = R_{kr}$ holatga yetkazsak sterjen egri shaklda bo'ladi lekin, avvalgi to'g'ri chiziq vaziyatga qaytmaydi, lekin u muvozanat holatida bo'ladi. Agar uni to'g'irlab qo'ysak u bu holatda ham muvozanatda bo'ladi. Bu holat befarq muvozanat holatga to'g'ri keladi.

$R > R_{kr}$ sterjen butunlay egilib ustivorligini yo'qotadi.

Ustivor holatdan noustivor holatiga o'tishdagi chegara holati, befarq muvozanat holatiga to'g'ri kelib sterjenning ham to'g'ri chiziqli, ham egri chiziqli holati muvozanatda bo'ladi -shu holatga to'g'ri keluvchi tashqi kuchni – kritik kuch deyiladi yoki, sterjenni avvalgi muvozanat holatini yo'qotish paytidagi tashqi kuch – R_{kr} kritik kuch deyiladi.

Shunga o'xshash misollarni tuzilmalarning boshqa xilidagi elementlarida ham keltirilishimiz mumkin.

Misol: Radial kuchlar ta'siridagi qobiqlar yoki halqasimon tuzilmada $q = q_{kr}$ bo'lganda halqa siqilish bilan birga egilishga ham qarshilik ko'rsatishga majbur bo'ladi.

Bu misollardan shunday xulosa kelib chiqadi shunga o'xshash tuzilmalarni loyihalaganda albatta ularni mustahkamlikka hisoblash bilan birga ustivorligini ham tekshirish kerak ekan.

Demak biz tekshirgan sterjen xavfsiz ishlashi uchun sterjenga qo'yilgan siquvchi kuch R_k dan bir necha marotaba kichik bo'lishi kerak.

$$[P] = \frac{P_{kp}}{K_y} \quad (20.1)$$

K_u – ustivorlik uchun ehtiyojlik koeffitsienti, R_{kr} – kritik kuch.

20.2 Kritik kuchni aniqlash uchun Eyler masalasi.

Demak tuzilmalarni ustivor holatida turib ishlashini taminlash uchun kritik kuchni topish kerak. Bu masalani birinchi bo'lib 1744 yilda L.Eyler nazariy yo'l bilan hal etgan.

Aytaylik bizga ikkala uchlari sharnirlar yordamida maxkamlangan sterjen berilgan bo'lsin. U sterjen R kuchini qandaydir qiymatida kichik bikrlilik tekisligida egilgan bo'lsin deylik.

Bunda $R=R_{kr}$ sterjen egri chiziqli holatda bo'ladi.

Ixtiyoriy z kesimdagi eguvchi moment

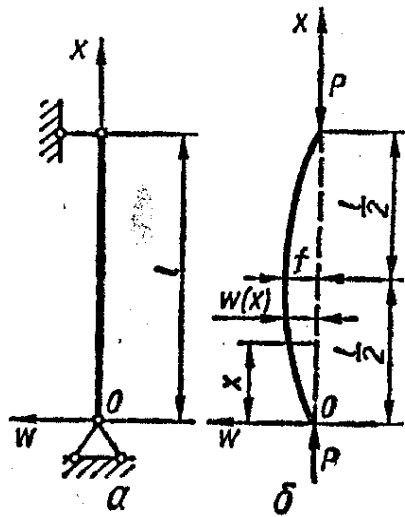
$$M=P \cdot y \quad (20.2)$$

$$M \geq 0 \frac{1}{\rho} \leq 0 (-) \text{ chunki egrilik ishorasi bilan } M$$

ishorasi qarama qarshi.

Sterjen egilgan o'qining diferentsial tenglamasi quydagicha bo'ladi.

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = -\frac{M}{EJ} \quad (20.3)$$



20.1 shakl.

(20.4)

$$\frac{d^2 y}{dz^2} = -\frac{P \cdot y}{EJ} \quad \text{yoki} \quad \frac{d^2 y}{dz^2} + \frac{P}{EJ} y = 0$$

(20.3) da

$$K^2 = \frac{P}{EJ} \quad (20.5)$$

u holda

$$\frac{d^2 y}{dz^2} + K^2 y = 0 \quad (20.6)$$

(20.5) Oliy matematikadan mahlumki garmonik funktsiyaning diferentsial tenglamasidir. Bu tenglama yechimi yoki integrali quydagiga tengdir

$$u=A \cos kz+V \sin kz \quad (20.7)$$

(20.6) dagi A va V integral doimiylarini sterjen chegaraviy shartlaridan foydalanib aniqlaymiz:

1. $z=0$ da $u=0$ u holda (20.6) dan

$$0=A \cos k \cdot 0 + V \sin k \cdot 0 = A \cdot 1 + 0$$

bundan $A=0$

2. $z=l$ da $u=0$ u holda

$$0=A \cos k l + V \sin k l$$

1 – shartga asosan $A=0$ u oolda ikkinchi chegaraviy shartdan quyidagini oosil qilamiz

$$V \sin k \ell = 0 \quad (20.8)$$

Bunda 2 xol bo'lishi mumkin.

1. $V=0$ lekin bu bo'lishi mumkin emas, chunki sterjen hamma nuqtalarida $u=0$ sterjen to'g'ri chiziqligicha qoladi, bu masalani qo'yilishiga ziddir chunki sterjen egilgan.

2. $\sin k \ell$

$$k \ell = \pi, 2\pi, 3\pi, \dots, n \pi \quad (20.9)$$

(7-8)larni $\Rightarrow$ (6) ga qo'ysak

$$y = B \sin \frac{k\pi}{\ell} Z \quad (20.10)$$

sterjen elastik chizig'i tenglamasini hosil qilamiz (10) ko'rinadiki sterjen egilgan o'qi sinusoidal chiziqdan iboratdir.

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 EJ}{\ell^2}; \quad \frac{4\pi^2 EJ}{\ell^2}; \quad \frac{9\pi^2 EJ}{\ell^2}; \quad \frac{n^2 \pi^2 EJ}{\ell^2}$$

SHunday qilib kritik kuchni bir necha qiymatini hosil qildik.

Bu kritik kuchni qaysi biri havfli degan savol tug'iladi. 1 – holat ustivor qolganlari esa noustivor bo'ladi. Muxandislik hisob ishlari uchun Rkr eng kichik qiymati amaliy axamiyatga egadir.

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 EJ}{\ell^2}$$

Maolumki har qanday markaziy siqilgan tuzilmalar kichik bikrlilik tekisligi bo'yicha egiladi. SHuning uchun formuladagi J o'rniga J_{min} olamiz:

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 EJ_{min}}{\ell^2} \quad (20.11)$$

(11) Eyler formulasi deb ataladi. (11) ko'rinadiki (Eyler kuchi) kritik qiymati sterjen geometrik o'lchamlari bilan elastiklik moduliga bog'liq bo'ladi.

20.3. Sterjen uchlari maxkamlanish usulini kritik kuch formulasiga ta'sir i

Umuman sterjen uchlari biz tekshirgan holdan boshqacha maxkamlangan bo'lsa, γ xollar uchun xam diferentsial tenglamani tuzib kritik kuch qiymatini topishimiz mumkin.

Yuqoridagi holda $n=1$ bo'lganda 1 ta sinus ideal yarim to'lqin xosil bo'lgan edi.

1. Bir uchi qistirib maxkamlangan ikkinchi uchi erkin bo'lgan sterjenni ko'ramiz

$$\mu = \frac{1}{n}$$

Bularga asosan kritik kuch formulasini umumiy holda quyidagiga yozishimiz mumkin ekan.

$$P_{kp} = \frac{\pi^2 EJ \min}{(\mu \ell^2)} \quad (20.12)$$

bu yerda

μ – sterjen uchlarini maxkamlanish usulini hisobga oluvchi koeffitsient deyiladi.

ℓ – sterjen uzunligi

$\mu \ell$ – keltirilgan uzunlik, erkin uzunlik deyiladi.

Buni birinchi marotaba bir necha tadqiqotlar asosida 1892 yilda F.Yasinskiy kiritgan.

Nazorat savollari

1. Qanday muvozanat turlarini bilasiz?
2. Kritik kuch deb qanday kuchga aytiladi.
3. Bo'ylama egilish deganda nimani tushunasiz.
4. Kritik kuchni aniqlashda nima uchun minimal inertsiya momenti olinadi.
5. 1-holatdagi Eyler kuchini yozing.
6. Sterjen uchlari mahkamlangish uchun qanday hisobga olinadi.
7. Keltirilgan uzunlik nima.
8. Keltirilgan uzunlik holatlarini ko'rsating.
9. Eyler kuchida integral doimiylari qanday topiladi.

Horijiy manbaalardan olingan materiallar [19] 109 bet

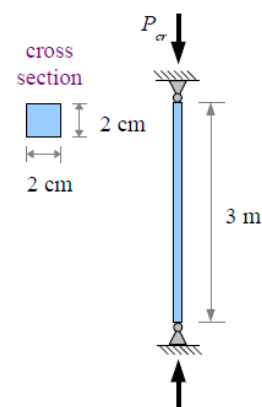
Example #1

An aluminum column made of 2 cm square barstock is loaded as a pin-connected column. Calculate the Euler critical load for this column if the length is 3 m. Report the result in kN.

Solution The moment of inertia of a solid square is $I = \frac{bh^3}{12} = \frac{b^4}{12}$.

From the Appendix, $E = 70 \text{ GPa}$.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = \frac{\pi^2 b^4 E}{12 L^2} = \frac{\pi^2 (2 \text{ cm})^4 70 \text{ GPa}}{12 (3 \text{ m})^2} \left| \frac{10^6 \text{ kN}}{\text{GPa m}^2} \right| \frac{\text{m}^4}{(100 \text{ cm})^4} = 1.02 \text{ kN}$$



21-MA'RUZA

Mavzu: Proportsionallik chegarasidan keyingi ustivorlikni yo'qolishi.

Reja

21.1. Proportsionallik chegarasidan keyingi kuchlanishlarda ustivorlikni yo'qolishi.

21.2. Siqilgan sterjenlarni tejamli ko'ndalang kesimlari.

21.1 Proportsionallik chegarasidan keyingi kuchlanishlarda ustivorlikni yo'qolishi.

Kritik kuchni aniqlashda Eyler formulasidan foydalanish to'g'risida uzoq vaqt munozaralar davom etdi. Uning bosh sabablaridan biri Eyler formulasi sterjen elastik deformatsiyalar chegarasida, ya'ni Guk qonuni kuchga ega bo'lgan chegarada keltirib chiqarilgan edi. SHuning uchun ham Eyler formulasidan hamma vaqt ham foydalanib bo'lavermaydi. CHunki biz Eyler formulasini chiqarganda balka elastik chizig'i universal formulasidan foydalangan edik, u formula esa Guk qonuni asosida keltirib chiqarilgan shunga asosan undan kritik kuchlanish proportsionallik chegarasidan katta bo'lgan xollarda foydalanib bo'lmaydi. CHunki Guk qonuni faqat σ_{pch} dagina to'g'ridir.

Bu xulosa asosida $\sigma_{kr} \leq \sigma_{pch}$. Eyler formulani qo'llash mumkin bo'lgan chegarani aniqlaymiz. Haqiqatan ham undagi kuchlanish σ_{pch} dan tashqaridagi chegaralardan agar sterjenli to'g'ri chiziqli holati ustivor bo'lsa elastik chizig' differentsial tenglamasi Guk qonuni asosida keltirib chiqarilganidan undan foydalanib bo'lmaydi.

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kp}}{F} \leq \sigma_{п.ч.} \quad (21.1)$$

Eyler formulasidan foydalanish mumkin bo'lgan chegarani belgilash uchun quyidagini topamiz.

$$\sigma_{kp} = \frac{P_{kp}}{F} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu\ell)^2 \cdot F} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{\mu\ell}{i_{\min}}\right)^2} \quad (21.2)$$

bu yerda: $i^2 = i_{\min}^2 = \frac{J_{\min}}{F}$ - kesim minimal inertsia radiusi.

(21.2) da quyidagicha belgilash kiritamiz

$$\lambda = \frac{\mu\ell}{i_{\min}} \quad (21.3)$$

(21.3) λ - sterjen egiluvchanligi deb ataladi. U holda (21.3) ni (21.2) da hisobga olib quyidagi hosil qilamiz

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (21.4)$$

Bundan ko'rinadiki kritik kuch qiymati faqat sterjenni elastiklik xossasi bilan

(E-elastiklik moduliga) ga va sterjen egiluvchanligi λ ga bog'liq ekan.

(4) funktsional bog'lanish Eyler formulasi o'zgarish kiritiladi. Tekislikdagi σ_{kr} - x Dekart koordinatalar sistemasida (21.4) chi bog'lanish giperbola ko'rinishida tasvirlanib u Eyler giperbolasi deyiladi. Misol tariqasida bunday grafikni

ST 3 navli po'lat uchun quyidagi 21.1-shaklda keltiramiz.

$\sigma_{ny} = 2000 \text{ kg/sm}^2$, $Ye = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/sm}^2$, $\pi^2 \approx 10$ deb qabul qilib, quyidagini aniqlaymiz.

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{10 \cdot 2,1 \cdot 10^6}{2000}} = 100$$

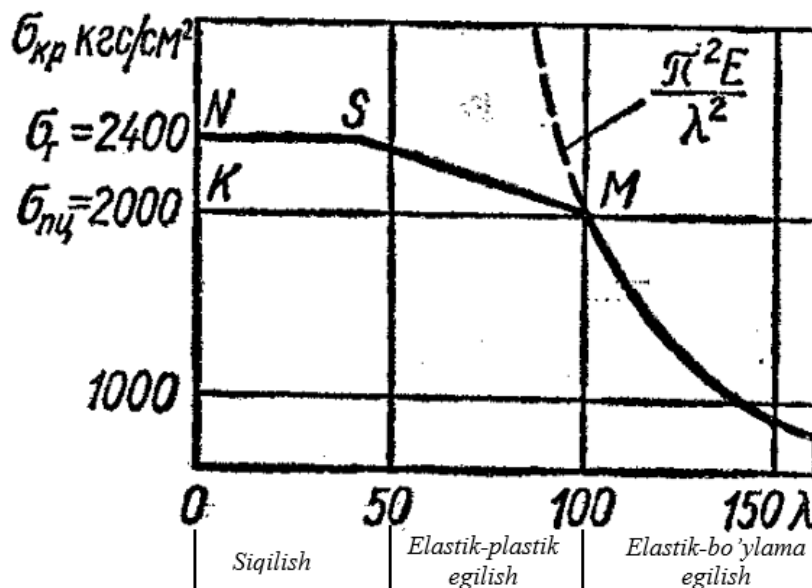
Xuddi shuningdek S,5 navli po'lat uchun, $\lambda_0 = 90$ teng bo'ladi.

Grafikdan ko'rinadiki λ - egiluvchanlikni ortishi bilan kritik kuchlanish 0 ga yaqinlashadi. Aksincha λ kichrayishi bilan σ_{kr} - cheksizlikka intiladi.

(1) formula asosida - Eyler formulasini ishlatish mumkin bo'lgan chegarada (4) ni hisobga olgan holda quyidagilarga ega bo'lamiz.

$$\sigma_{Kp} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{ny} \quad (21.5)$$

bundan



21.1 shakl

$$\lambda_{cek} \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{ny}}} \quad (21.6)$$

Bundan ko'rinadiki material xossasini ifodalovchi egiluvchanligi λ chek dan kichik bo'lgan sterjenlar uchun Eyler formulasini qo'llab bo'lmaydi. K nuqtadan λ ga parallel chiziq o'tkazib, Eyler giperbolasi bilan kesishgan M nuqtani aniqlaymiz bu nuqta abtsissasi λ chek mini ifodalaydi. M nuqtadan gapdagi Eyler giperbolasidagi briklangan chiziqda kuchlanish proportsionallik chegarasidan katta bo'lib, Eyler formulasini bu soha uchun qo'llab bo'lmaydi.

Mahlumki σ_{pch} chegaradan tashqarida ham bo'ylama egilishi sodir bo'laveradi. Tajribalar shuni ko'rsatadiki o'rta va kichik egiluvchanlikdagi sterjenlar uchun

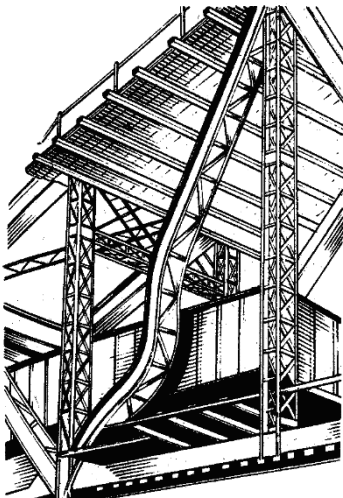
($\lambda < \lambda_{chek}$) Haqiqiy kuchlanish Eyler formulasi asosida topilganidan kichik bo'ladi. SHunday qilib bunday sterjenlar uchun Eyler formulasi asosida aniqlangan kritik kuch qiymati katta bo'lib, sterjenni haqiqiy ustuvorligi to'g'risidagi xulosalarni bermaydi. SHuning uchun ham proportsionallik chegarasidan tashqaridagi ustuvorligini yo'qotuvchi sterjenlar uchun Eyler formulasini ishlatib bo'lmasligidan tashqari uning oqibati juda xavfli hisoblanadi.

Nazariy masalani yahni σ_{pch} dan tashqarida ustuvorligini yo'qotuvchi sterjenlarni ustuvorligi to'g'risidagi masalani xal etish murakkab masaladir. SHuning uchun juda ko'p tajribalar natijalari asosida chiqarilgan

Empirik formulalardan foydalaniladi.

