

**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIY VA O‘RTA
MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI**

S.M.Xasanov

MEXANIKA. MATERIALLAR QARSHILIGI

DARSLIK

TOSHKENT –2020

UDK 531.534(075.8)

Xasanov S.M. Mexanika. Materiallar qarshiligi. Darslik. – T.:
«.....», 2020. 352 b.

Darslik O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan tasdiqlangan namunaviy dasturlar asosida yozilgan bo'lib, 5320300- Texnologik mashinalar va jihozlar, 5320200 – Mashinasozlik texnologiyasi, mashinasozlik ishlab chiqarishini jihozlash va avtomatlashtirish, 5313600- Metallarga bosim bilan ishlov berish mashinalari ta'lim yo'nalishlari talabalari uchun mo'ljallangan.

Taqrizchilar:

- K.A.Karimov – ToshDTU «Nazariy mexanika va mashina va mexanizmlar nazariyasi» kafedrası mudiri, texnika fanlari doktori, professor;
- M.M.Mirsaidov – TIQXMMI «Nazariy va qurilish mexanikasi» kafedrası mudiri, texnika fanlari doktori, professor, O'zRFA akademigi.

© Toshkent, 2020.

Annotatsiya

Darslikda materiallar qarshiligining asosiy bo‘limlari cho‘zilish-siqilish, tekis kesim yuzalarinning geometrik xarakteristikalarini, siljish, zarbali va o‘zgaruvchan yuklanishlar qulay va yetarli darajada bayon qilingan. Shuningdek tashqi kuch ta‘sirida hosil bo‘ladigan deformatsiya turlari va ularni aniqlash usullari ham bayon etilgan, har bir bob uchun masalalar yechimi berilgan.

Darslik O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta‘lim vazirligi tomonidan tasdiqlangan na‘munaviy dasturlar asosida yozilgan bo‘lib, 5320300- Texnologik mashinalar va jihozlar, 5320200 – Mashinasozlik texnologiyasi, mashinasozlik ishlab chiqarishini jihozlash va avtomatlashtirish, 5313600- Metallarga bosim bilan ishlov berish mashinalari ta‘lim yo‘nalishlari bo‘yicha ta‘lim oladigan oliy texnika o‘quv yurti talabalari uchun mo‘ljallangan.

Аннотация

В учебнике доступно и на необходимом уровне изложены такие разделы науки «Сопротивление материалов» как растяжение-сжатие, геометрические характеристики плоских сечений, сдвиг, ударные и переменные нагрузки. Изложены виды деформаций, возникающие при воздействии внешних сил и методы их определения, также приведены примеры решения задач для каждой главы.

Учебник написан на основе типовой программы, утверждённой Министерством Высшего и средне специального образования Республики Узбекистан и рассчитан для студентов высших технических учебных заведений, обучающихся по направлениям образования: 5320300 - Технологические машины и оборудования, 5320200 - Технология машиностроения, Оборудование и автоматизация машиностроительного производства, 5313600 – Машины для обработки металлов давлением.

Annotation

In this textbook, basic sections of strength of materials such as stretching and compression, geometrical characteristics of plane section surfaces, moving and variable loadings are stated adequately and comfortably. Furthermore, types of deformations, which are evolved by the external forces, and definition types of them are also stated. There are solution of problems for every chapter in this textbook.

The textbook is for students who study at higher technical schools on the basics of standard programs, which are confirmed by Higher and Secondary-special Education Ministry of The Republic of Uzbekistan. It is for specialties of 5320300 – technological machines and equipment, 5320200 – Technology of mechanical engineering, equipment and automation of machine construction, 5313600 – machines of treating metals by pressure.

Materiallar qarshiligi fanidan qoʻllaniladigan asosiy belgilashlar va ularning oʻlchov birliklari:

A – koʻndalang kesim yuzasi, m^2

F – kuch, kN ;

E – choʻzilish va siqilishdagi elastiklik moduli, MPa;

G – siljishdagi elastiklik moduli, MPa;

I – kesimning inersiya momenti, m^4 ;

I_x, I_y – oʻqlarga nisbatan inersiya momenti, m^4 ;

I_{xy} – markazdan qochma inersiya momenti, m^4 ;

I_p – polyar inersiya momenti, m^4 ;

M – eguvchi moment, $kN \cdot m$;

N – boʻylama kuch, kN ;

Q – koʻndalang kuch, kN ;

S – kesimning statik momenti, m^3 ;

i – kesimning inersiya radiusi, m ;

m – toʻplangan moment, juft kuch, $kN \cdot m$;

q – taralgan kuch intensivligi, kN/m ;

α – materialning temperatura taʼsirida chiziqli kengayish koeffitsiyenti, $1/grad$;

γ – solishtirma ogʻirlik, kN/m^3 ;

Δ, δ – chiziqli koʻchish, mm ;

ε – nisbiy deformatsiya;

θ – ko‘ndalang kesimning aylanish burchagi, rad;

λ – sterjenning egiluvchanligi;

μ – Puasson koeffitsiyenti;

σ – normal kuchlanish;

τ – urinma kuchlanish, MPa.