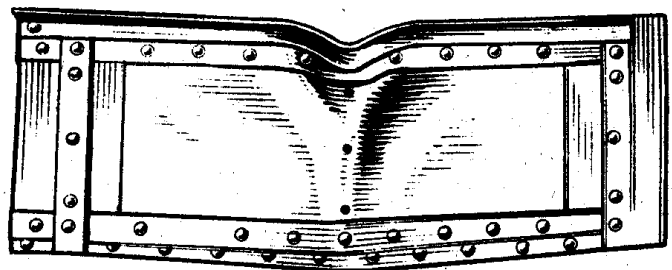
Bunday bo'ylama egilgan sterjenlar ustidagi tajribalarni har xil materiallar ustida F.S. Yasinskiy o'tkazib sterjen egiluvchanligiga bog'liq kritik kuchlanishlar jadvalini tuzdi va buning asosida quyidagi σ_{pch} dan tashqaridagi ustuvorligini yo'qotuvchi sterjenlar uchun Empirik formulani taklif etdi.

$$\sigma_{kr} = a - v\lambda \quad (21.8)$$



17.2 - shakl

Темир йўл металл кўприги ферма сини марказий сиқилган ҳавонинг устиворлигининг йўқолишини кўриниши



17.3 - shakl

Тўсинни теккис эгилиш шаклида устиворлигини йўқолиши

Bu yerda a va v lar sterjen materialiga bog'liq bo'lgan koeffitsientlardir

Masalan: St 3 navli po'lat uchun $a=310$ MPa; $v=1,14$ MPa

$$\sigma_{kr} = 310 - 1,14\lambda \quad (21.9)$$

$\lambda = 100$ da, $\sigma_{kr} = 196$ mPa

Yog'och uchun

$$\sigma_{kp} = 293 - 1,94\lambda \quad (21.10)$$

SHunday qilib, $\lambda < \lambda_{chek}$ bo'lganda Eyler formulasidan foydalanib bo'lmaydi. Egiluvchanlik 0 dan 40 gacha bo'lgan sterjenlarda mustahkamligi yo'qolishi bilan yemiriladi, shuning uchun kritik kuchlanish σ_{oq} ga teng qilib olinadi.

Egiluvchanlik $40 \leq \lambda \leq \lambda_{chek}$ sterjen elastik-plastik chegarada deformatsiyalanib, (MS chegara grafikdagi) ustuvorlikni yo'qotadi, shuning uchun grafik Yasinskiy to'g'ri chizig'i bilan tasvirlangan. Bu chegarada Yasinskiy empirik formulasi (21.8) dan foydalaniladi. $\lambda > \lambda_{chek}$ da esa Eyler formulasidan foydalaniladi.

21.2. Siqilgan sterjen ko'ndalang kesimlarini qulay shakllarini tanlash.

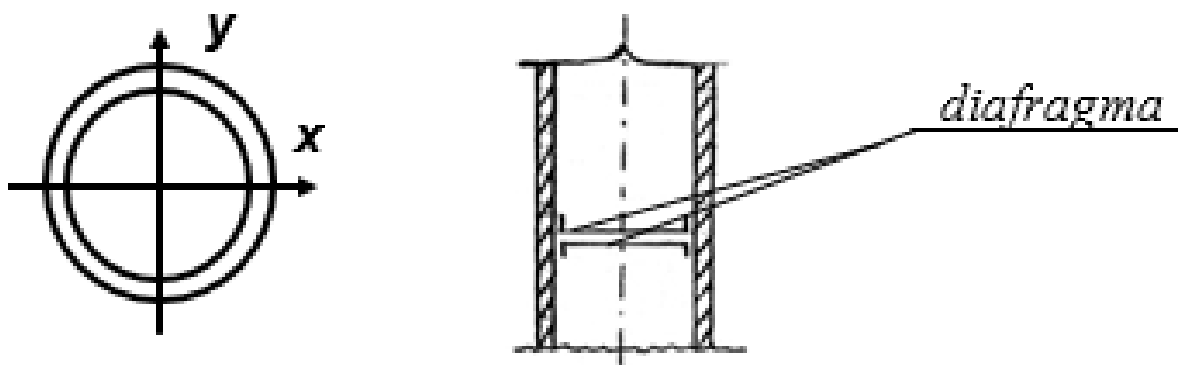
Kalta sterjeng' markaziy siqilish ta'sirida bo'lganda, uning mustahkamligi faqat sterjenning kesim yuzasining miqdoriga bog'liq bo'ladi.

Uzun sterjenlar siqilganda ular bo'ylama egilishga qarshilik ko'rsatadi, bunday kuchlanish xolati uning egiluvchanligi, demak ko'ndalang kesimining minimal inertsia radiusi muxim ahamiyatga ega bo'ladi.

Bunday kesimlarga material asosiy qismi kesim og'irligi markazidan eng uzoq masofada joylashgan shakllar kiradi. Bundan tashqari shunday shakllar qulay buladiki, bu ustunlar teng ustivor bo'lishi kerak, buning uchun shaklning ikkala bosh inertsia radiusi teng bo'ladi. SHundagina u hamma yo'nalishdagi bo'ylama egilishga bir hil qarshilik ko'rsatadi. $J_x = J_y$ – shart bajarilishi kerak.

Bu shartlarni bajaradigan shakl – halqa shakldir, shuning uchun ham ko'p xollarda siqilgan ustunlar trubalardan loihalanadi.

Ularni yana ham baqquvvat qilish maqsadida maolom oraliqda diafragmmalar qo'riladi (bikrlik qabirg'alari).



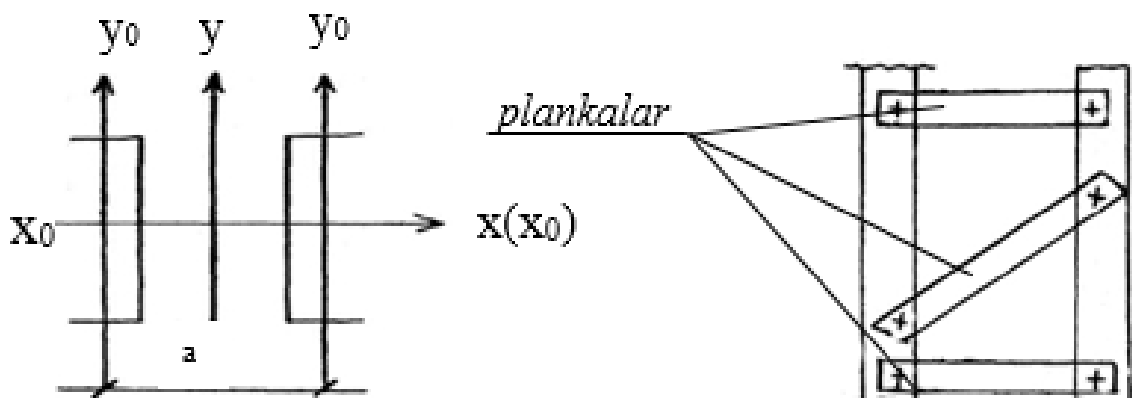
21.5 shakl

Qo'shtavr, shveller kabi kesimlar J_x , J_y lar orasidagi farq katta, shuning uchun ham ularni yakka holda ustun sifatida ishlatish noqulaydir. Biroq ular quydagicha loyhalanganda yahshi qarshilik ko'rsatishlari mumkin.

$J_x = J_y$ shartga asosan quydagi tenglamani yozamiz

$$2J_{x_0} = 2 \left[J_{y_0} + F_0 \left(\frac{b}{2} \right)^2 \right] \quad (21.11)$$

Bunda J_{x_0} , J_{y_0} , F_0 - lar bitta shvellerning inertsia momentlari va kesim yuzasi. Barcha hollarda ikkala kritik kuch o'zaro teng bulgan kesim ratsional hisoblanadi.



$$R_{1kr} = R_{2kr} \quad (21.12)$$

Har-hil kesimlarni o'zaro solishtirish maqsadida quydagi solishtirma inertsia radiusi kiritiladi.

$$\rho_{\min} = \frac{i_{\min}}{\sqrt{F}} \quad (21.13)$$

Quyida bu jadvalni keltiramiz:

Jadval 21.1

	Kesim yuzalari	$\rho_{\min}$
1	Halqasimon kesim ($\alpha = 0,95 \div 0,8$)	$2,25 \div 1,64$
2	Halqasimon kesim ($\alpha = 0,7 \div 0,8$)	$1,2 \div 1,0$
3	Burchaklik	$0,6 \div 0,3$
4	Qo'shtavr	$0,41 \div 0,27$
5	SHveller	$0,41 \div 0,26$
6	Kvadrat	0,289
7	Doira	0.283
8	To'g'ri to'rtburchag ($h = 2b$)	0.234

Izox: Bu yerda $\alpha = \frac{d}{D}$

Nazorat savollari

- 1.Eyler formulasini ishlatish chegarasi qanday?
- 2.Sterjen egiluvchanligi nima?
- 3.Eyler formulasini qachon qo'llab bo'lmaydi?

4. Proportional limit beyond the limit of proportionality Euler's formula is applicable in what case?
5. Tetmayer-Yasinskiy empirical formula is expressed in what way.
6. Yasinskiy formula is used to determine the critical load in what way.
7. The degree of buckling of small struts is calculated?
8. The condition of stability is expressed in what way?
9. The practical calculation method is explained.
10. Which parts of stability are calculated in total?
11. The condition of stability is in what case?

Horijiy manbaalardan olingan materiallar
[19] 110 betlar

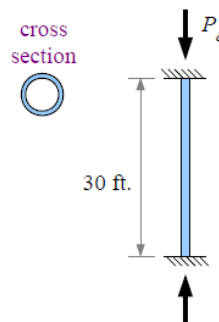
Example #2

A standard 4 inch pipe 35 feet long is used as an Ideal fixed column. Using a factor of safety of 2, calculate the load that the pipe can support; report the result in kips. Calculate the stress in the pipe; report the result in ksi.

Solution Since the column is fixed, $K=0.5$. From Appendix D, a standard 4 inch pipe has a moment of inertia $I=6.82 \text{ in.}^4$, a radius of gyration $r_G=1.51 \text{ in.}$, and a cross-sectional area of 2.96 in.^2 .

$$P_{\sigma} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2 \text{ F.S.}} = \frac{\pi^2}{(0.5 \cdot 35 \text{ ft.})^2 \cdot 2} \cdot \frac{30 \times 10^6 \text{ lb.} \cdot 6.82 \text{ in.}^4}{\text{in.}^2} \left| \frac{\text{kips}}{10^3 \text{ lb.}} \right| \cdot \frac{(\text{ft.})^2}{(12 \text{ in.})^2} = 24.3 \text{ kips}$$

$$\sigma_{\sigma} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r_G}\right)^2 \text{ F.S.}} = \frac{\pi^2}{\left(\frac{0.5 \cdot 35 \text{ ft.}}{1.51 \text{ in.}} \cdot \frac{12 \text{ in.}}{\text{ft.}}\right)^2 \cdot 2} \cdot \frac{30 \times 10^6 \text{ lb.}}{\text{in.}^2} \left| \frac{\text{kips}}{10^3 \text{ lb.}} \right| = 7.65 \text{ ksi}$$



22-MA'RUZA

Mavzu: Ko'chishlarni aniqlashning umumiy usullari.

Reja:

- 22.1. Umumlashgan kuchlar va ko'chishlar.
- 22.2. Tashqi kuchni bajargan ishi. Klapeyron tenglamasi.
- 22.3. Ichki kuchni bajargan ishi.

22.1. Umumlashgan kuchlar va ko'chishlar.

Materiallar qarshiligi fanining asosiy vazifalaridan biri bu konstruktsiyaga birlilik nuqtai nazaridan baho berishdir. Bu masalani hal qilish uchun biz elastik sistemaga qo'yilgan ixtiyoriy kuchlar tasiridan ko'chishlarni aniqlashni bilishimiz zarur. Sterjenlardan tuzilgan sistemani kuchishlarini aniqlashni umumiy usullari nazariy mexanikaning quyidagi printsiplariga asoslangandir.

1. Mumkin bo'lgan ko'chish printsiipi.
2. Energiyani saqlanish qonuni.

Nazariy mexanikadan bizga ma'lumki elastik sistemaga qo'yilgan o'zgarmas kuchni yoki statik ravishda qo'yilgan kuchni bajarigan ishi Klapeyron teoremasiga asosan quyidagicha aniqlanadi.

$$A = \frac{1}{2} P \Delta \quad (22.1)$$

bu yerda Δ - ko'chish. (3.1) – Klapeyron tenglamasi deyiladi.

Materiallar qarshiligida esa tashqi kuch har xil kuchlar sistemasidan tashkil topgan bo'ladi. SHuning uchun bajarilgan ish

$$A = \frac{1}{2} P \Delta p \quad (22.2)$$

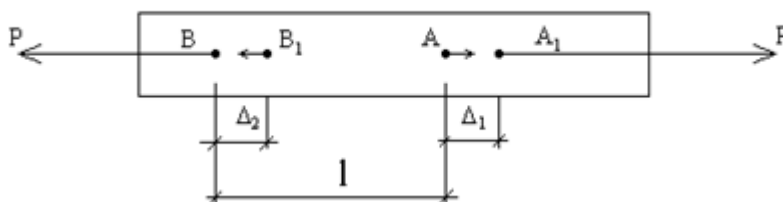
bu yerda R – kuchlar sistemasidan iborat shuning uchun uni umumlashgan kuch deb ataladi. (Masalan: R , m , q – lardan iborat kuchlar) Δr – umumlashgan ko'chish deyiladi.

Ko'chish deganda umumlashgan kuch bajarishi mumkin bo'lgan ishdagi ko'chishni tushunamiz.

Misol: Aytaylik quyidagi sterjenga A va V nuqtalarga yo'nalishlari qarama – qarshi qiymatlari teng umumlashgan kuch qo'yilgan deylik (3.1-shakl). Faraz qilaylik kuch qo'yilgan nuqtalar V A bo'yicha Δ_1 va Δ_2 larga ko'chdi deylik. Ma'lumki sistemani bu ko'chishlardagi bajarigan ishi quyidagicha bo'ladi.

$$A = p\Delta_1 - p\Delta_2 = p(\Delta_1 - \Delta_2) = p\Delta_p \quad (22.3)$$

bu yerda $\Delta_p = \Delta_1 - \Delta_2 = \Delta l$ – AB nuqtalar orasidagi l uzunlikni o'zgarishidir.

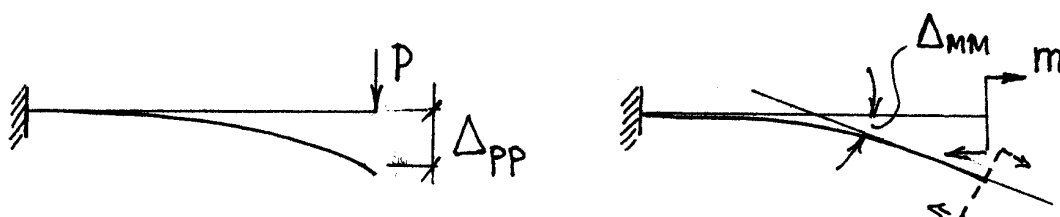


22.1– shakl.

Demak bu misolda R – umumlashgan kuch AV sterjenni Δl o'zgarishi – umumlashgan ko'chishdir.

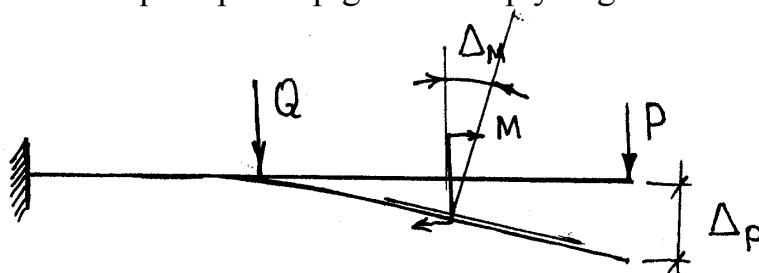
Kelgusida umumlashgan (chiziqli va burchakli) ko'chishni Δ_{mn} bilan belgilaymiz bu yerda birinchi indeks- m shu ko'chishni yo'nalishini, ikkinchi indeks- n esa aniqlashayotgan ko'chish sababini bildiradi.

Δ_{rr} , Δ_{mm} – r va m kuch qo'yilgan nuqtalarni shu kuchlar ta'ciri yo'nalishi bo'yicha ko'chish deb tushuniladi. (3.2 - shakl)



22.2 -shakl

Agar sistemaga bir nechta kuchlar qo'yilgan bo'lsa, ko'chishlarni quydagicha belgilanadi. S nuqtani ko'chishi kuchlar ta'sir ini V nuqtani chiziqli va burchakli ko'chishlari mustaqillik printsiptiga asosan quyidagicha bo'ladi.(22.3 -shakl.)



22.3 - shakl

$$\Delta_p = \Delta_{pp} + \Delta_{pQ} + \Delta_{pM}$$

$$\Delta_M = \Delta_{Mp} + \Delta_{MQ} + \Delta_{MM} \quad (22.4)$$

Δ – V nuqtani yoki R kuch qo'yilgan nuqtani shu kuch yo'nalishi bo'yicha shu kuch ta'sir idan ko'chish.

Δ_{RQ} – R yo'nalishi bo'yicha V nuqtani Q kuchi ta'sir idan ko'chishi va xokazo.

Δ_{rM} – R yo'nalishi bo'yicha V nuqtani M-moment ta'sir idan ko'chishi.