Karrali yoki ulushli birliklar

Qo‘shimcha	Giga	Mega	Kilo	Gekto	Deka	Detsi	Santi	Milli	Mikro	Nano
Belgilash	G	M	k	g	Da	d	s	m	mk	n
Ko‘paytuvchi	10^9	10^6	10^3	10^2	10	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-4}	10^{-9}

Mexanik qiymatlarning xalqaro o‘lchov birliklar sistemasidagi (SI) o‘lchov birliklari

Qiymatlar		O‘lchov birliklar (SI)		
Nomi	Belgilash	Nomi	Belgilash	Birliklar nisbati
Kuch	F, Q, N	Nyuton	N	$10N=1kg \cdot kuch$
Kuchlanish	σ, τ	Paskal	Pa	$1Pa=1N/m^2$
Elastiklik moduli	E, G	Paskal	Pa	$1MPa=10kg \cdot kuch/sm^2$
Kuch momenti	M	Nyuton-metr	$N \cdot m$	$1N \cdot m=0,1kg \cdot kuch \cdot M$
Taralgan kuch	q	Nyuton taqsim metr	N/m	$1N/m=0,1kg \cdot kuch \cdot M$

SO‘ZBOSHI

Hozirgi paytda Respublikamizda oliy ma‘lumotli mutaxasislarni tayyorlash sifatini oshirishga katta e‘tibor berilmoqda. Shu bois hozirgi talab darajasiga javob beradigan o‘zbek tilidagi o‘quv adabiyotlarini yaratish muxim ahamyatga ega ekanini e‘tiborga olib Materiallar qarshiligi fanidan darslik tayyorlandi.

Darslik amaldagi texnika oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun “Materiallar qarshiligi” fani bo‘yicha tuzilgan o‘quv dasturiga mos ravishda, muallifning ko‘p yillar davomida oliy o‘quv yurtlarida o‘qigan ma‘ruzalari, amaliy mashg‘ulotlarida to‘plangan tajribalari asosida yozilgan. Hamda yetakchi xorijiy oliy o‘quv yurtlari mualliflari darsliklari va o‘quv qo‘llanmalaridan foydalanilgan. Darslikning har bir bobi oxirida talaba nazariy qismni yaxshi o‘zlashtirishi uchun bir qator masalalar, nazorat savollari keltirilgan.

Darslikda mo‘ljallangan yo‘nalishlardan kelib chiqib boblarning ba‘zilarini kengroq, ba‘zilarini esa qisqartirilgan holda yoritishdi. Oxirgi paytda qo‘yilayotgan talablardan biri ya‘ni mustaqil ta‘limga ko‘proq vaqt ajratilayotgani ham e‘tiborga olindi.

Darslik texnika oliy o‘quv yurtlari talabalari uchun mo‘ljallab yozilgan bo‘lib, undan magistrlar va texnika sohasida faolyat yuritayotan muhandislar ham foydalanishi mumkin.

Darslik haqidagi barcha fikr va mulohazalarni muallif oldindan minnatdorchilik bildirgan holda mamnuniyat bilan qabul qiladi.

I BOB. UMUMIY TUSHUNCHALAR

1.1 Materiallar qarshiligi fanining mohiyati. Asosiy tushunchalar

Materiallar qarshiligi fani mashina yoki inshoot qismlarini mustahkamlikka, ustuvorlikka, bikrlikka hamda tashqi kuch ta'sirida hosil bo'ladigan deformatsiyalarni hisoblash usullarini o'rgatuvchi fandır.

Mustahkamlik – mashina va uning qismlarini ma'lum bir yuklanish ta'sirida uzoq muddat yemirilmasdan ishlashidir.

Bikrlik – mashina va uning qismlarini ma'lum bir yuklanishda katta deformatsiya hosil qilmasligidir.

Ustuvorlik – mashina va uning qismlarini tashqi kuch ta'sirida boshlang'ich muvozanat holatini saqlashidir.

Mashina va uning qismlari yoki konstruktsiya tashqi yuklanishning qiymatiga qarab mustahkamlik, bikrlik va ustuvorlik talablariga javob berishi uchun uning mo'tadil o'lchamlarini aniqlash kerak bo'ladi. Konstruktsiya va uning qismlari o'lchamlarini oshirish bilan uning tashqi yuklanishga qarshiligini oshirish mumkin, lekin bu uning xususiy og'irligini oshirishga va natijada harakatlanadigan mexanizmlarda inersiya kuchini ortishiga, bu esa mexanizmnning muddatidan oldin yemirilishiga olib keladi.

Bundan tashqari o'lchamlarning ortishi konstruktsiya uchun kerak bo'ladigan materiallarning ortiqcha sarf bo'lishiga olib keladi. Natijada konstruktsiyaning tannarxi oshib ketadi.