Birlik kuchdan ($\bar{P}=1$ va $\bar{M}=1$)dan hosil bo'lgan ko'chishlarni δ -harfi bilan belgilanadi, u holda sistemani to'la ko'chish $\bar{P}=1$ ko'chishdan: quyidagicha bo'ladi:

$$\Delta = \delta_p P \quad (22.5)$$

22.2 Tashqi kuchni bajargan ishi. Klapeyron tenglamasi.

Konstruktsiyalar deformatsiyalanganda uning turli nuqtalari deformatsiya natijasida ko'chadi. SHu bilan bir qatorda kuch qo'yilgan nuqtalar ham ko'chadi. Buning natijasida tashqi kuchlar bu ko'chishlarda ish bajaradi. Quйда ixtiyoriy nuqtasiga umumlashgan R statik kuch qo'yilgan chiziqli deformatsiyalangan sistemani ko'ramiz. Faraz qilaylik kuch 0 dan boshlab o'z qiymatiga asta sekin ortib borsin, bu holatda massa ko'chishdan inertsia kuchlarini ehtiborga olmasa ham bo'ladi.

Aytaylik umumlashgan R kuchni qiymatiga umumlashgan Δ ko'chish to'g'ri kelsin.

Kuch sistemaga statik ravishda qo'yilgandan cheksiz kichik $d\Delta$ ko'chishdagi dR kuchini ko'ramiz. Bu holda bajarilgan elementar ish agar ikkinchi tartiblig cheksiz miqdorni hisobga olmasak quyidagicha bo'ladi.

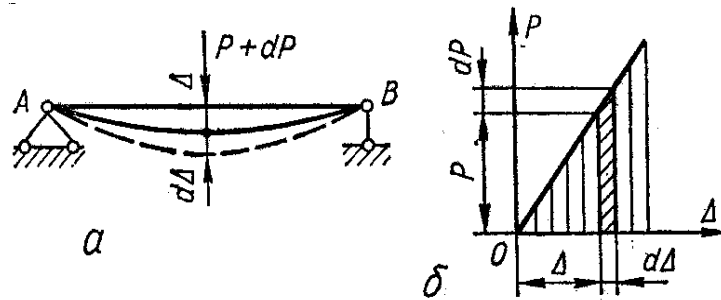
$$dA = (p+dr)d\Delta \approx p d\Delta \quad (22.6)$$

U holda statik qo'yilgan umumlashgan kuchni umumlashgan Δ ko'chishdagi bajargan ishi quyidagicha bo'ladi.

$$A = \int_{\Delta} P d\Delta \quad (22.7)$$

(22.6) integral mahlumki berilgan sistemani ρ - Δ diagrammasidagi yuzasini ifoda etadi. (22.4shakl)

Guk qonuniga asosan chiziqli deformatsiyalangan sistemada ko'chish kuchga to'g'ri proporsional.



22.4 - shakl

$$\Delta = p * \delta_{pp} \quad (22.8)$$

bu yerda $\delta_{pp} - \bar{P} = 1$ birlik kuch ta'sir idan ko'chish. (22.8) ni defferentsiyaallasak $d\Delta = d' \delta_{pp}$ buni (22.6) ga qo'ysak

$$A = \delta_{pp} \int_0^P P dP = \frac{\delta_{pp} P^2}{2}$$

Bu yerda (22.7) ni hisobga olsak.

$$A = \frac{\delta_{pp} * P^2}{2} = \frac{P\Delta}{2} \quad (22.9)$$

SHunday qilib elastik sistemaga statik ravishda qo'yilgan umumlashgan R kuchini umumlashgan Δ ko'chishdagi bajarigan ishi kuch bilan ko'chish ko'paytmasini yarimiga teng ekan.

Bu Klapeyron teoremasi deyiladi (frantsuz fizigi va mexanigi 1799-1864 y.)

Har bir umumlashgan kuchdan hosil bo'lgan umumlashgan ko'chishdan bajarilgan ish quyidagicha bo'ladi

$$A = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n P_i \Delta_i \quad (22.10)$$

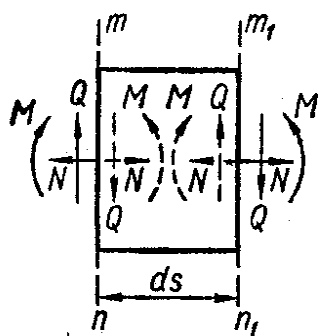
bunda natijaviy ish kuchini qo'yilish tartibiga bog'liq bo'lmaydi.

22.3 Ichki kuchni bajarigan ishi.

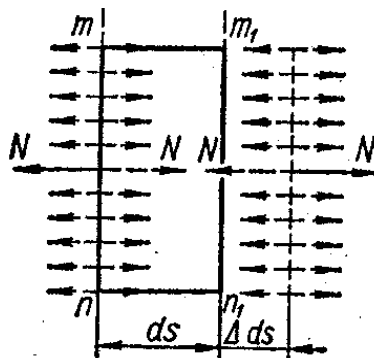
Elastik deformatsiyalarda jismni barcha deformatsiyalanuvchi elementlarida ichki kuchlar – elastik qarshilik kuchlari vujudga keladi. Bu ichki kuchlar ish bajaradi.

Avvalo tekis sterjenli sistemani deformatsiyalanishdagi ichki elastik kuchni bajarigan ishini aniqlaylik.

Sterjendan “ds” element ajratib olamiz. Umumiy holda egilishda tashlab yuborilgan qismni taosiri muvozanatlovchi bo’ylama kuch – N, ko’ndalang (kesuvchi) kuch – Q va eguvchi moment – M ga keladi. (shakl. 5,6). Bu kuchlar ajralgan ds



22.5 - shakl



22.6 - shakl

elementga nisbatan tashqi kuchlar bo’ladi. ichki kuchlar tashqi kuchlar ta’siridan vujudga kelgan deformatsiya natijasida hosil bo’lib ularni yo’nalishga qarama-qarshi va qiymati ularga teng bo’ladi.

Ichki kuchlar yo’nalishi tashqi kuchlar tasiridagi deformatsiyalarga nisbatan taosirini hisobga yuklangan jism ichki kuchlarini bajargan ishi doim «maonfiy» ishorali bo’ladi.

Avvalo faqat – N bo’ylama kuch ta’siridan ichki kuchlar bajargan ishini hisoblaymiz.

$$\Delta ds = -\frac{N \cdot ds}{EF} \quad (22.11)$$

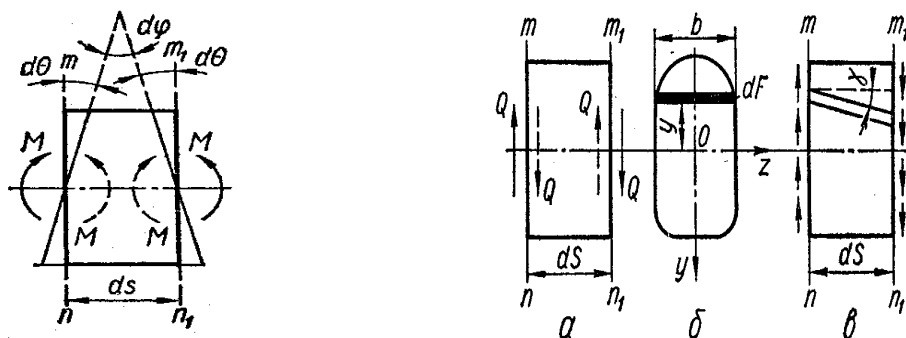
Asta sekin YeG’ – cho’zilish va siqilishdagi sterjen birligi. $O \rightarrow N$ gacha ortib boruvchi ichki kuchlarni bajargan ishi.

$$dW_N = -\frac{1}{2} N \cdot \Delta ds = -\frac{N^2 ds}{2EF} \quad (22.12)$$

Yuqorida aytib o’tilganidek ichki kuchlar bajargan ishi manfiy bo’lgani uchun (22.12) ifodaga «minus» ishorasi qo’yiladi.

Huddi shunday (22.12) o’xshash M ta’siridan.

$$\begin{aligned} dW_M &= -\frac{1}{2} M d\varphi - \frac{1}{2} M d\varphi \\ dW_M &= -\frac{1}{2} M d\Theta \\ d\Theta &= \frac{M ds}{EI_x} \\ dW_M &= -\frac{M^2 ds}{2EI_x} \end{aligned} \quad (22.13)$$



22.7 - shakl

Q ta'sir idan (22.13) ga o'xshash Neytral o'qqa parallel dF kesimdagi urinma kuchlanish τ (Q ni teng taosir etuvchisi), Juravskiy formulasiga asosan quyidagicha topiladi

$$\tau = \frac{QS_{axc}^x}{\sigma_y \cdot J_x} \quad (22.14)$$

Guk qonuniga asosan $m_1 n_1$ va m, n , kesimlardagi dF yuzalarni o'zaro siljishi (v).

$$\gamma dS = \frac{\tau}{G} \cdot dS$$

τdF ichki kuchni bajargan ishi.

$$-\frac{1}{2} \tau dF \gamma dS = -\frac{\tau^2 dS}{2G} dF$$

G' yuza bo'yiga intergallab siljituvchi kuchni bajargan ishini hosil qilamiz.

$$dW_Q = -\int_F \frac{1}{2} \tau \gamma ds dF = -\int_F \frac{\tau^2 ds}{2G} dF = -\frac{Q^2 ds}{2GJ_z^2} \int_F \frac{sf^2}{\sigma^2} dF = -K_y \frac{Q^2 ds}{2GF} \quad (22.15)$$

$$K = \frac{F}{J_z^2} \int \frac{S_z^2}{\sigma^2} dF \quad (22.16)$$

kesim yuzasiga bog'liq koeffitsient.

To'g'ri to'rtburchkli kesim uchu $n \cdot h$ $K_u=1,5$ doiraviy kesim $K_y = \frac{F}{F_c}$, bu yerda G's-devor izasi. Sof siljish holatida ko'ndalang τ kesim yuzasi bo'yicha tekis tarqalgan bo'ladi.

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

u holda

$$dW_q = -\frac{1}{2} \int_F \tau^* \gamma dS ds dF = -\frac{1}{2} \tau F \gamma dS = -\frac{Q \gamma dS}{2} = -\frac{Q^2 dS}{2GF} \quad (22.17)$$

N, Q, M larni birgalikdagi ta'siridan to'la ishni har bir kuchdan alohida ishlarni yig'indisi kabi olish mumkin. Bu shuni ifodalaydiki har bir kuchdan hosil bo'lgan ko'chishlardagi bajarilgan ishlar «O» ga teng.

Masalan, cho'zilishda N ta'siridan ko'ndalang kesim tekisligiga qoladi M va Q lar ish bajarmaydi. Huddi shunday M va Q lar ta'siridan hosil bo'lgan ko'chishlarda N ish bajarmaydi. Bu holda elementar ichki kuchlarni bajargan ishi

$$dW = -\frac{M^2 dS}{2EJ} - \frac{N^2 dS}{2EF} - k \frac{Q^2 dS}{2GF} \quad (22.18)$$

Bu ifodani sterjen uzunligi bo'yicha integrallab to'la egilishdagi ichki kuchlarni bajargan ishini hosil qilamiz.

$$W = -\sum \int_0^S \frac{M^2 dS}{2EJ} - \sum \int_0^S \frac{N^2 dS}{2EF} - \sum K \int_0^S \frac{Q^2 dS}{2GF} \quad (22.19)$$

Buralishda ds element kesishda M_δ hosil bo'ladi. m_n , va $m_1 n_1$ kesimlarni o'zaro buralish burchagi

$$d\varphi = \frac{M_\delta dS}{GJ_\rho} \quad (22.20)$$

buralishdagi sterjen bikirligi deyiladi.

U holda buralishdagi ichki kuchni elementar bajargan ishi.

$$dW_\delta = -\frac{1}{2} M_\delta d\gamma = -\frac{M_\delta^2 dS}{2GJ_\tau} \quad (22.21)$$

Ichki kuchlarni buralishdagi to'la bajargan ishi.

$$W_\delta = -\int_S \frac{1}{2} M_\delta dS = -\int_S \frac{M_\delta^2 dS}{2GJ_\tau} \quad (22.22)$$

SHunday qilib umumiy holda yuklangan brusda 6 ta ichki kuchlar N, Q_y , Q_x , M_δ , M_x , M_y – lar hosil bo'ladi. har bir ichki kuchdan quyidagi bajarilgan ish boshqa ichki kuchlardan hosil bo'lgan qo'shishlardagi bajarilgan ishlar «O» ga tengligidan quyidagi formulani hosil qilamiz.

$$W = -\int_S \frac{M_x^2 dS}{2EJ_x} - \int_S \frac{M_y^2 dS}{2EJ_y} - \int_S \frac{M_\delta^2 dS}{2GJ_\rho} - \int_S \frac{N^2 dS}{2EF} - \int_S K_x \frac{Q_x^2 dS}{2GF} - \int_S K_y \frac{Q_y^2 dS}{2GF} \quad (22.23)$$

Nazorat savollari.

1. Umumlashgan kuch va ko'chish deganda nimani tushunasiz.
2. Umumlashgan ko'chishlar indeksleri to'g'risida tushintirig.
3. Klayperon teoremasi qanday ifodalanadi.
4. Klayperon teoremasini matematik ifodasini yozing.
5. Normal kuchni bajargan ishi qanday topiladi.
22. Eguvchi moment ta'siridan hosil bo'lgan bajarilgan ishni ifodasini yozing.
7. Kesim yuzasiga bog'liq koeffitsientlar qanday topiladi.
8. Ichki kuchlar bajargan (elastik kuchni) ishlarini formulasini yozing.
9. Ko'chishlar indeksleri nimani bildiradi.
10. Nima maqsadda ko'chishlarni aniqlanadi.

23-MA'RUZA

Mavzu: Ishlar va ko'chishlar orasidagi bog'lanishlar. Mor usuliida ko'chishlarni aniqlash.

Reja:

- 23.1. Ishlar orasidagi bog'lanish. Betti tioremasi.
- 23.2. Ko'chishlar orasidagi bog'lanish. Maksvell teoremasi.
- 23.3. Ichki kuchni bajargan ishi orasidagi bog'lanish.
- 23.4. Mor usulida ko'chishlarni aniqlash.

23.1 Ishlar orasidagi bog'lanish. Betti teoremasi.

Elastik sistemalar tashqi kuch ta'sirida deformatsiyalanib, kuch olinganidan keyin o'zlarining boshlang'ich holatlariga qaytadilar. Deformatsiya jarayonida tashqi kuchlar ish bajaradilar va bunda ularning potentsial energiyasi kamayadi. Energiyaning saqlanish qonuniga ko'ra bu energiya deformatsiyaning potentsial energiyasiga aylanadi. Tashqi kuchlarning bajargan ishi jismni tashkil qiluvchi elementlarni deformatsiyalovchi ichki kuchlar ishlarining yig'indisiga teng deb xisoblanadi. Ichki kuchlarning bajargan ishi tashqi kuchlarning bajargan ishiga teng va qarama-qarshi ishorali bo'ladi. SHunday qilib, deformatsiyaning potentsial energiyasini aniqlash tashqi kuchlarning bajargan ishini xisoblashga keltiriladi.

Deformatsiya jarayonida bajarilgan ish tushunchasidan foydalanib, xar qanday sterjenlar va sterjenli sistemalardagi ko'chishlarni aniqlashning nixoyatda qulay usulini ishlab chiqish mumkin. Bu usul ishlarning va ko'chishlarning o'zaro bogliqligi xaqidagi teoremalarga asoslanadi. Ular materiallar qarshiligining umumiy teoremlaridan xisoblanib, tashqi kuchlar ta'sir larining mustaqillik printsipidan kelib chiqadi.

Ishlar orasidagi bog'lanishni elastik sistemalarning eng soddasi bo'lgan to'sinda ko'rib chiqamiz. To'sinni turli ketma-ketlikda ikkita umumlashtirilgan P_1 va P_2 kuchlar bilan statik ravishda yuklaymiz.

Avval I kesimga R_1 kuchni qo'yaylik (23.1,a - shakl,). bu kuch ta'siridan o'z yo'nalishidagi ko'chishda bajarilgan ish quyidagiga teng:

$$A_{11} = \frac{P_1 \Delta_{11}}{2} \quad (23.1)$$

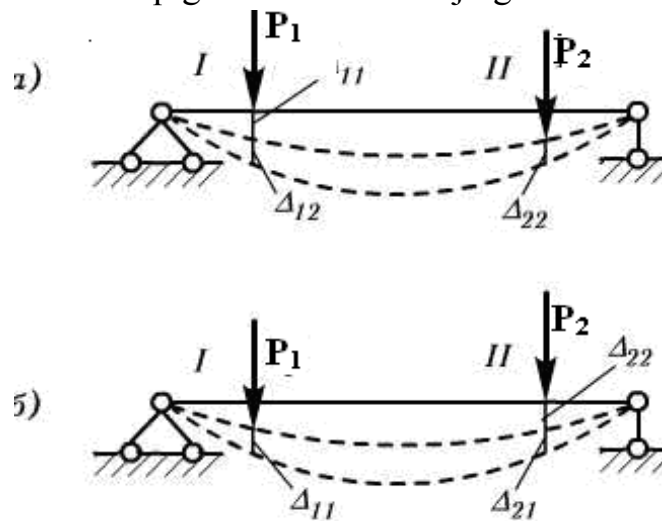
Ish A_{11} ning birinchi indeksi ishni bajargan kuchni, ikkinchi indeksi ish bajarilgan ko'chishni xosil qilgan kuchni ko'rsatadi.

Ko'chish Δ_{11} ning birinchi indeksi ko'chishning o'rni va yo'nalishini, ikkinchi indeksi ko'chishni xosil qilgan kuchni ko'rsatadi.

Endi deformatsiyalangan holatdagi to'sinning II kesimiga P_2 kuchni qo'yamiz.

Bunda P_2 kuchning o'z yo'nalishida bajargan ishi $A_{22} = \frac{P_2 \Delta_{22}}{2}$ bo'ladi. P_2 kuchi ta'sirida P_1 kuchi oldindan qo'yilgan I kesim xam ko'chadi va shu jarayonda P_1 kuchi ish bajaradi. Uning qiymati $A_{12} = P_1 \Delta_{12}$ bo'ladi. Bu ishni bajarishda P_1 kuchi o'zining to'la

kattaligiga ega bo'lganidan $\frac{1}{2}$ ko'paytma qo'yilmaydi. Δ_{12} ko'chish P_1 kuchi qo'yilgan kesimning shu kuch yo'nalishida P_2 kuchi ta'sir idagi ko'chishni, A_{12} esa P_1 kuchning yo'nalishida P_2 kuchi hosil qilgan ko'chishda bajarilgan virtual ishini bildiradi.



23.1 –shakl

Boshqa kuch hosil qilgan ko'chishda bajarilgan ish virtual ish deb ataladi. Ikkita bir xil indeksli ko'chishlar, masalan Δ_{11} , Δ_{22} , bosh ko'chishlar, turli indeksli Δ_{12} , Δ_{21} , va h.k. ko'rinishdagi ko'chishlar- qo'shimcha ko'chishlar deb yuritiladi. Bosh ko'chishlar faqat musbat qiymatli, qo'shimcha ko'chishlar musbat va manfiy qiymatli, shuningdek nolga teng bo'lishlari mumkin.

Bu kuchlar tomonidan bajarilgan to'la ish, sistema deformatsiyasining potentsial energiyasiga teng bo'lib, u quyidagicha ifodalanadi:

$$A_1 = U_1 = A_{11} + A_{22} + A_{12} = \frac{P_1 \Delta_{11}}{2} + \frac{P_2 \Delta_{22}}{2} + P_1 \Delta_{12} \quad (23.2)$$

Endi kuchlar qo'yilishining tartibini o'zgartiraylik, yahni avval F_2 kuchni, keyin F_1 kuchni qo'yaylik (23.1 –shakl, b). Bunda bajarilgan to'la ish:

$$A_2 = U_2 = A_{22} + A_{11} + A_{21} = \frac{P_2 \Delta_{22}}{2} + \frac{P_1 \Delta_{11}}{2} + P_2 \Delta_{21} \quad (23.3)$$

Kuchlarning bajarilgan to'la ishi ularning qo'yilish tartibiga bog'liq bo'lmaganligidan $A_1 = A_2$ bo'ladi. Bundan:

$$A_{12} = A_{21} \quad \text{ёku} \quad P_1 \Delta_{12} = P_2 \Delta_{21} \quad (23.4)$$

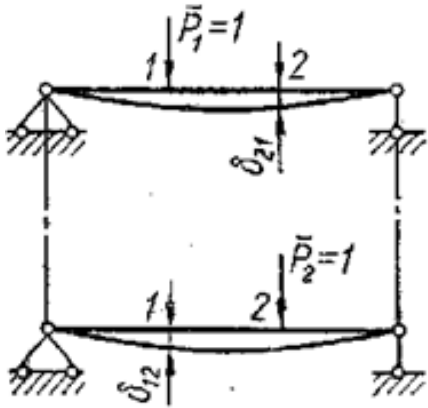
Bu ifoda ishlarning o'zaro bog'liqligi yoki Betti teoremasi deb yuritiladi.

Teorema. *Birinchi kuchning ikkinchi kuch ta'sir idagi ko'chishda bajarilgan ishi ikkinchi kuchning birinchi kuch ta'sir idan ko'chishda bajarilgan ishiga teng.*

Ushbu teorema sistema ketma-ket ikkita kuch emas, kuchlar sistemasi, bundan tashqari kuchlarning boshqa turlari qo'yilganida xam o'z kuchini saqlaydi.

23.2. Ko'chishlar orsidagi bog'lanish. Maksvell teoremasi.

Agar biz (23.4) chi Betti teoremasidagi $\bar{P}_1 = \bar{P}_2 = 1$ birlik kuchlarga teng desak (23.5) ga asosan



23.2 -shakl

$$\bar{P}_1 \Delta_{12} = \bar{P}_2 \Delta_{21} \quad 1 \cdot \Delta_{12} = 1 \Delta_{21}$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} \quad (23.5)$$

yoki umumiy holda

$$\delta_{mn} = \delta_{nm} \quad (23.6)$$

Demak (23.5) ga asosan:

Tahrif: Ikkinchi birlik kuch ta'sir idan birinchi

birlik kuch yo'nalishi bo'yicha hosil bo'lgan ko'chish

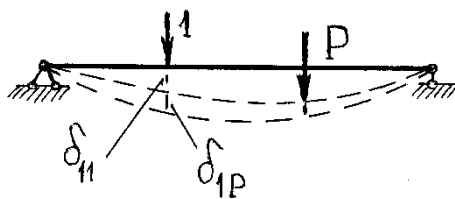
birinchi birlik kuch taosisridan ikkinchi birlik kuch

yo'nalishi bo'yicha hosil bo'lgan ko'chishga o'zaro tengdir.

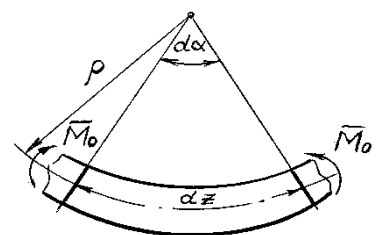
Bu Maskveel teoremasi yoki ko'chishlarni bog'liqligi haqidagi teorema deb yuritiladi.

23.3 Ichki kuchni bajargan ishi orasidagi bog'lanish.

Yuqoridagi teoremani yahni ichki zo'riqish kuchlarini mumkin bo'lgan ko'chishdagi bajargan ishini ham hisoblashimiz mumkin. Buning uchun 1-holatdagi balkadan cheksiz kichik dz elementni ajratib olamiz. Ajratib olingan dz elementni mumkin bo'lgan ko'chishdagi ichki kuchni bajargan ishini hisoblaymiz uni W_{12} bilan belgilaymiz.



23.3 -shakl



23.4 -shakl

$$dW_{12} = M_1 d\theta_2$$

Guk qonuniga asosan

$$\frac{d\theta_2}{dz} = \frac{M_2}{EJ} \quad \text{bundan}$$

u holda

$$dW_{12} = \frac{M_1 M_2}{EJ} dz \quad (23.7)$$

2- holat

$$dW_{21}=M_2d\theta_1$$

$$\frac{d\Theta_1}{dz} = \frac{M_1}{EJ} \text{ bunda } d\Theta_1 = \frac{M_1 dz}{EJ}$$

u holda

$$dW_{21} = \frac{M_1 M_2}{EJ} dz \quad (23.8)$$

Bajarilgan ish kuchni qo'yilish tartibga bog'liq emasligidan $dW_{12}=dW_{21}$ bu elementar ish, butun balki uzunligi bo'ylab bajarilgan ishni hisoblash uchun $0 \rightarrow \ell$ gacha integrallaymiz.

$$\int_0^l \frac{M_1 M_2}{EJ} dz = \int_0^l \frac{M_1 M_2}{EJ} dz \quad (23.9)$$

M_1 va M_2 lar har ikkala holatdagi ixtiyoriy kesimdagi eguvchi momentlardir. Energiyani saqlanish qonuni (Lagranj teoremasiga) asosan

$$A + W = 0 \quad (23.10)$$

$$W_{12} = W_{21} \quad (23.11)$$

(23.9) ga asosan

$$A_{12} = A_{21} = W_{12} = W_{21} \quad (23.12)$$

$$P_1 \Delta_{12} = P_2 \Delta_{21} = \int_0^l \frac{M_1 M_2}{EJ} dz = \int_0^l \frac{M_1 M_2}{EJ} dz \quad (23.13)$$

Bu teoremani har qanday chiziqli deformatsiyalanish holatiga qo'llash mumkin:

CHO'zilish va siqilish uchun:

$$W_{12} = \int_0^l \frac{N_1 N_2}{EJ} dz = W_{21}$$

Buralish uchun:

$$W_{12} = \int_0^l \frac{M_1 M_2}{GJ_p} dz = W_{21} \quad (23.14)$$

23.4. Mor usuli bilan ko'chishlarni aniqlash.

Har qanday chiziqli deformatsiyalangan ixtiyoriy yuklar ta'sir idagi sistemadagi ko'chishlarni aniqlashni ko'ramiz. Bu usulni birinchi marta nemis olimi Otto Mor taklif etgan (1874 y.). Birlik yuk bilan yuklangan to'sinni tashqi R yuk bilan

yuklaymiz. Bu holda birlik kuch bajargan (mumkin bo'lgan kuchishdagi bajargan) ishni hisoblaymiz (mumkin bo'lgan ko'chish printsipli)

$$A_{1\rho}=1\cdot\delta_{1\rho} \quad (23.15)$$

Ichki kuchni bajargan (elementar) ishi esa,

$$dA=du=\overline{M} d\theta \quad (23.16)$$

$\overline{M}$ – birlik kuchdan eguvchi moment

$d\theta$ – tashqi kuch taosiri M dan hosil bo'lgan burilish burchagi.

$$\text{SHakldan} \quad dz=\rho d\theta \quad \text{bundan} \quad d\theta = \frac{dz}{\rho}$$

$$\text{Egilishdagi Guk qonuniga asosan} \quad \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ}$$

u holda

$$d\theta = \frac{M \cdot dz}{EJ} \quad (23.17)$$

(23.17) ni (23.16) ga qo'ysak

$du = \overline{M} \cdot \frac{Mdz}{EJ} dz$ to'la ishni topish uchun balka uzunligi bo'yicha integrallaymiz

$$A = U = \int_0^l \frac{\overline{M}M}{EJ} dz \quad (23.18)$$

(23.21) bilan (23.24) solishtirib (Energiyaning saqlanish qonuniga asosan)

$$\delta_{1\rho} = \int_0^l \frac{\overline{M}M}{EJ} dz \quad (23.19)$$

Agar sistema elementlari cho'zilish va siqilishga ishlasa(23.19) quyidagicha bo'ladi

$$\delta_{1\rho} = \int_0^l \frac{\overline{N}N}{EF} dz \quad (23.20)$$

Agar buralishga ishlasa quyidagicha bo'ladi.

$$\delta_{1\rho} = \int_0^l \frac{M_{\sigma} \overline{M}_{\sigma}}{EI_{\rho}} \cdot dz \quad (23.21)$$

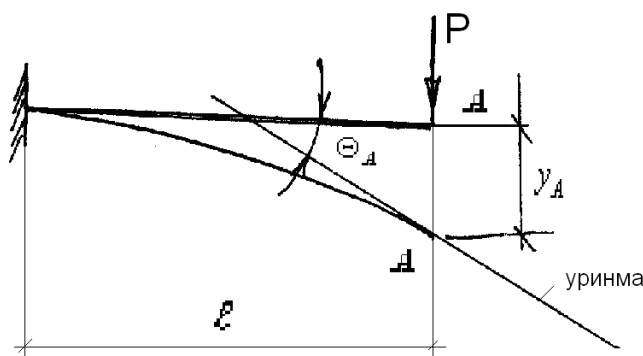
Shunday qilib Mor usuli bilan ko'chishlarni aniqlash quyidagilarni bajarish kerak:

1. Tashqi kuchdan hosil bo'lgan Eguvchi moment tenglamasi tuziladi.

2. Ko'chish aniqlanayotgan nuqtaga ko'chish yo'nalishi bo'yicha birlik kuch yoki birlik moment qo'yiladi.
3. Birlik kuchdan va tashqi kuchdan hosil bo'lgan eguvchi momentlar tenglamasi tuziladi.
4. (23.19) integral hisoblanadi.

Quyidagi misolni ko'raylik

Misol. A nuqtani ko'ndalang kesimini burilish burchagi va salqiligi Mor usulida aniqlansin (23.5- shakl)



23.5 -shakl

Echish: $\Delta_{1P} = y_A = \frac{1}{EJ} \int_0^l \overline{M} \cdot M_P dz$ ga asosan

$$y_A = \frac{1}{EJ} \int_0^l -Pz - z \cdot dz = \frac{1}{EJ} \frac{Pz^3}{3} \Big|_0^l = \frac{Pl^3}{3EJ}$$

$$\Theta_A = \frac{1}{EJ} \int_0^l -Pz - 1 dz = \frac{Pz^2}{2EJ} \Big|_0^l = \frac{Pl^2}{2EJ}$$

musbat ishoralar shuni ko'rsatadiki ko'chishlar birlik kuchlar yo'nalishi bo'yicha sodir bo'ladi.

Nazorat savollari.

1. Ishlar va ko'chishlar indekslarini tushuntiring.
2. «Virtual» ish deganda qanday ishni tushinasiz.
3. Δ_{48} – nimani ifodalaydi.
4. Ishlar orasidagi o'zaro bog'lanish qanday ifodalanadi.
5. Ishlar orasidagi o'zaro bog'liqlik teoremasini isbot qiling.
6. Ko'chishlarni o'zaro bog'liqligi haqidagi teorema qanday ifodalanadi.
23. Mor integralini keltirib chiqaring.
8. Mor usulida ko'chishlarni aniqlash tartibni tushuntiring.
9. Ko'chishlarni natijaviy qiymatidagi manfiy va musbat ishoralar nimani ifodalaydi.

24-MA'RUZA

Mavzu: Murakkab qarshilik.

Reja:

24.1.Umumiy tushunchalar.

24.2.Qiyshiq egilish.

24.3.Qiyshiq egilishda deformatsiya.

24.1.Umumiy tushunchalar

Murakkab qarshilik deganda ikki yoki undan ortiq deformatsiyani birgalikda uchrashi tushuniladi.

Masalan: Egilish bilan buralish, cho'zilish bilan egilish, qiyshiq egilish va markazlashmagan siqilish.

Bunday masalalar quyidagi tartibda yechiladi:

Ichki kuchlar kesish usuli orqali aniqlanadi, so'ng xavfli kesimni topishga imkon beruvchi epyuralar chiziladi va xavfli kesim aniqlanadi.

Xavfli kesimda kuchlanishlar tarqalish xarakteriga qarab turib (har bir ichki kuch faktoridan alohida) xavfli nuqta topiladi, yahni har qaysi zo'riqish kuchidan δ va τ lar topiladi va shu xavfli kesim uchun xavfli nuqta belgilanib shu nuqta uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi.

$$\sigma_r \leq [\sigma] \quad (24.1)$$

bu yerda σ_r - keltirilgan kuchlanish u qaysi mustahkamlik nazariyasini qabul qilishimizga bog'liq bo'ladi.

24.2.Qiyshiq egilish

Balki o'qiga tik yo'nalgan va bosh inertsia o'qlariga paralell tekisliklarda bo'lmagan kuchlar ta'sirida hosil bo'ladigan egilish qiyshiq egilish deb ataladi.

Bunda ixtiyoriy z kesimda hosil bo'ladigan eguvchi moment quyidagiga teng bo'ladi

$$M = R \cdot z \quad (24.2)$$

R kuchini bosh inertsia o'qlariga paralell tekisliklardagi tashkil etuvchilari quyidagicha bo'ladi.

$$P_x = P \sin \alpha$$

$$P_y = P \cos \alpha \quad (24.3)$$

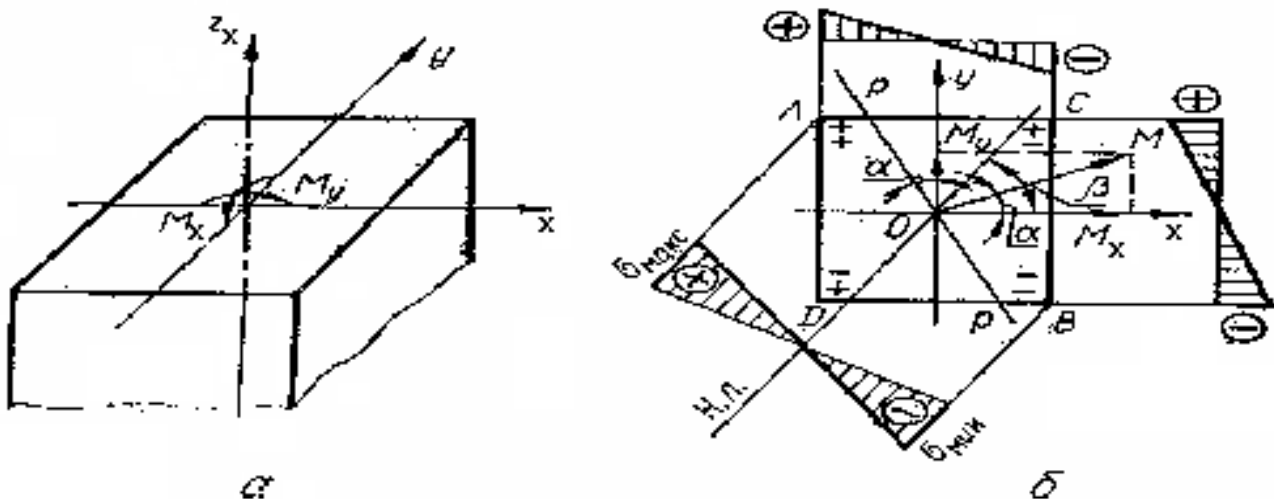
u holda

$$M_x = P_y \cdot Z = P \cdot Z \cos \alpha = M \cdot \cos \alpha$$

$$M_y = P_x \cdot Z = P \cdot Z \sin \alpha = M \cdot \sin \alpha \quad (24.4)$$

M_x va M_y lar balki bosh tekisliklariga ta'sir etayapti, bulardan hosil bo'ladigan kuchlanishlar quyidagicha bo'ladi

Demak ixtiyoriy z kesmadagi kuchlanish 24.4 xisobga olgan xolda



24.1 -shakl

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_y \frac{M_x}{J_x} y + \frac{M_y}{J_y} x = \frac{M \cdot \cos \alpha}{J_x} y + \frac{M \cdot \sin \alpha}{J_y} x = M \left(\frac{y \cdot \cos \alpha}{J_x} + \frac{x \cdot \sin \alpha}{J_y} \right)$$

$$\sigma = M \left(\frac{y \cdot \cos \alpha}{J_x} + \frac{x \cdot \sin \alpha}{J_y} \right) \quad (24.5)$$

bu yerda

x, y - lar ixtiyoriy A nuqtaning koordinatalari.