Demak, mashina va mexanizmlarni shunday loyihalash lozimki, u ham ishlash jarayonida mustahkam, ishonchli va arzon hamda yengil bo'lishi kerak.

Bu masalalarni yechish materiallar qarshiligi fanining asosiy vazifasidir.

Materiallar qarshiligi fani yuqoridagi asosiy umummuhandislik fanlaridan bo'lib masalalarni yechishda asosan nazariy mexanika, matematika, fizika va materialshunoslik fanlariga asoslangan holda yechadi.

Materiallar qarshiligi fani xususan mexanika fani IX - XII asrlarda taraqqiy eta boshladi.

Dastlab Abu-Yusuf al-Xorazmiy (X-asr) "Ilmlarning kalitlari" asari orqali mexanika asoslari ilmini o'rgangan. Ismoil al-Jazariy (XII- XIII asr), Muhammad al-Xuroson (XII- XIII asr) lar ham mexanika faniga katta hissa qo'shgan sharq olimlaridir.

Materiallarning chidamlilik xossasiga oid masalani dastavval XVII asrning birinchi yarmida (1638 yilda) mashhur italyan olimi Galileo Galiley maydonga tashlagan edi. Jismga qo'yilgan kuch bilan deformatsiya orasidagi bog'lanishni eng avval 1660 yilda ingliz olimi Robert Guk tajriba yo'li bilan aniqladi. Materiallar qarshiligi fanining keyingi rivojlanishi XVIII asrdan boshlab D.Bernulli va L.Eyler o'tkazgan katta ilmiy tekshirishlar bilan bog'liqdir. XIX asrda rus olimlaridan D.Juravskiy, F.S.Yasinskiy va fransuzlar Nave va Sen-Venanlar o'tkazgan ilmiy tadqiqot ishlari materiallar qarshiligini mustaqil fan sifatida shakllanishiga olib keldi.

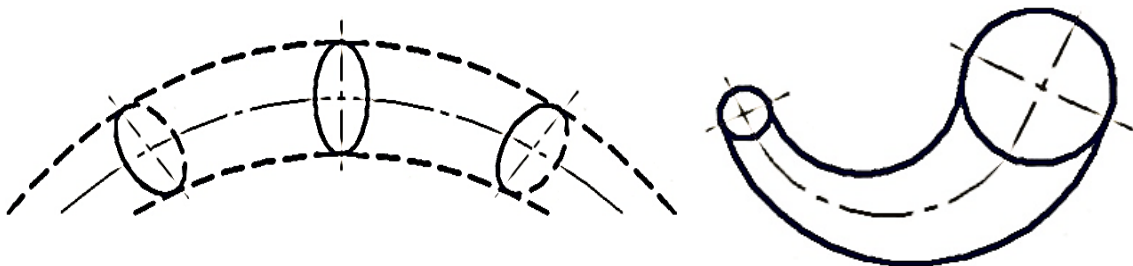
XX asrdan boshlab I.G.Bubnov, S.P.Timoshenko, N.M.Belyayev, M.M.Filolenko - Borodich, A.A.Ilyushin, X.A.Raxmatullin, M.T.O'rozboyev va boshqalar materiallar qarshiligi faniga katta hissa qo'shgan olimlardir.

1.2 Konstruksiya elementlari

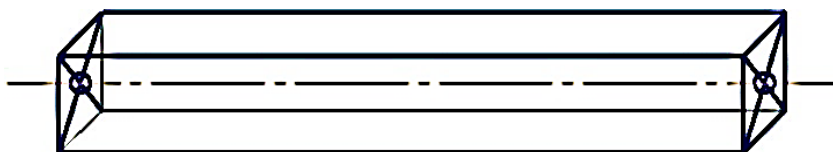
Materiallar qarshiligi fanida o'rganilayotgan konstruksiyalar asosan uch turga bo'linadi. Bular: brus, plastina va massivlar. Brus deb - uzunligi ko'ndalang kesimiga nisbatan bir necha katta bo'lgan jismga aytiladi (1.1 - rasm).

Bruslar egri chiziq (1.1-rasm *a*) yoki to'g'ri chiziq (1.1-rasm *b*) hamda o'zgaruvchi kesimli (1.1-rasm *d*) ko'rinishda bo'lishi mumkin.

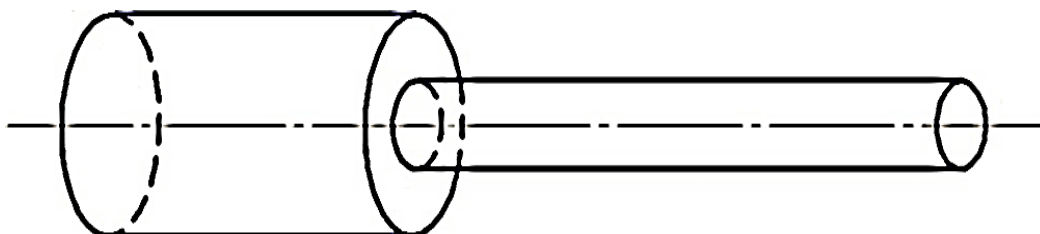
a)



b)



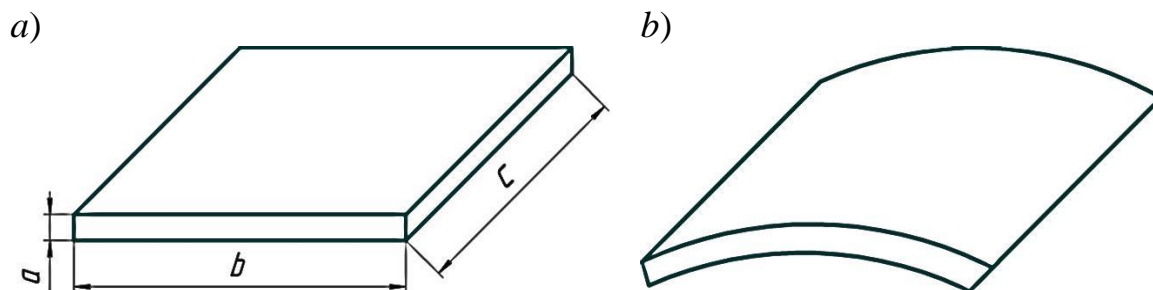
d)



1.1-rasm.

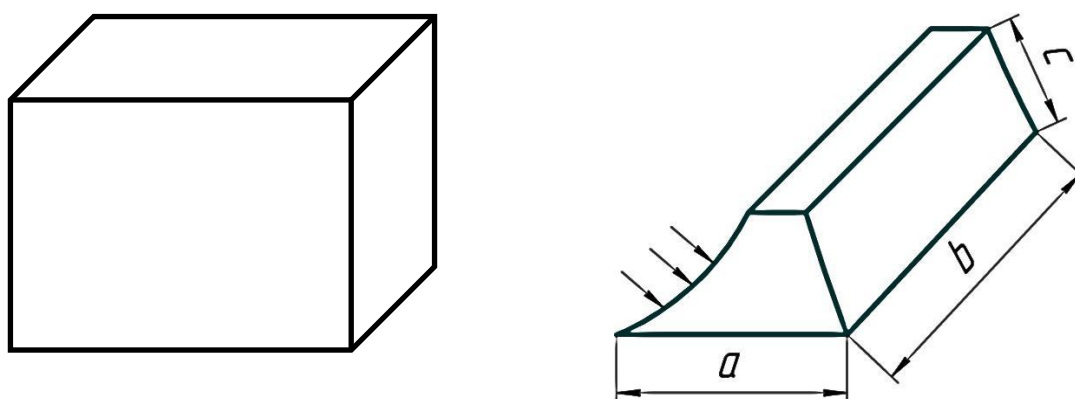
Plastina – qalinligi qolgan ikki o'lchamidan kichik bo'lgan jismga aytiladi (1.2-rasm *a*).

Egri sirtli plastinaga qobiq deyiladi (1.2 rasm *b*).



1.2-rasm.

Massiv – uchta o‘lchamlari bir-biridan katta farq qilmaydigan jism (1.3-rasm).



1.3-rasm

1.3 Tashqi kuchlar tavsifi

Materiallar qarshiligi fanida konstruksiyalarni hisoblashda hamma kuchlar asosan tashqi va ichki kuchlarga bo‘linadi. Tashqi kuchlar brusga (konstruksiya yoki uning elementlariga) tashqaridan ta’sir etayotgan bo‘lib, ular aktiv va reaktiv tashqi kuchlarga bo‘linadi.

Aktiv tashqi kuchlar yoki berilgan kuchlarga misol tariqasida brusga ta’sir etuvchi uning xususiy og‘irligi, samolyot yoki vertolyotga ta’sir etuvchi aerodinamik kuchlar, to‘g‘on devoriga suvning ta’siri, avtomobilning ko‘prikka ta’siri, yuk ko‘tarayotgan kranga yukning ta’siri va h.k. lar kiradi.

Bulardan tashqari tashqi kuchlar qatoriga harorat o‘zgarishidan hosil bo‘ladigan hamda ilgari lama va aylanma harakatlar natijasida hosil bo‘ladigan inersiya kuchlarini ham kiritish mumkin.

Reaktiv tashqi kuchlarga bog‘lanishlarda hosil bo‘ladigan tayanch reaksiya kuchlari kiradi.