Bizga ma'lumki neytral o'qda kuchlanish "0"ga teng, u holda (24.5) da $\sigma=0$ deb neytral chiziqli xolatini aniqlash mumkin neytral chiziqli koordinatalarini X_N va Y_N deb belgilaymiz.

$$\sigma_k = M \left(\frac{y_N \cos \alpha}{J_x} + \frac{X_N \sin \alpha}{J_y} \right) = 0 \quad (24.6)$$

(24.6) da $M \neq 0$, u holda

$$\frac{y_N \cos \alpha}{J_x} + \frac{X_N \sin \alpha}{J_y} = 0 \quad (24.7)$$

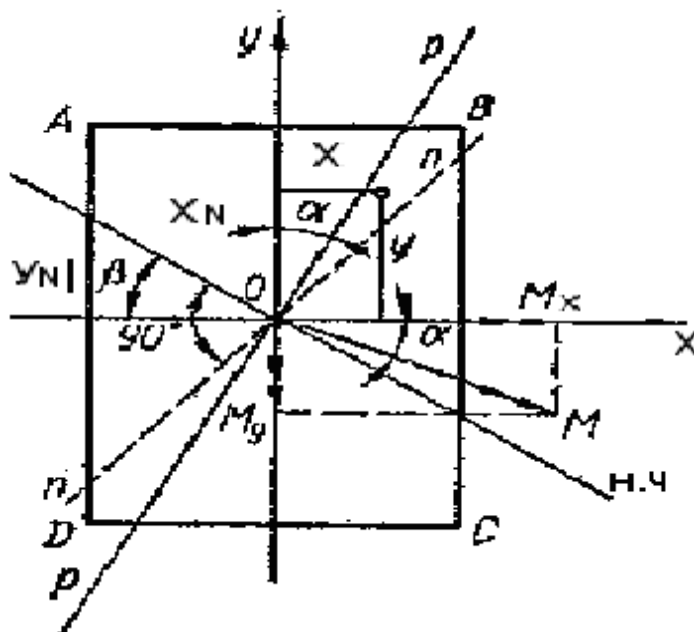
bo'lishi kerak.

Shakldan

$$\tan \beta = \frac{y_N}{X_N} \quad (24.8)$$

(24.7) dan quyidagiga esa bo'lamiz.

$$\tan \alpha = -\frac{J_x}{J_y} \tan \beta \quad (24.9)$$



24.2. shkal

(24.9) dan ko'rinadiki neytral chiziqli xo

lati kesim yuzasi shakliga bog'liq ekan.

Neytral chiziqli kuch tekisligi bilan $J_x \neq J_y$ xolatida bo'lmas ekan.

$J_x \neq J_y$ $\alpha = \varphi$ bo'lib kvadrat, doira shaklda qiyshiq egilish bo'lmaydi.

Maksimal kuchlanish:

$$\sigma_{\max} = M \left(\frac{\cos \alpha}{J_x} \cdot J_{\max} + \frac{\sin \alpha}{J_y} X_{\max} \right) = M \left(\frac{\cos \alpha}{\frac{J_x}{Y_{\max}}} + \frac{\sin \alpha}{\frac{J_y}{X_{\max}}} \right) = M \left(\frac{\cos \alpha}{\omega_x} + \frac{\sin \alpha}{\omega_y} \right)$$

Demak:

$$\sigma_{\max} = M \left(\frac{\cos \alpha}{W_x} + \frac{\sin \alpha}{W_y} \right) \quad (24.10)$$

(24.10) da

$$W_x = \frac{J_x}{Y_{\max}}; \quad W_y = \frac{J_y}{X_{\max}} \quad (24.11)$$

kesim qarshilik momentlaridir.

$X_{\max}$, $u_{\max}$ – lar Neytral chiziqliqdan eng uzoqdagi masofalar u holda qiyshiq egilishda mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi.

$$\sigma_{\max} = \pm M_{\max} \left(\frac{\cos \alpha}{W_x} + \frac{\sin \alpha}{W_y} \right) \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \right) \leq [\sigma] \quad (24.12)$$

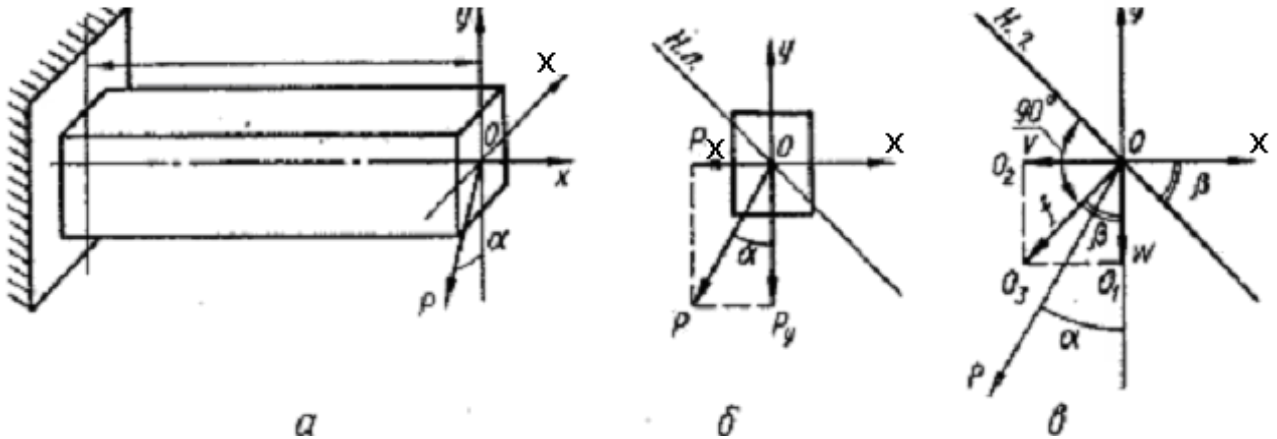
24.3. Qiyshiq egilishda deformatsiyani aniqlash.

$$f_{\max} = \frac{P\ell^3}{3EJ} \qquad f_{\max} = \sqrt{y_{\max}^2 + x_{\max}^2}$$

$$y_{\max} = \frac{P\ell^3}{3EJ_x} = \frac{P \cos \alpha \ell^3}{36J_x} \qquad x_{\max} = \frac{P\ell^3}{3EJ_y} = \frac{P \sin \alpha \ell^3}{36J_y}$$

u holda

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{x_{\max}}{y_{\max}} = \frac{P \sin \alpha \ell^3}{36EJ_y} \cdot \frac{36EJ_x}{P \cos \alpha \ell^3} = -\frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot \frac{J_x}{J_y} = -\operatorname{tg} \alpha \frac{J_x}{J_y} \quad (24.13)$$



24.3. shakl

Olingan (24.13) formula (24.9) ga o'xshashdir

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{J_x}{J_y} \operatorname{tg} \alpha \quad (24.14)$$

bundan $\beta = \varphi$ ekanligi kelib chiqadi. Demak salqilik yo'nalishi doimo neytral chiziqqa perpendikulyar bo'ladi.

Bundan kuch yo'nalishi bilan salqilik yo'nalishi mos kelmaydi, demak bunday egilish qiyshiq egilish deyiladi.

Xususiylar 1) $J_x = J_y$ – kesimlar (doira, kvadrat) (24.14) ga asosan.

$$\operatorname{tg} \beta = 1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad \beta = \alpha$$

Kuch yo'nalishi bilan salqilik yo'nalishi ustma-ust tushadi bu holda hech qachon qiyshiq egilish sodir bo'lmaydi.

Demak $J_x = J_y$ – qiyshiq egilish bo'lmaydi

Juda ham balandligi katta bo'lgan balkalarda $J_x \gg J_y$ β va α orasidagi farq katta bo'ladi. SHuning uchun ularda doimo qiyshiq egilish sodir bo'ladi.

Nazorat savollari.

1. Murakkab deformatsiya deb nimaga aytiladi.
2. Murakkab qarshilik nima.
3. Murakkab egilishni tushuntiring.
4. Qiyshiq egilish nima?
5. Qanday oddiy deformatsiyalar natijasi qiyshiq egilish.
6. Sukernazitsiya printsipli nima.
7. Qiyshiq egilishda kuchlanishlar qanday topiladi.
8. Neytral o'q tenglamasini yozing.
9. Egilish tekisligi nima.
10. Qiyshiq egilishda ko'chishlar qanday topiladi.

24-MA'RUZA (davomi)

Mavzu: Markazlashmagan siqilish.

Reja:

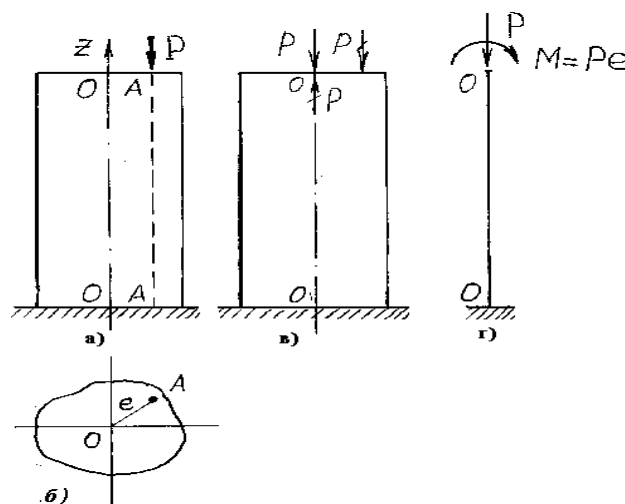
- 24.1. Umumiy tushunchalar.
- 24.2. Markazlashmagan cho'zilish, siqilishda kuchlanishlarni aniqlash.
- 24.3. Neytral o'q holatini aniqlash.
- 24.4. Kesim yadrosi.

24.1 Umumiy tushunchalar.

Bunday holdagi deformatsiyada tashqi kuchlarni teng taosir etuvchi sterjen bo'ylama o'qi bilan ustma ust tushmaydi, Z o'qiga parallell holda siljigan bo'ladi.

Aytaylik siquvchi kuch R, AA ga parallell 100 chiziq bo'yicha taosir etadi deylik. (24.1-shakl, a) O nuqtadan A kuch taosir etayotgan nuqtagacha bo'lgan (OA)-ekstsentriant deb yuritiladi.

$$e = Oa$$



Kuchni kesim og'irlik markaziga ko'chirsak (24.1-shakl, v) markazlashmagan siqilish: markaziy siqilish bilan sof qiyshiq egilishdan iborat bo'ladi.

24.1-shakl

24.2 Markazlashmagan cho'zilish, siqilishda kuchlanishlarni aniqlash.

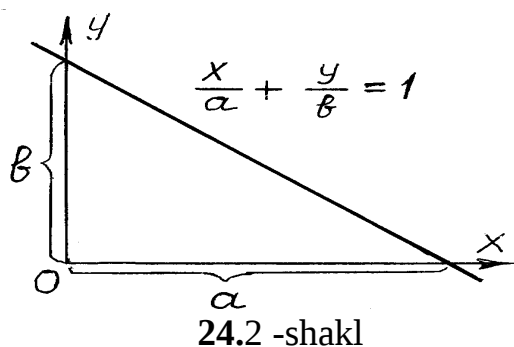
Ihtiyoriy kesimni tekshiramiz. (24.2-shakl) OX va OU o'qidagi bosh o'qlar bo'lsin. A nuqtadagi kordinatalari X_r, U_r ga teng. V nuqtani X, U kordinatalar o'qiga nisbatan yo'nalishida aniqlaymiz. Ko'ndalang kesimda ta'sir etuvchi ichki kuch faktorlari quyidagilardan iborat.

$$N=-P; \quad M_x=-R u_r; \quad M_u=-R x_r.$$

U holda ixtiyoriy V nuqtadagi kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi.

$$\sigma = \frac{P}{F} - \frac{P y_p \cdot y}{I_x} - \frac{P x_p \cdot x}{I_y} \quad (24.1)$$

Bosh inertsia momentlarni inertsia radiuslari orqali ifodalasak



24.2 -shakl

$$I_x = F i_x^2; \quad I_y = F i_y^2.$$

U holda

$$\sigma = -\frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_p y}{i_x^2} + \frac{x_p x}{i_y^2} \right)$$

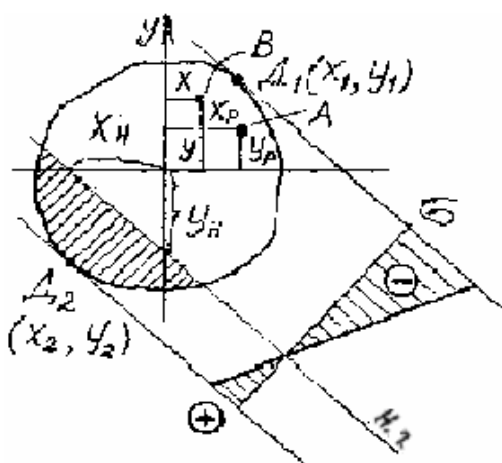
(24.2)

24.3 Neytral o'q holatini aniqlash.

Maksimal kuchlanishlarni $\sigma_{\max}$ -ni aniqlash uchun neytral o'q holatini aniqlaymiz. $\sigma = 0$ da; $-P/F \neq 0$

$$\text{U holda} \quad 1 + \frac{y_p y}{i_x^2} + \frac{x_p x}{i_y^2} = 0 \quad (24.3)$$

Bu yerda X_0, U_0 - neytral chiziq kordinatalari (24.3)dan $X_N=0, U_N=0$ bundan neytral o'qni og'irlik markazidan o'tmasligi kelib chiqadi(24.3) ifodani kordinata o'qlaridan ajratgan kesmalarini aniqlash formulasi sifatida qo'llash qulaydir (24.3-shakl)(24.3)ni quyidagicha ifodalaymiz.



24.3-shakl

$$x_0 + y_0 = 1$$

$$-\frac{i_y^2}{x_p} - \frac{i_x^2}{y_p}$$

Bunda quyidagicha belgilar kiritamiz.

$$\left. \begin{aligned} x_n &= -\frac{i_y^2}{x_p}; \\ y_n &= -\frac{i_x^2}{y_p} \end{aligned} \right\} \quad (11.4)$$

Bu yerda x_N, u_N -neytral chiziqni x, u o'qlaridan ajratgan kesmalari. U holda neytral chiziq tenglamasi (24.4) hisobga olgan holda quidagicha ko'rinishga keladi.

$$\frac{x_0}{x_n} + \frac{y_0}{y_n} = 1. \quad (24.5)$$

(24.4)dagi x_N, u_N larni manfiy ishoralari shuni ko'rsatadiki neytral chiziqni og'irlik markazidan R kuch qo'yilgan A nuqtaga nisbatan qarama qarshi tomonla joylashishini bildiradi.

Neytral chiziq kesimni cho'zilgan va siqilgan sohalarga ajratadi 24.2-shaklda cho'zilgan soha shtrixlangan. Kesim konturiga urinma o'tkazib D_1 va D_2 nuqtalarni hosil qilamiz. Qaysiki bu nuqtalarda kuchlanishlar eng katta qiymatlarga erishdi. Bu nuqtalar kordinatalari $x_{1,2}$ va $y_{1,2}$ larni (24.1) yoki (24.2)ga qo'yib mustaxkamlik shartini quidagicha hosil qilamiz.

$$|\sigma_{\max}| = \frac{P}{F} + \frac{P y_p y_{1,2}}{I_x} + \frac{P x_p x_{1,2}}{I_y} \leq [\sigma] \quad (24.6)$$

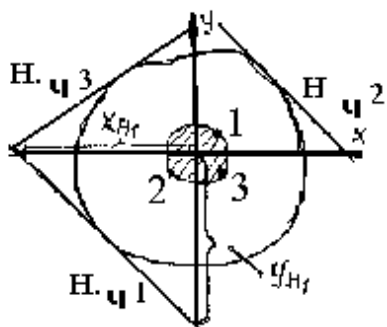
Simetrik kesimlar (to'rtburchak, qo'shtavr va boshqa) da xar ikki o'qlar simetriya o'qlari hisoblanadi. Bunday kesimlar uchun $u_{1,2} = u_{\max}$ va $x_{1,2} = x_{\max}$. Bo'ladi. Bunday holda (24.6)sodallashib quidagicha ko'rinishga keladi.

$$|\sigma_{\max}| = P \left[\frac{1}{F} + \frac{y_p}{W_x} + \frac{x_p}{W_y} \right] \leq [\sigma] \quad (24.7)$$

Agar brus material cho'zilish va siqilishga xar hil qarshilik ko'rsatuvchi materialdan iborat bo'lsa, cho'zilish va siqilishga alohida (24.7) ga asosan mustaxkamlikka tekshirilib ko'riladi. (24.4) dan ko'rinadiki $x_r = 0, u_r = 0$ da markaziy siqilish qosil bo'lib neytral chiziq cheksizlikdan o'tadi. x_r, u_r larni ortira borib x_N va u_N larni kamaytira boramiz va u kesm markazga yaqinlasha boradi. Bundan ko'rinadiki markazlashmagan siqilish yoki cho'zilishda neytral o'q kesimni kesib o'tib uni ichidan o'trar ekan. Bu holda ko'ndalang kesmda cho'uvchi va siquvchi kuchchlanishlar hosil bo'ladi, $x_r = 0, u_r = 0$ da bir xil ishorali kuchlanishlar hosil bo'lar ekan.