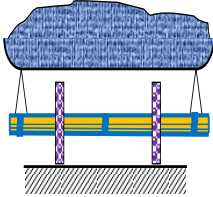

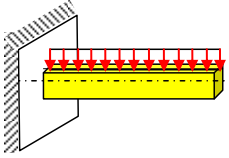
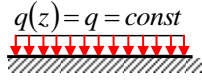
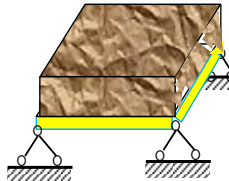
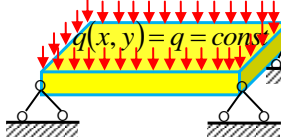

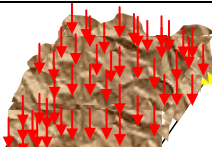
Aktiv va reaktiv kuchlar Dalamber prinsipiga asosan muvozanat holatdagi jismda doim muvozanatda bo‘ladi deb qabul qilingan.

Tashqi kuchlar o‘z navbatida qo‘yilishi bo‘yicha to‘plangan va taralgan kuchlarga bo‘linadi:

Yuklanish jismning nisbatan kichik yuzasi bo‘yicha ta’sir etayotgan bo‘lsa unda uni teng ta’sir etuvchi kuch to‘plangan kuch orqali ifodalanadi. To‘plangan kuchlar odatda N, kN va MN lar orqali o‘lchanadi (1-jadval a).

To‘g‘ri chiziq bo‘ylab taralgan kuchlar, o‘lchov birliklari N/m, kN/m (1-jadval b), yuza bo‘ylab, o‘lchov birliklari N/m², kN/m² (1-jadval d) hamda hajm bo‘ylab, o‘lchov birliklari N/m³, kN/m³ (1-jadval g) ta’sir etishi mumkin (1-jadval b,d,g).

1-jadval

	Konstruksiya elementlari turlari	Ta’sir kuchlari ko‘rinishi	Yuklar yoki kuchlarning nomi	Yuklar yoki kuchlarning o‘lchov birligi
a			To‘rlangan yoki bir nuqtaga ta’sir etuvchi kuch	N; kN.
b			Chiziq bo‘yicha tekis taralgan yuk	$\frac{N}{sm}; \frac{kN}{m}$.
d			Yuza bo‘yicha tekis taralgan yuk	$\frac{N}{sm^2}; \frac{kN}{m^2}$.
g			Jismlarning xususiy og‘irligi	$N \cdot sm^3;$ $kN \cdot m^3$

Konstruksiya yoki uning qismlariga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar ularni biror vaqt birligidagi ta'siriga qarab statik yoki dinamik kuchlarga bo'linadi.

Agar kuch nisbatan sekin va bir tekisda qo'yilib noldan kerakli miqdorgacha oshirilsa va keyin o'zgarimasdan qolsa bunday kuchlar statik kuchlar deyiladi.

Dinamik kuchlar ta'sirida ham deformatsiyalanayotgan jism ham unga ta'sir etayotgan jismlarda katta tezlanishlar hosil bo'ladi, sababi kuch qisqa vaqt ichida o'z miqdori va tezligini oshiradi.

1.4 Deformatsiya va uning turlari

Tashqi kuch ta'sirida jismning geometrik shakli va o'lchamlarining o'zgarishiga deformatsiya deyiladi. Geometrik nuqtai nazardan deformatsiya ikki turga bo'linadi: chiziqli deformatsiya va burchakli deformatsiya.

Birorta qattiq jism tashqi kuchlar bilan yuklanganda uning ichki zarrachalarining o'zaro ta'siri natijasida tashqi kuchlarga qarshilik qiladigan ichki kuchlar hosil bo'ladi. Ular jismni boshlang'ich holatda ushlab turishga harakat qiladi.

Shuning uchun deformatsiyalar elastik va plastik deformatsiyalarga bo'linadi.

Deformatsiyani hosil qilgan kuchning qiymatini olganimizdan keyin jism o'zining boshlang'ich holatiga qaytsa, bunday deformatsiya turiga elastik deformatsiya deyiladi. Jism o'zining boshlang'ich holatiga qaytmasa plastik deformatsiya deyiladi.

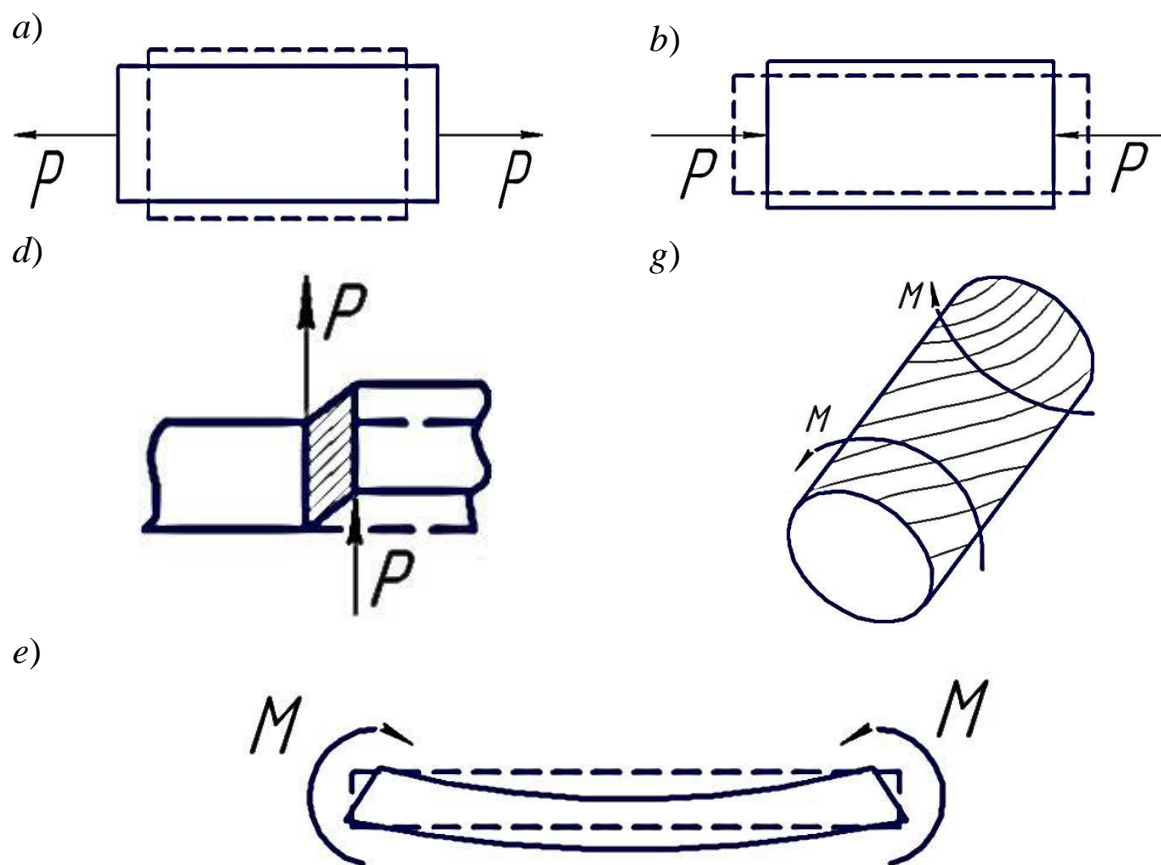
Amalda konstruksiya yoki uning qismlarini loyihalayotganda ularda faqat elastik deformatsiya hosil bo'lishiga erishishga harakat qilinadi. Buning uchun materiallar qarshiligida har bir holat uchun mustahkamlik shartlari qabul qilinadi.

Konstruksiya va uning qismlarini deformatsiyalanish jarayoni murakkab jarayondir. Bu jarayonni o'rganishda u oddiy deformatsiya turlariga bo'linadi.

Materiallar qarshiligi fanida konstruksiya va uning qismlarini hisoblashda quyidagi asosiy deformatsiya turlari ko'rib o'tiladi.

- Cho'zilish deformatsiyasi (1.4- rasm *a*);

- Siqilish deformatsiyasi (1.4-rasm *b*);
- Siljish deformatsiyasi (1.4-rasm *d*);
- Buralish deformatsiyasi (1.4-rasm *g*);
- Egilish deformatsiyasi (1.4-rasm *e*);



1.4-rasm

Ba'zi holatlarda konstruksiya va uning qirqimlari bir paytning o'zida bir necha xil deformatsiyaga ishlashi mumkin. Masalan cho'zilish bilan buralish (1.4-rasm *a*), yoki cho'zilish bilan egilish (1.4-rasm *b*).

Bunday deformatsiyaga murakkab deformatsiya deyiladi. Bruslar deformatsiya turiga qarab cho'zilish va siqilishda sterjen, buralishda val va balka (to'sin) deb ataladi.

1.5 Materiallar qarshiligida qabul qilingan gipotezalar

Konstruksiya va uning elementlarini hisoblash ishlarini osonlashtirish maqsadida materiallar qarshiligida quyidagi gipotezalar (cheklanishlar) qabul qilingan:

- Jism materiali yaxlit (g'ovaksiz) deb hisoblanadi. Bu gipoteza mayda zarrachali jismlar uchun juda qo'l keladi;

- Jism materiali bir jinsli, o'ta elastik va izotron ya'ni uning hamma yo'nalishda fizikaviy va mexanikaviy xususiyatlari bir xil deb qaraladi;

- Jismda hosil bo'ladigan deformatsiya uning o'lchamlariga nisbatan kichik deb qabul qilinadi;

- Kuchlar ta'sirining mustaqillik tamoyili, ya'ni kuchlar sistemasining umumiy ta'siri natijasi, bu kuchlarni yo ketma-ket yoki tartibsiz qo'yilishidan hosil bo'ladigan ta'sirlar yig'indisi natijasiga teng deb faraz qilinadi. Ta'sir natijasi deganda jismlarda ichki kuchlar ta'siridan hosil bo'ladigan deformatsiya va ko'chishlari tushuniladi;