24.4 Kesim yadrosi

Cho'zilishdagi deformatsiyasiga yomon qarshilik ko'rsatuvchi materiallar (masalan: beton, g'isht, tosh, sopol) ni ishlatishda shunga ahamiyat qilish kerakki uning xamma kesimlari faqat siqilishga ishlasin. Buningsh uchun siquvchi kuchni kesim markazidan uzoqlashtirilishiga xarakat qilish kerak yahni ekstsentristsitetni kattalashtirishga yo'l qo'ymaslik kerak.



24.4 - shakl

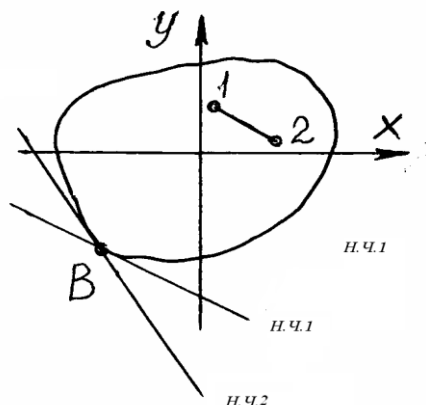
Kesim og'irlik markazidagi, qaysiki uning ichiga R kuch qo'yilsa ko'ndalang kesimda faqat bir xil ishorali kuchlanishlar hosil bo'ladi.

Bu soxa kesim yadrosi deb yuritiladi.

Kesim yadrosini qurish uchun kesimga urinib o'tuvchi bir necha neytral o'qlarni holatini blerish kerak (24.4 shakl) va ularga asosan x va u kordinata o'qlaridan neytral x_N va u_N ajratgan kesmalarni aniqlash kerak

so'ngra(24.4) formula asosida . x_r , u_r kuch qo'yilgan nuqta kordinatalari (kesim yadrosi konturi) aniqlanadi.

Kesim yadrosini qurishni osonlashtirish maqsadida neytral chiziqni quidagi xususiyatlaridan foydalanamiz. Konturni biror qo'zg'almas nuqtasidagi neytral chiziqni aylantirsak kuch qo'yilgan qutb nuqtalari 24.5 shaklda ko'rsatilgan chiziq yo'nalishida o'zgarar ekan.



$$\left. \begin{aligned} x_p &= -\frac{i_y^2}{x_H}; \\ y_p &= -\frac{i_x^2}{y_H}; \end{aligned} \right\} \quad (24.8)$$

Buni tasdiqlash uchun 24.3 formuladagi x_0 , u_0 lar o'rniga V nuqta kordinatalarini qo'yamiz.

$$a = \frac{y_0}{i_x^2} \quad \theta = \frac{x_0}{i_y^2} \quad \text{deb belgilab quidagini hosil qilamiz.}$$

24.5- shakl

$$1 + au_r + vx_r = 0, \quad R(x_r, u_r). \text{ kuch qo'yilgan}$$

nuqtaga nisbatan tekislikdagi to'g'ri chiziqni tenglamasini ifodalaydi.

Nazorat savollari:

1. Markazlashmagan cho'zilish va siqilish deganda nimani tushunasiz.
2. Ekstserisitet nima?
3. Markazlashmagan cho'zilish va siqilish qaysi oddiy deformatsiyalar yig'indisidan iborat.
4. Markazlashmagan siqilish neytral o'q kesim og'irlik markazi orqali o'tadimi?
5. Neytral o'q tenglamasini keltirib chiqaring?
6. Neytral o'qdagi a_x , a_u lar qanday ifodalandi.
7. Markazlashmagan siqilishda eng katta normal kuchlanish qanday aniqlanadi.
8. Kesim yadrosi nima?
9. Kesim yadrosi to'g'risida tushuntiring?
10. Doiraviy va to'rtburchakli kesimlar uchun kesim yadrosi qanday ko'rinishda bo'ladi.

25-MA'RUZA

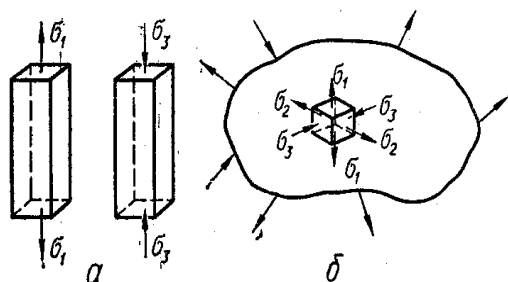
Mavzu: Mustaxkamlik nazariyalari.

REJA:

- 25.1. Mustaxkamlik nazariyasi xaqida umumiy tushunchalar.
- 25.2. Birinchi, ikkinchi va uchinchi klassik mustaxkamlik nazariyalari.
- 25.3. Mustaxkamlikning energetik nazariyasi.

25.1. Mustaxkamlik nazariyasi.

Turli konstruktsiya va mashinalarni mustaxkamligini baxolashda ularning ko'p elementlari va detallari murakkab kuchlanish xolatida ishlashini xisobga olinadi. Jismning istalgan nuqtasining kuchlanish xolatini chiziqli kuchlanishlarda bitta, tekis kuchlanishlarda ikkita, xajmiy kuchlanishlarda uchta bosh kuchlanishlar orqali xisoblash mumkin. Ta'sir etuvchi yuk ortishi bilan bosh kuchlanishlar qiymati ortib boradi. Ularning qiymati mahlum miqdorga yetganda tekshirilayotgan nuqtada



materialning chegaraviy kuchlanish xolati xosil bo'ladi. Bu xolat materiallar uchun xavfli xolat bo'lib xisoblanadi. Biror kuchlanish xolati qanchalik xavfli ekanligiga baxo berish uchun tajriba yo'li bilan chegaraviy kuchlanish xolati paydo bo'ladigan bosh kuchlanishlar qiymatini aniqlash zarur.

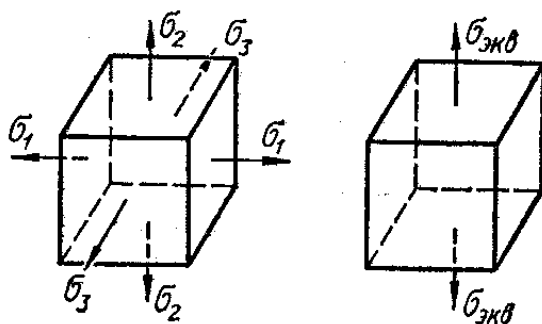
Faqat bir o'qli cho'zilish va siqilishdagina bunday masalani hal qilish mumkin bo'ladi. Bunda bosh kuchlanishlarni birdan-bir chegaraviy qiymatini tajriba yo'li bilan aniqlash mumkin. U plastik materiallar uchun oquvchanlik chegarasidagi kuchlanishga, mo'rt materiallar uchun mustaxkamlik

25.1 -shakl

chegarasidagi kuchlanishga teng qilib olinadi.

Bir o'qli cho'zilish va siqilish, yahni chiziqli kuchlanish xolatida o'tkazilgan ko'p tajribalarning to'plangan natijalari turli materiallar uchun chegaraviy kuchlanishlar xolatini yetarli darajadagi aniqlik bilan belgilash imkonini beradi. Tekis va xajmiy kuchlanish xolatlarida chegaraviy kuchlanish xolatlarini aniqlash murakkab masalalardan xisoblanadi. Chunki deformatsiyaning o'sishi va materialning yemirilishi ikkita yoki uchta bosh kuchlanishlarning ta'siridan ro'y beradi. Amalda uchraydigan bosh kuchlanishlar sonining nisbati xamda ishoralari cheklanmagan darajada xilma-xil bo'ladi. Shuning uchun chegaraviy kuchlanish xolatini aniqlashda o'tkazilgan tajribalar soni ko'p bo'ladi, bunday tajribalarni o'tkazish juda qiyin bo'lib, amalda mumkin emas.

Ushbu masalani yechishda "mustaxkamlik nazariyalari" deb ataladigan nazariyadan foydalaniladi. Bu nazariyalarni barchasi quyidagi shartga asoslanadi: ikkita kuchlanish xolatiga tegishli bosh kuchlanishlar proportsional ravishda bir xil miqdorga oshirilganda ikkalasi bir vaqtda chegaraviy kuchlanish xolatiga o'tsa, bunday kuchlanish xolatlarini teng kuchlanishli va teng xavfli xisoblanadi.



25.2 - shakl

25.2. Birinchi mustaxkamlik nazariyasi.

Teng xavfli kuchlanish xolatlaridan biri sifatida tajriba yo'li bilan yaxshi o'rganilgan chiziqli kuchlanish, boshqasi sifatida esa xavfli xolati aniqlanishi kerak bo'lgan kuchlanish xolati olinadi.

Birinchi mustaxkamlik nazariyasi, eng qadimgi nazariyalardan biri bo'lib "chegaraviy kuchlanish xolatini paydo bo'lishiga eng katta normal kuchlanish sabab bo'ladi" degan gipotezaga asoslanadi. Bu nazariya eng katta normal kuchlanish nazariyasi deb ataladi.

Qabul qilingan gipotezaga ko'ra quyidagi shart bajarilishi kerak

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 \leq \sigma_0 \quad (25.1.)$$

Bu yerda: σ_1 - tekshirilayotgan kuchlanish xolati uchun bosh kuchlanishlardan eng kattasi.

σ_0 - chiziqli cho'zilish uchun tajribadan olingan chegaraviy kuchlanish.

Ushbu mustaxkamlik nazariyasini kamchiligi shundan iboratki, unda σ_1 dan boshqa bosh kuchlanishlar σ_2, σ_3 lar xisobga olinmaydi. Bu nazariya faqat mo'rt materiallarni cho'zilishga sinashda yaxshi natija beradi.

Xozirgi paytda birinchi mustaxkamlik nazariyasidan foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustaxkamlik nazariyasi, materialda chegaraviy kuchlanish xolati paydo bo'lishiga eng katta cho'zilish sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslanadi. Bu nazariya eng katta cho'zilish nazariyasi deb ataladi. Ushbu gipotezaga javob beruvchi shart quyidagicha yoziladi:

$$\varepsilon_{\max} = \varepsilon_1 \leq \varepsilon_0 \quad (25.2.)$$

Bu yerda: ε_1 - tekshirilayotgan kuchlanish xolati uchun eng katta cho'zilishning xisobiy qiymati;

ε_0 - bir o'qli cho'zilishga sinash tajribasidan olingan nisbiy cho'zilishning chegaraviy qiymati.

ε_1 va ε_0 deformatsiyalarni aniqlashda Guk qonunini ifodalovchi formuladan foydalaniladi.

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (25.3)$$

$$\varepsilon_0 = \frac{\sigma_0}{E} \quad (25.4)$$

Ushbu ifodalarni (8.2) ifodaga qo'yib quyidagini olamiz:

$$\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq \sigma_0 \quad (25.5)$$

Bu ifodani chap tomoni musbat qiymatga ega bo'lganda kuchga ega bo'ladi. Bu nazariya bo'yicha olingan natijalar eksperimental natijalar bilan yetarli darajada tasdiqlanmaydi.

Uchinchi mustaxkamlik nazariyalari, chegaraviy kuchlanish xolati bo'lishiga eng katta urinma kuchlanishlar sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslanadi. Ushbu nazariyaning umumiy sharti quyidagicha yoziladi.

$$\tau_{\max} \leq \tau_0 \quad (25.6)$$

bu yerda: $\tau_{\max}$ - tekshirilayotgan kuchlanish xolati uchun eng katta urinma kuchlanishning xisobiy qiymati.

τ_0 - oddiy cho'zilishga o'tkaziladigan tajribadan aniqlanadigan urinma kuchlanishning xisobiy qiymati.

Xajmiy kuchlanish xolatida eng katta urinma kuchlanish quyidagi formula bilan topiladi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad (25.7)$$

CHiziqli kuchlanish xolatida eng katta urinma kuchlanish quyidagi formuladan topiladi.

$$\tau_0 = \frac{\sigma_0}{2} \quad (25.8)$$

Ushbu ifodalarni xisobga olgan umumiy shart quyidagicha yoziladi.

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_0 \quad (25.9)$$

Tekis kuchlanish xolati uchun (9) shart quyidagicha yoziladi:

$$\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq R \quad (25.10)$$

R- xisobiy qarshilik

Ko'p xollarda $\sigma_y = 0$ bo'ladi. shuni eotiborga olinganda (10) formula quyidagicha yoziladi.

$$\sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq R \quad (25.11)$$

Uchinchi nazariyaning asosiy kamchiligi xajmiy kuchlanish xolatida σ_2 bosh kuchlanish ta'sir i xisobga olinmaydi. Ushbu nazariya eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi deyiladi va plastik materiallarni mustaxkamlikligini baxolashda keng qo'llaniladi.

25.3. To'rtinchi mustaxkamlik nazariyasi.

To'rtinchi mustaxkamlik nazariyasi, energetik nazariya chegaraviy kuchlanish xolati paydo bo'lishiga barcha solishtirma energiya emas, balki qirrasiga birga teng bo'lgan kub shaklining o'zgarishi natijasida to'planadigan solishtirma energiyaning bir qismi sabab bo'ladi degan gipotezaga asoslanadi. Ushbu nazariyada umumiy shart quyidagi ko'rinishda yoziladi.

$$U_{uu} \leq U_{uum}$$

Bu yerda: U_{uu} - tekshirilyotgan chegaraviy kuchlanish xolatida kub shaklini o'zgarishi bilan bog'liq bo'lgan energiyaning xisob qiymati;

U_{uum} - Ushbu energiyaning oddiy cho'zilishiga o'tkazilgan tajriba natijasidan olingan chegaraviy qiymati.

Solishtirma energiyalarni o'rniga ularni ma'lum ifodalarini qo'yib quyidagi shartni olamiz:

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq 2\sigma_0^2 \quad (25.13)$$

Bu yerda: σ_0 - oddiy cho'zilishda tajribadan topilgan chegaraviy kuchlanish. Tekis kuchlanish xolatida (25.13) formula quyidagicha yoziladi.

$$\sigma_{xuc} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + 3\tau_{zy}^2}$$

Agar $\sigma_y = 0$ bo'lgan xususiy hol uchun $\sigma_z = \sigma$ $\tau_{zy} = \tau$ desak

$$\sigma_{xuc} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq R \quad (25.14)$$

Energetik nazariya xam plastik materiallar bilan o'tkazilgan tajribalarda yaxshi natijalar beradi, shuning uchun u amalda keng qo'llaniladi.

Nazorat savollari.

1. Materiallar uchun xavfli xolat deb nimaga aytiladi?
2. Mustaxkamlik nazariyasi deb nimaga aytiladi?
3. Mustaxkamlikni birinchi nazariyasini mohiyati nimadan iborat?
4. Ikkinchi mustaxkamlik nazariyasi mohiyati nimadan iborat?
5. Uchinchi mustaxkamlik nazariyasi mohiyati nimadan iborat?
6. Mustaxkamlikning energetik nazariyasi mohiyati nimadan iborat?
7. Nisbiy cho'zilish nima?
8. Xavfli kuchlanish xolati qachon sodir bo'ladi?
9. Xavfli kuchlanish xolatidagi eng katta urinma kuchlanish qaysi formula orqali ifodalanadi?
10. Xisobiy qarshilig nima?

26-MA'RUZA

Mavzu: Morni mustahkamlik nazariyasi.

Reja:

26.1. Morni mustahkamlik nazariyasi.

26.2. Mustahkamlik nazariyalarini o'zaro solishtirish.

26.1. Morning mutaxkamlik nazariyasi.

Masalan: kuchlanishga, deformatsiyaga, energiyaga,

Aytaylik bizda shunday snov mashinasi mavjud bo'lsinki, bu mashinada biz σ_1 , σ_2 va σ_3 komponentlarini proportsional o'zgartirib xoxlagan kuchlanishlik xolatini olishimiz mumkin bo'lsin.

Ixtiyoriy kuchlanishlik xolatini olamiz va bir vaqitda xamma komponentlarni ko'paytiramiz. Bunda doira albatta chekli xolatga erishadi, yahni namuna yemiriladi yoki unda plastik deformatsiyalar hosil bo'ladi.

$$\sigma_1^* = n\sigma_1; \quad \sigma_2^* = n\sigma_2; \quad \sigma_3^* = n\sigma_3$$

σ va τ tekisligida bu doiralardan eng kattasini chizamiz faraz qilamiz σ_2 – chekli holatga ta'sir etmaydi.

Xudu shu namunada endi boshqa kuchlanishlik xolati xolati uchun tajriba o'tkazamiz. Yani σ_1 , σ_2 va σ_3 larni proportsional oshirib chekli xolatga erishamiz va buning uchun ham Mor doirasini ko'ramiz.

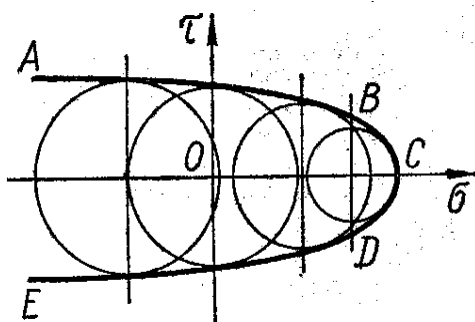
Xudi shunday davom ettiraverib biz tekislikda chekli doiralar to'plamiga ega bo'lamiz. Agar bu doiralar uchun chegaraviy o'rovchi chizik o'tkazsak u umumiy xolda egri chizikdan iborat bo'ladi va σ o'qini S nuqtada kesib o'tadi. (26.1 - shakl) Chekli egrilik materialni mexanik xosasini ifodalaydi.

Chekli egrilik murakkab kuchlanish xolatidagi materialni chekli xolatini ifodalay di.

Bu S nuqtada abtsissasi bilan aniqlanadigan chegaraviy kuchlanish. Xar tomonlama cho'zilishga mos keladi. (cho'zilish diogrammasiga o'xshash). Bu xolda Mor doirasi nuqtaga aylanadi, chunki $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ bo'ladi.

Shunday qilib bir necha chegaraviy doiralar va ularni o'rovchi egri chiziq mavjud bo'lsa, bosh doirasi o'rovchi egri chiziqqa urinib turadigan kuchlanish xolati ham chegaraviy bo'ladi.

Turli kuchlanish xolatlari uchun kurilgan chegaraviy doiralarni o'rovchi xaqiqiy egri chiziqni olish juda qiyin.



26.1.shakl

Amalda bu egri chizikni cho'zilish va siqilishga o'tkazilgan tajriba natijalari asosida ko'riladi. U bu aylanalariga urinib o'tuvchi to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi. (26.2 - shakl)

Bu tug'ri chiziq mustahkamlik holati chegarasi xisoblanadi.

SHu bilan birga ular bosh doirasi bu to'g'ri chiziqqa urinadigan har qanday kuchlanish

xolatining σ_1 va σ_3 kuchlanishlari orasidagi chizqli bog'lanishni belgilaydi.

Oralikdagi qandaydir σ_1 , σ_3 kuchlanganlik xolati uchun osonlik bilan mustaxkamlik shartini olish mumkin. Yahni 26.3 shaklda ko'rsatilgan markazi

O_3 da bo'lgan O_1 va O_2 o'rtasida joylashgan doira uchun. Bu doiralar markazi bilan chegaraviy egrilikni birlashtiruvchi O_1M_1 , O_2M_2 va O_3M_3 to'g'ri chiziqlar o'tkazamiz shuningdek M_1M_2 ga paralel O_1a to'g'ri chiziq xam o'tkazamiz ΔO_1O_3 va ΔO_1O_2 lar o'xshashligidan quidigi proporsional boglanishlarini xosil qilamiz.

$$\frac{\overline{O_3b}}{\overline{O_2a}} = \frac{\overline{O_1O_3}}{\overline{O_1O_2}}, \text{ ëku } \frac{\overline{O_3M_3} - \overline{O_1M_1}}{\overline{O_2M_2} - \overline{O_1M_1}} = \frac{\overline{OO_1} - \overline{OO_3}}{\overline{OO_1} + \overline{OO_2}}.$$

Bu kesmalrarni (26.3 shakl) mos kuchlanishlar bilan almashtirib quidagini xosil qilamiz.

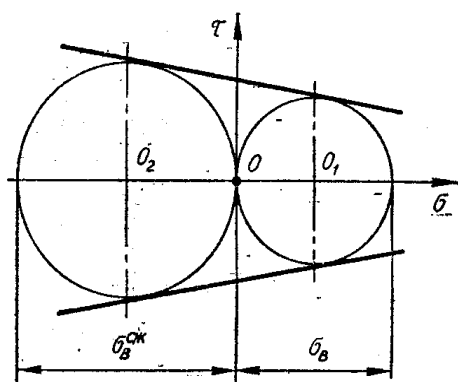
$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3 - [\sigma_+]}{[\sigma_-] - [\sigma_+]} = \frac{[\sigma_+] - (\sigma_1 + \sigma_3)}{[\sigma_+] + [\sigma_-]}.$$

Bahzi shakl almashtirishlardan so'ng va tengsizlik belgisini kiritib mustaxkamlik shartini olamiz.

$$\sigma_{\text{KBM}} = \sigma_1 - \frac{[\sigma_+]}{[\sigma_-]} \sigma_3 \leq [\sigma_+] \quad (26.1)$$

Cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatuvchi material ($[\sigma_+] = [\sigma_-]$) chegaraviy egrilik ko'rsatilgan uchastkada abtsissa o'qiga parallel o'tadi u xolda (26.1) ifoda uchinchi mustaxkamlik nazariyasida chiqarilgan (26.9) ifoda bilan bir xil bo'ladi.

$K = \frac{[\sigma_+]}{[\sigma_-]}$ deb belgilasak quidagi xosil bo'ladi.



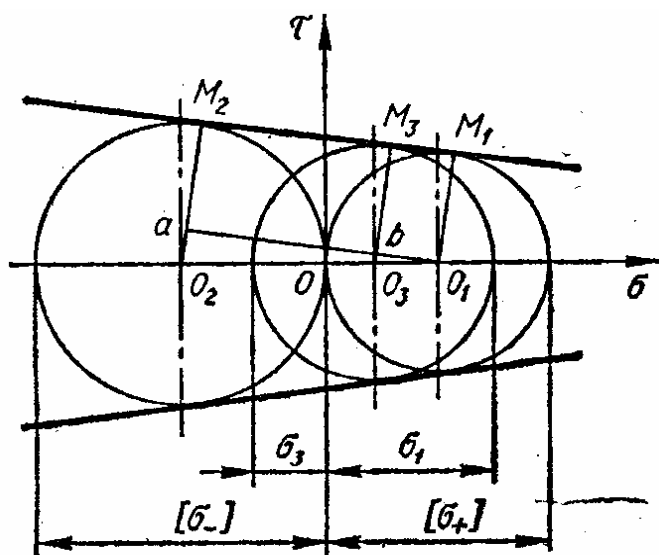
26.2 - shakl

$$\sigma_{\text{KBM}} = \sigma_1 - K \sigma_3 \leq [\sigma_+] \quad (26.2)$$

Mornazariyasi mo'rtmateriallar uchun ham , plastik materiallar uchun ham qo'llash mumkin.

Bunda mo'rt materiallar uchun σ_{tch} va σ_{ts} o'rniga mos ravishda plastik materiallar uchun oquvchanlik chegarasiolinadi.

Agar $K=1$ bo'lsa (26.2) da



26.3 -shakl

uchun tekis va xajmiy kuchlanganlik xolatida bir necha murakkab tajribalar natijasida xosil qilinishi bu nazariyani qo'llanilishini chegaralab turadi.

$$\sigma_{rdV} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (26.3)$$

Mor nazariyasi kuchlanish doiralari cho'zilishni va siqilishini bsh diralari oralig'ida joylashgan kuchlansh holatlari uchun aniq natijalar beradi.

Bu nazariyani kamchiligi σ_2 xisobga olinmaydi.

Bu nazariyani afzalligidan yana biri qo'shimcha tajribalar o'tkazishni xojati bo'lmaydi. CHekli egrilikni kurish xar bir material

26.2. Mustahkamlik nazariyalarini solishtirish.

Amaliy hisoblashlarda u yoki mustahkamlik nazariyasini qo'llashda quyidagilarni aytish mumkin. Materiallarni uzilishi bilan yemirilishi cho'ziluvchi normal kuchlanishlar bilan yoki uzatishi urinma kuchlanishlar bilan tekislikdagi yemirilish sodir bo'ladi.

Bunda uzilishdan yemirilish juda ham kichik qoldiq defomatsiyalarda yoki ularsiz (mo'rt yemirilish) kesishishdan yemirilish qoldiq deformatsiyalar hosil bo'lishi bilan ro'y beradi.

Bundan shunday xulosa kelib chiqadiki, birinchi va ikkinchi mustahkamlik nazariyalarini pastki uzilishdan yemirilishni faqat mo'rt materiallar uchun tadbqiq etish mumkin. Uchinchi va to'rtinchi mustahkamlik nazariyadan oqish chegarasi hosil bo'ladigan plastik holatdagi materiallar uchun tadbqiq etish yaxshi natijalar beradi.

Mor nazariyasi cho'zilish va siqilishga bir hil qarshilikli materiallarni yemirilishdagi qarshiligini aniqlashga yordam beradi. Bunda (26.1.) AV tarmoq kesishdan yemirilishni harakatlaydi.

Birinchi va ikkinchi mustahkamlik nazariyalarining kamchiligini ko'pligi xozirgi paytda ularni qo'llash talabga javob bermaydi. SHuning uchun amaliy hisoblar uchun to'rtinchi (energetik) nazariyasi yoki uchinchi mustahkamlik nazariyalarini cho'zilish va siqilishga bir xilda qarshilik ko'rsatuvchi materiallar uchun qo'llash taklif etiladi.

CHO'zilish va siqilishga har-hil qarshilik ko'rsatuvchi yahni mo'rt materiallar uchun mor nazariyasini qo'llash taklif etiladi.

SHuni takidlash lozimki, materialni (plastik yoki mo'rt) xolati faqatgina uni tuzilishi bilan emas balki, kuchlanganlik holati turi, temperatura va yuklanish tezligi bilan ham belgilanadi.

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, yuklanish sharoitida va temperatura ta'sirida bahzi plastik materiallar mo'rt materiallarga o'xshab qarshilik ko'rsatsa, bahzi mo'rt materiallar aniq bir kuchlanganlik holatida plastik materialga o'xshab yemiriladi. Masalan, har tomonlama cho'zilish kuchlanganlik holati ostidagi plastik materiallar mo'rt materiallarga o'xshab yemiriladi.

Bunday kuchlanganlik holati "bikr" deb yuritiladi.

Har tomonlama siqilish ostidagi kuchlanishlik xolati esa, "yumshoq" deb yuritiladi. Chunki, bu xolatda mo'rt materiallar plastik holatlarda o'zlarini ko'rsatadi.

Har tomonlama siqilishda materiallar yemirilmadan katta bosimlarga bardosh berishlari mumkin.

Nazorat savollari

1. Mor nazariyasi asosi nima.
2. Chekli doira deb nimaga aytiladi.
3. Chegraviy egrilik nimalarni chegaralaydi.
4. Bosh kuchlanishlar asosida chegaraviy egrilik ishga chizilgan doira, nimani bildiradi.
5. Grafik ravishda mustahkamlik uchun ehtiyotlik koeffitsienti qanday topish mumkin.
6. Mor nazariyasi asosidagi mustahkamlik shartini yozing.
7. Material turiga qaram mustahkamlik nazariyalari.
8. Kuchlanish turiga asosan yemirilish nazariyalari qanday tanlanadi.
9. Mor nazariyasini qaysi kuchlanish hisobga olinadi.
26. Har xil faktlar material xossalriga qanday ta'sir etadi.

Horijiy manbaalardan olingan materiallar

[19] 122 bet

Example #1

An aluminum rod with a diameter of 0.5 inches is pulled with a load of 2000 lb. as shown. Calculate the applied stresses σ_x , σ_y , and τ_{xy} . Use Mohr's circle to find the principal stresses σ_1 and σ_2 , angle θ , and the maximum shear stress τ_{max} at point A.

Solution

The applied normal stress is in the y direction; there is no applied shear stress.

$$\sigma_x = 0$$

$$\sigma_y = \frac{P}{A} = \frac{4P}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 2000 \text{ lb.}}{\pi (0.5 \text{ in.})^2} \left| \frac{\text{kip}}{10^3 \text{ lb.}} \right| = 10.2 \text{ ksi}$$

$$\tau_{xy} = 0$$

$$\sigma_{avg} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{0 \text{ ksi} + 10.2 \text{ ksi}}{2} = 5.09 \text{ ksi}$$

$$R = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

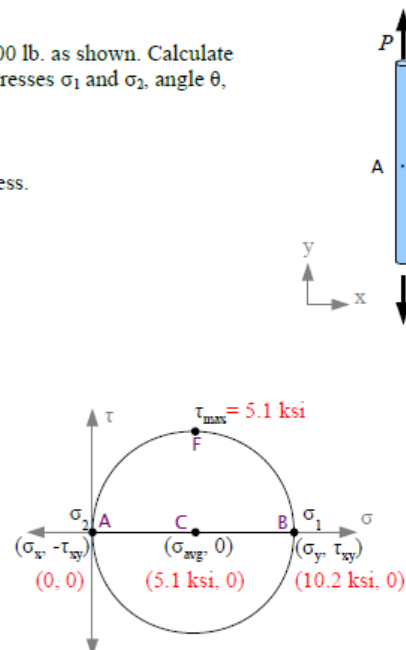
$$= \sqrt{\left(\frac{0 \text{ ksi} - 10.2 \text{ ksi}}{2}\right)^2 + (0 \text{ ksi})^2} = 5.09 \text{ ksi}$$

$$\sigma_1 = \sigma_{avg} + R = 5.09 \text{ ksi} + 5.09 \text{ ksi} = 10.2 \text{ ksi}$$

$$\sigma_2 = \sigma_{avg} - R = 5.09 \text{ ksi} - 5.09 \text{ ksi} = 0 \text{ ksi}$$

$$\tau_{max} = R = 5.09 \text{ ksi}$$

Angle $\theta = 0$, by inspection.



27-MA'RUZA

Mavzu: Kuchlarni dinamik ta'siri Reja

- 27.1 Umumiy tushunchalar.
- 27.2 Inertsiya kuchini hisobga olish.
- 27.3 Tashqi kuchni zarbiy ta'siri

27.1 Umumiy tushunchalar.

Biz yuqorida faqat statik kuchlar ta'sirida konstruktsiya elementlarining mustaokamligini, bikrligini va ustivorligini hisoblashni o'rgandik.

Ammo lekin konstruktsiya elementlari ko'pincha dinamik kuchlar ta'sirida bo'ladi. bunday kuchlarga

Inertsiya kuchlari

Zarb kuchlari

Davriy o'zgaruvchan kuchlar kiradi.

Dinamik kuchlar ta'siridan konstruktsiya elementlari tezlanish oladi. Bu paytda inertsiya kuchlari vujudga keladi. Demak, bu paytda hosil bo'ladigan inertsiya kuchlarini hisobga olish kerak bo'ladi. (R ga inertsiya kuchini qo'shib hisoblash kerak bo'ladi).

Dinamik kuchlar ta'siriga hisoblashni umumiy metodi bu nazariy mexanikadagi Dalanber printsipiga asoslanadi.

(Bu printsipga asosan: Har qanday harakatdagi jism juda qisqa vaqt ichida (oniy vaqtda) muvozanatda bo'ladi – inertsiya kuchlarini hisobga olganda.) Inertsiya kuchi – bu tezlik yo'nalishiga teskari massa bilan tezlik ko'paytmasidan iborat bo'ladi. bunday masalalar quyidagi tartibda yoziladi:

1. Avvalo bu ta'sir kuchini statik ta'sir ini aniqlaymiz.
2. Dinamik koeffitsientni aniqlaymiz.
3. Istalgan kattalitikni aniqlaymiz.

Misol: $Gq = Kg \delta_{st.}$, $\Delta g = Kg \Delta_{ct.}$

Bundan tashqari dinamik kuchlar ta'sir ida plastik bo'lgan materiallar mo'rt material bo'lib qoladi va buning natijasida uning mustaokamligi bir necha marta kamayib ketishi mumkin.

Jism oniy muvozanat holatida bo'ladi deyiladi. Bunda ta'sir etuvchi tashqi kuchga inertsiya kuchi ham qo'shiladi mahlumki inertsiya kuchi – jism massasi bilan tezlanish ko'paytmasiga teng. Faqat yo'nalishi tezlanish yo'nalishiga teskari bo'ladi.

Demak agar bizga inertsiya kuchi mahlum bo'lsa kesish usulidan foydalanib ichki kuchlarni aniqlashimiz mumkin bo'ladi.

Zarb kuchlarini ta'sirida esa δg va Δg ni aniqlashda energiyani saqlash qonunidan foydalaniladi.

27.2. Inertsiya kuchini hisobga olish.

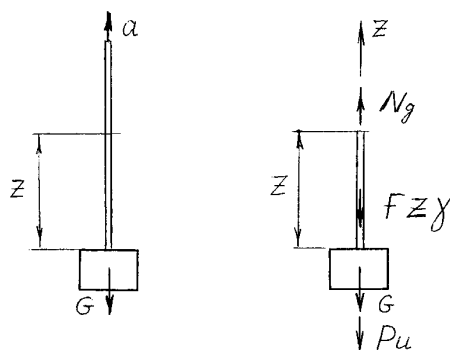
Bizga arqonga osilgan yuk berilgan bo'lsin u yuqoriga o'zgaras tezlik bilan ko'tarilgan bo'lsa u holda yuk trosiga (o'zgar) statik ta'sir qiladi. Agar yuk mahlum tezlanish bilan ta'sir qilsa u dinamik ta'sir etadi.

Demak G yuk yuqoriga α tezlanish bilan ko'tarilayapti deylik. Arqondagi kuchlanishni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz.