- **Sen-Venon tamoyili.** Jismga qo'yilgan kuchlarning ta'sir nuqtasidan yetarlicha uzoqda joylashgan nuqталarda hosil bo'ladigan ichki kuchlar xususiyati tashqi kuchning ta'sir xususiyatiga bog'liq emas. Bu keltirilgan gipotezalar konstruksiya va uning qismlarini mustahkamlikga, bikrlkga va ustuvorlikga hisoblashda qulaylik tug'diradi va aniq hisob natijasiga katta salbiy ta'sir o'tkazmaydi, lekin ba'zi fanlarda (elastiklik va noelastiklik nazariyalari, nohiziq mexanika va x.k.) cheklanishlarsiz hisoblash nazariyalari yaratilgan.

1.6 Ichki kuchlar. Kesish usuli.

Jismlardagi qo'shni zarrachalar (kristallar, molekular, atomlar) orasidagi o'zaro ta'sir kuchlari ma'lum bo'lib, ular ichki kuchlar deb ataladi.

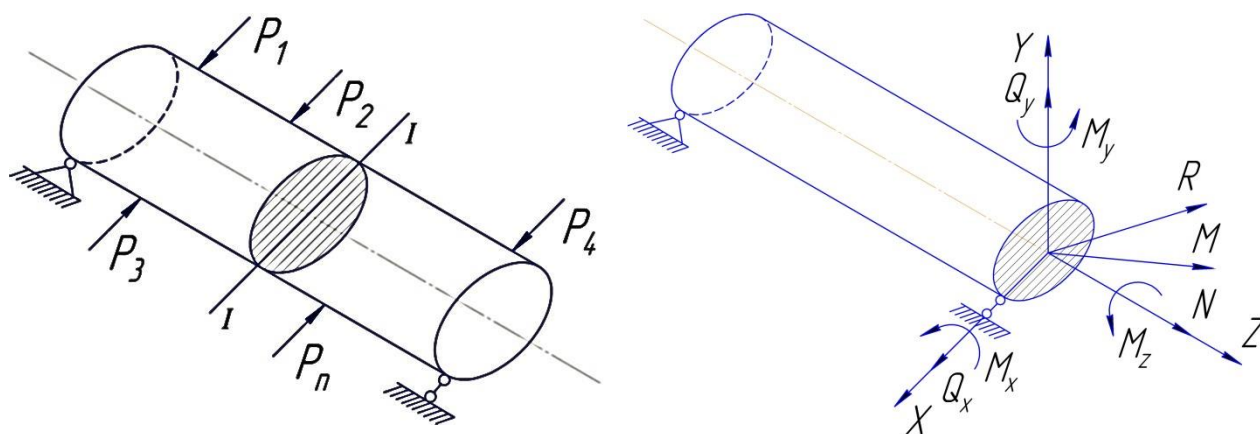
Bu kuchlar jismni yaxlitligini saqlashga harakat qilib o'zlarining holatlarini o'zgarishiga to'sqinlik qiladilar, ya'ni deformatsiyalanish jarayoniga qarshilik ko'rsatadilar.

Tashqi kuchlar esa buning teskarisi deformatsiya hosil qilishga, zarrachalarning holatini o'zgartirishga intiladi.

Materiallar qarshiligida materialda tabiiy holatda (yuklanmagan) hosil bo'lgan ichki kuchlarni e'tiborga olinmaydi, balki tashqi kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan ichki kuchlarning ta'siri o'rganiladi. Bu ichki kuchlarni o'rganishda materiallar qarshiligida qabul qilingan kesish usuli qo'llaniladi.

Tashqi kuchlar ta'siridan jism deformatsiyalanadi va uning ko'ndalang kesimida ichki zo'riqish kuchlari hosil bo'ladi. Ularni aniqlash uchun kesish usulidan foydalaniladi.

Barcha ixtiyoriy yo'nalgan kuchlar ta'siridagi brus berilgan bo'lsin. Uni birorta I – I kesim bilan kesib bir tomon muvozanatini tekshiramiz.



1.5-rasm

Bu yerda:

N – bo'ylama kuch, Q_x , Q_y lar ko'ndalang kuchlardir. Ularni bir bosh vektor R ga keltiramiz.

M_x , M_y lar eguvchi momentlardir. M_z – burovchi momentdir. Ichki kuch faktorlarini bosh moment M ga keltiramiz.