Mahlumki inertsi ga teng. $\Sigma z=0$ statika shartidan.

$$N_d - G + \frac{G}{g}a = 0 \quad g - \text{erkin tushish tezlanishi}$$

yoki
$$N_d - G\left(1 + \frac{a}{g}\right) = 0 \quad G - N_{st} \text{ kuchni statik tahciri.}$$



27.1.shakl.

Mahlumki $N_g = GgF$. (a)

$$N_d - G\left(1 + \frac{a}{g}\right) = 0 \quad G - \text{ni } N_{st} \text{ bilan } 1 + \frac{a}{g} = K_d \text{ bilan belgilaymiz}$$

$$N_d = N_{CT} \cdot K_d. \quad (27.1)$$

demak

$$K_d = 1 + \frac{a}{g} \quad (27.2)$$

dinamik koeffitsient deyiladi.
(27.2) va (a) ni hisobi olsak

$$\sigma_d F = N_d \quad \text{bundan}$$

$$\sigma_d = \frac{N_d}{F} = \frac{N_{CT}}{F} K_d = \sigma_{CT} K_d$$

Demak

$$\sigma_d = K_d \sigma_{CT}$$

dinamik kuchlanish

$$\Delta \ell_d = K_d \Delta \ell_{CT} \quad (16.3)$$

dinamik deformatsiya.

$$\sigma_d^{\max} = K_d \sigma_{CT}^{\max} \leq [\sigma] \quad (27.4) \text{ mustahkamlik sharti}$$

$$\Delta \ell_d^{\max} = K_d \Delta \ell_{CT}^{\max} \leq [\Delta \ell] \quad (27.5) \text{ bikrlilik sharti.}$$

27.3 Tashqi kuchni zarbiy ta'siri

Buylash zarb yuki ta'sir ini ko'ramiz. Aytaylik qo'zg'almas jismga h balandlikdan G yuk jo'nayotgan deylk erkin tushish tezlanishga asosan $v = \sqrt{2gh}$. Bu holatda oniy vaqtda kuch ta'sir etadi. Tezlik juda katta bo'ladi shining uchun zarb vaqtida esa $v=0$ bo'ladi. 0 ga tushadi bunda Kg ni Dalamber printsiptiga asosan aniqlab bo'lmaydi.

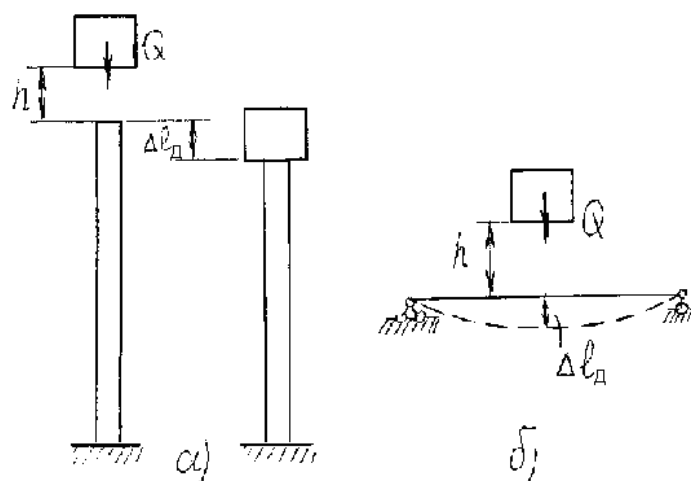
Bu holatda energiyani saqlanish qonunidan foydalanamiz. Tushayotgan jism bajargan ishi to'lasicha elastik jism potentsial energiyasiga aylanadi. Demak zarb yukini bajargan ishi.

$$A = G(\Delta \ell_{\text{д}} + h) \quad (27.6)$$

Siqilgan jism elastik defertsiyasining potentsial energiyasi yuqoridagilardan.

$$U = \frac{N^2}{2EF}$$

$$\Delta \ell_{\text{д}} = \frac{N\ell}{EF} \quad \text{bundan} \quad N = \frac{\Delta \ell_{\text{д}} EF}{\ell} \quad \text{bo'ladi.}$$



27.2.shakl.

u holda

$$U = \frac{\Delta \ell_{\text{д}}^2 EF}{2\ell} \quad (27.7)$$

Energiyani saqlanish qonuniga asosan $U=A$

$$\frac{\Delta \ell_{\text{д}}^2 EF}{2\ell} = G(\Delta \ell_{\text{д}} + h)$$

yoki

$$\Delta \ell_{\text{д}}^2 - 2\Delta \ell_{\text{д}} \frac{G\ell}{EF} - 2h \frac{G\ell}{EF} = 0 \quad \Delta \ell_{\text{д CT}} \frac{G\ell}{EF} \quad \text{desak}$$

$$\text{yoki } \Delta \ell_{\mathcal{D}}^2 - 2\Delta \ell_{CT}\Delta \ell - 2h\Delta \ell_{CT} = 0 \quad (\text{a})$$

Bu kvadrat tenglamani yechnak

$$\Delta \ell_{\mathcal{D}} = \Delta \ell_{CT} \pm \sqrt{\Delta \ell_{CT}^2 + 2h\Delta \ell_{CT}} \quad (27.8)$$

$$\Delta \ell_{\mathcal{D}} = \Delta \ell_{CT} \pm \sqrt{\Delta \ell_{CT}^2 + 2h\Delta \ell_{CT}} \quad (27.9)$$

bundan

$$\Delta \ell_{\mathcal{D}} = \Delta \ell_{CT} \left(1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta \ell_{CT}}} \right) \quad (27.10)$$

koeffitsient $K_D > 1$ bo'lgani uchun musbatligini qoldiramiz.
bu yerda

$$K_{\mathcal{D}} = 1 \pm \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta \ell_{CT}}} \quad (27.11)$$

belgilaymiz

$$\Delta \ell_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \cdot \Delta \ell_{CT} \quad (27.12)$$

$$\sigma_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{CT} \quad (27.13)$$

K_D – zarbda dinamik koeffitsient.

(27.12)dan ko'rinadiki K_D – sistema defirentsiyalanishiga bog'liq bo'ladi deyiladi. $\Delta \ell_{CT}$ qancha katta bo'lsa K_D shuncha kichik bo'ladi. Demak, dinamik kuch – zarb kuchiga qarshi elastik monand jismdan quyish yaxshi natijali ballar ekan. (yahni zarb yukidan qonlazka va prujinalar)

xususiyy oolda Masalan: Juda ham qisqa muddat ichida qo'yilgan va $h=0$ zarb yukini ko'ramiz u oolda (6) dan $K_D=2$ teng bo'ladi. $\Delta \ell_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \Delta \ell_{CT}$ - ko'chish, kuchlanish - $\sigma_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{CT}$, $N_D = N_{ST} K_D$ – ichki kuch.

Bu hosil qilingan formulalarni ko'ndalang zarb ta'siridagi balkalarga ham qo'llash mumkin.

$$y_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \cdot y_{cm}, \sigma_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{CT}, \quad M_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} M_{cm}, \quad K_{\mathcal{D}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{Y_{CT}}}$$

Misol–1. Quyidagi pog'onali sterjendagi eng katta normal kuchlanish $R = 400$ N zarbli kuch ta'siridan aniqlansin. Agar A ni prujina bilan almashtirisakchi?

$L=5\text{m}$, $G'=2 \cdot 10^{-4}\text{m}^2$, $h=0,6 \cdot 10^{-2}\text{m}$ Prujina 1N kuchni $\lambda=4 \cdot 10^{-7}\text{m}$ kamaytiradi. $Y_e=2 \cdot 10^{11}\text{N/m}^2$.

- 1) Dinamik kuchlanish quyidagi formula yordami bilan topiladi.

$$\sigma_{\mathcal{D}} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{cm}$$

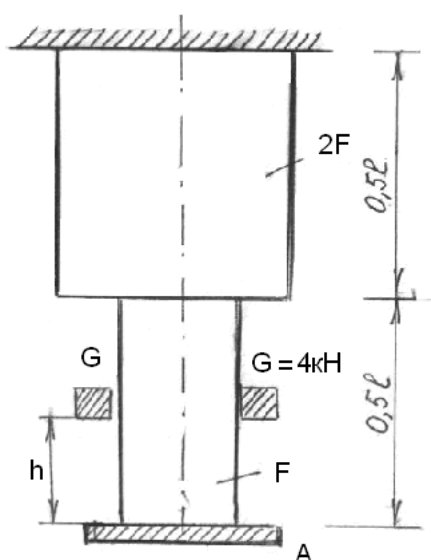
$$\sigma_{cm} = \frac{P}{F} = \frac{4000}{2 \cdot 10^{-4}} = 2 \cdot 10^7 \text{ H / m}^2 = 20 \text{ MPa}$$

$$K_{\mathcal{D}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta \ell_{CT}}}$$

$$\Delta \ell_{CT} = \frac{T \ell}{EF} = \frac{G \cdot \ell}{EF} = \frac{4000 \cdot 0,5 \cdot \ell}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = \frac{4000 \cdot 0,5 \cdot 5}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 0,0375 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

$$K_{\mathcal{D}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 10^{-2}}{0,0375 \cdot 10^{-2}}} = 6,75$$

$$\sigma_{\mathcal{D}}^{\max} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{cm} = 6,75 \cdot 20 = 135 \text{ MPa}$$



- 2) A ga prujina qo'ysak σ_{cm} – to'la ko'chish prujina ko'chishi bilan tashqi kuch tahciridan hosil bo'ladigan ko'chishda yig'indisidan iborat bo'ladi.

$$\Delta \ell_{CT} = \Delta \ell_{CT} + \delta \cdot \lambda = 0,0375 \cdot 10^{-2} + 4000 \cdot 4 \cdot 10^{-7} = 0,1975 \cdot 10^{-2} \text{ m.}$$

$$K_{\mathcal{D}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 0,6 \cdot 10^{-2}}{0,1975 \cdot 10^{-2}}} = 3,67$$

$$\sigma_{\mathcal{D},\Pi}^{\max} = K_{\mathcal{D}} \sigma_{cm} = 3,67 \cdot 20 = 73,4 \text{ MPa}$$

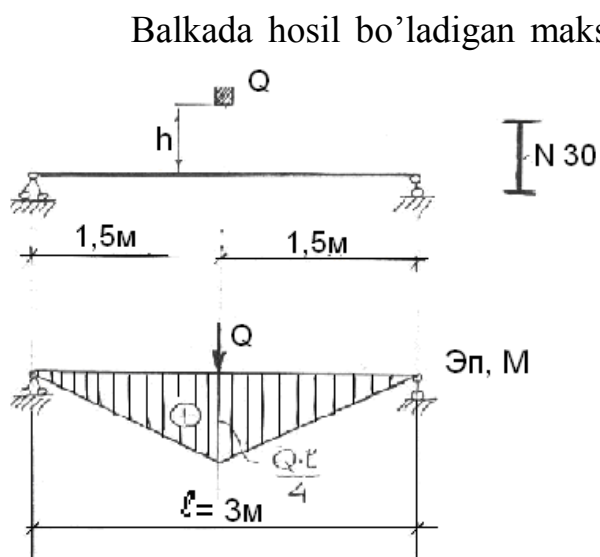
$$\frac{\sigma_{\mathcal{D}}^{\max}}{\sigma_{\mathcal{D},\Pi}^{\max}} = \frac{135}{73,4} \approx 2$$

27.3 -shakl

Demak agar yuk prujinaga tushsa sterjendagi kuchlanish 2 - barobar kamayar ekan.

Misol –2.

Quyidagi berilgan 30 – nomerli qo'shtovr kesimli prolyoti $\ell = 3 \text{ m}$ iborat ikki tayanchli po'lat balkaga $h = 20 \text{ sm}$ balandlikdan $Q = 1 \text{ kN}$ yuk tushmoqda.



Balkada hosil bo'ladigan maksimal dinamik kuchlanish hisoblansin. (27.4 - shakl). Berilgan: N 30 qo'shtavr uchun GOST 8239 – 89 dan sortamentlar jadvalidan quyidagi mahlumotni olamiz: $J_x = 7080 \text{ cm}^4$, $W_x = 472 \text{ cm}^3$, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Echish: Balka havfli kesimida hosil bo'ladigan ko'chish statik ta'siridan maksimal kuchlanishni aniqlaymiz.

$$\sigma_{cm}^{\max} = \frac{M_{\max}^{cm}}{W_x} = \frac{Q \cdot \ell}{4W_x} = \frac{1 \cdot 3 \cdot 10^3}{4 \cdot 472} = 1,6 \text{ MPa}$$

bu yerda, $M_{\max}^{cm} = \frac{Q\ell}{4}$ - havfli kesimdagi

27.4 - shakl
eguvchi moment, u M epyurasidan olinadi (27.4 - shakl)

Dinamik koeffitsientni quyidagi formula asosida aniqlaymiz.

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta_{cn}}} \quad (27.9)$$

bu yerda,

Δ_{cn} - kuch statik ta'siridan hosil bo'ladigan ko'chish (salqilik) mahlumotnomaga asosan u quyidagiga teng:

$$\Delta_{cn} = \frac{Q\ell^3}{48 EJ_x} = \frac{1 \cdot 3^3 \cdot 10^7}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 7080} = 0,004 \text{ cm}.$$

20 $\gg$ 0,004sm bo'lgani uchun yuqoridagi formula (27.9) ni quyidagicha olamiz.

$$K_d = \sqrt{\frac{2h}{\Delta_{cn}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 20}{0,004}} = \sqrt{10000} = 100.$$

U holda (27.8) ga asosan maksimal dinamik kuchlanish.

$$\sigma_d^{\max} = K_d \cdot \sigma_{cm}^{\max} = 100 \cdot 1,6 = 160 \text{ MPa} \text{ ga teng bo'ladi.}$$

Demak, agar balkaga $Q = 1 \text{ kN}$ yuk $h = 20 \text{ sm}$ balandlikdan kelib tushsa:

$$\frac{\sigma_d^{\max}}{\sigma_{cm}^{\max}} = \frac{160}{1,6} = 100 \text{ ga asosan}$$

balkada kuchni dinamik ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanish, shu kuchni statik ta'siridagi hosil bo'ladigan kuchlanishdan 100 barobar ortib ketar ekan.

Shuning uchun ham dinamik yuklar ta'siri uchun unga qarshi elastik monand jismlar ishlatiladi masalan: (prujin, rezina va. x.o)

Nazorat savollari

1. Statik va dinamik yuklamalarga misol keltiring.
2. Zarb yuki qanday yuk.
3. Dalamber printsiptini tushuntiring.
4. Tekis tezlanuvchan harakatda hisoblash usulini tushuntiring.
5. Tekis tezlanuvchan harakatda kuchlanish deformatsiya qanday topiladi.
6. Tekis tezlanuvchan harakatda dinamik koeffitsient.
7. Zarb ta'siriga hisoblash uslubi va gipotezalar.
8. Zarb ta'siriga mustahkamlikka va bikrlikka hisoblash.
9. Zarb yuki ta'siridan dinamik koeffitsient qanday topiladi.
10. Zarb yuki ta'sirida dinamik koeffitsientni qanday topiladi.

ADABIYOTLAR

1. Smirnov A.F va boshqalar. Materiallar qarshiligi T. o'qituvchi. 1988y. 464 b.
2. M.T. O'rozboev «Materiallar qarshiligi asosiy kursi», T. 1989y 510 b.
3. K. M. Mansurov «Materiallar qarshiligi», T. 1983y 464 b.
4. B. Q. Qoraboev Yu. Leksashev «Materiallar qarshiligidan qisqacha kurs», T. 1999y 208 b.
5. A. V. Aleksandrov, V.D. Potapov, B. P. Derjavin «Soprotivlenie materialov», M., 2000y 560 b.
6. G.S. Pisarenko i dr. «Soprotivlenie materialov» K., 1986g 775s.
7. V. I. Feodos'ev «Soprotivlenie materialov». M., 1986g 512s.
8. G. M. Itskovich, L.S. Minin, A.I. Vinokurov. Rukovodstvo k resheniyu zadach po soprotivleniyu materialov, Ucheb. posobie dlya vuzov, M., 1999.
9. N.G'. To'ychiev, Materiallar qarshiligi, Toshkent, 2004 y 197b.
10. Materiallarning mexanik sinoviga doir laboratoriya ishlari. Abduraxmonov SH, Xamzaev I. 2013y 141b.
11. Matkarimov A.X. Materiallar qarshiligi T. O'qituvchi 2004y.
12. I.A. Kachurin taxriri ostida. Materiallar qarshiligidan masalalar to'plami (tarjima) T. O'qituvchi. 1994y.
13. A.N. Nabiev, S.M. Xasanov Materiallar qarshiligi . T. Fan va texnologiya. 2005y. 420b.
14. B.A. Hobilov, N.J. To'ychiyev. Materiallar qarshiligi T. O'zbekiston faylasuflari milliy jamiyati 2008y. 400 b
15. *A Textbook of Strength of Materials – R.K. Bansal Laxmi Publikations, 2010*
16. *Mechanics of materials – Ferdinand P. Beer, E. Russell, Johnston Jr, John T. Dewolf_2006*
17. *A Textbook of Strength of Materials: Mechanics of Solids – S.I. Units _ 2007*
18. *Strength of Materials – A.K. Srivastva_P.C. Gope_2012/408pp*
19. *Applied Strength of Materials for Engineering Technology - 2014*
20. *R.C. Hibbeler. Engineering Mechanics, Statics and Dynamics. Pearson. ISBN-10: 0-13-391542-5 ISBN-13: 978-0-13-391542-6, New York, 2017.*
21. *Selected topics on strength of materials - Svetlana Lilkova-Markova - 2014*