Ichki kuch faktorlarini aniqlash uchun statikaning quyidagi muvozanat tenglamalaridan foydalaniladi:

$$\begin{cases} X = 0 \\ Y = 0 \\ Z = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} m_x = 0 \\ m_y = 0 \\ m_z = 0 \end{cases}$$

Demak:

• Ixtiyoriy kesimdagi bo‘ylama kuch N – bu qoldirilgan qismga ta’sir etuvchi kuchlardan brus o‘qiga olingan proyeksiyalar algebraik yig’indisidir.

$$\sum Z = 0; \quad N_Z + \sum_{pr} P_i = 0$$

• Ixtiyoriy kesimdagi ko‘ndalang kuchlar Q_x , Q_y – bu qoldirilgan qismga ta’sir etuvchi kuchlardan markaziy X va Y o‘qlarga nisbatan olingan proyeksiyalar algebraik yig’indisidir.

$$\begin{aligned} \sum X = 0; & \quad Q_x = \sum_{pr} P_i \\ \sum Y = 0; & \quad Q_y = \sum_{pr} P_i \end{aligned}$$

• Ixtiyoriy kesimdagi eguvchi momentlar M_x , M_y – bu qoldirilgan qismga ta’sir etuvchi kuchlardan markaziy X va Y o‘qlarga nisbatan olingan momentlar yig’indisidir.

$$\begin{aligned} \sum m_x = 0; & \quad -M_x + \sum m_{pi} = 0 & \Rightarrow M_x = \sum m_{pi} \\ \sum m_y = 0; & \quad -M_y + \sum m_{pi} = 0 & \Rightarrow M_y = \sum m_{pi} \end{aligned}$$

• Ixtiyoriy kesimdagi burovchi moment M_z – bu qoldirilgan qismga ta’sir etuvchi Z o‘q bo‘yicha hosil bo‘luvchi burovchi momentlar algebraik yig’indisidir.

$$\sum m_z = 0; \quad -M_z + \sum m_{pi} = 0 \quad \Rightarrow M_z = \sum m_{pi}$$

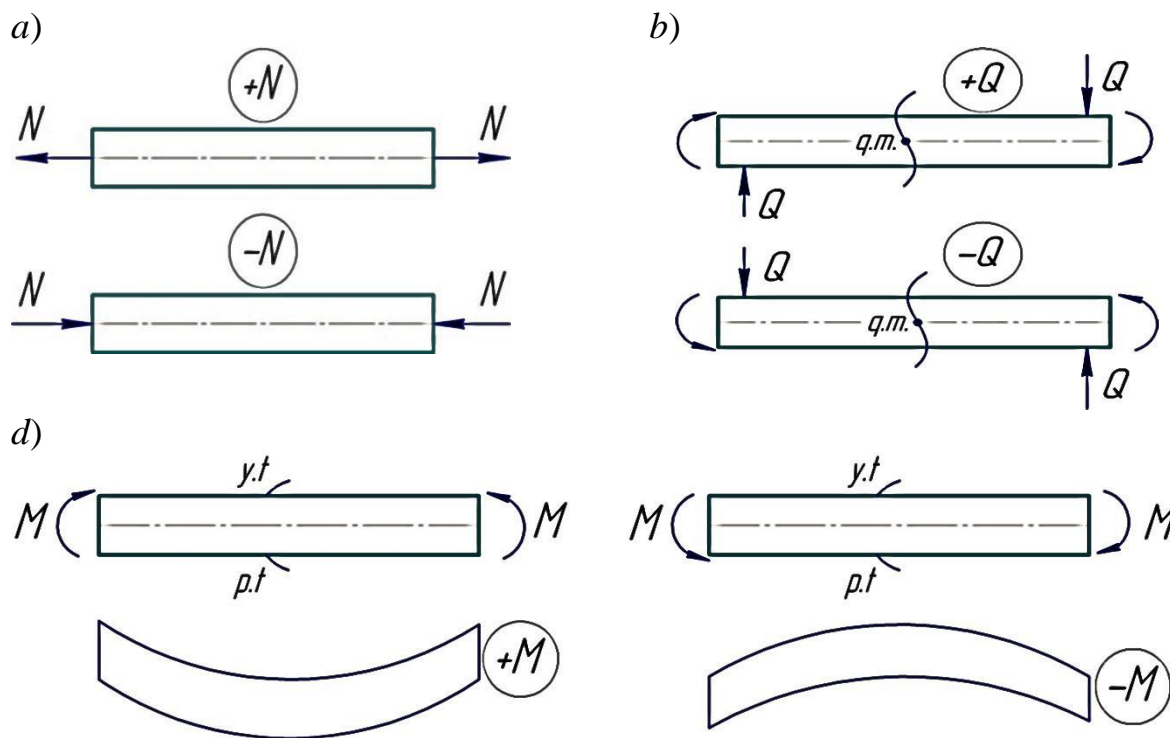
Kesish usuli quyidagi tartibda amalga oshiriladi:

- 1- Brus fikran ixtiyoriy kesim bilan kesilib ikki qismga ajratiladi;
- 2- Brusning bir qismi tashlab yuboriladi;
- 3- Tashlab yuborilgan qismning qoldirilgan qismiga ta’sirini ichki kuch faktorlari bilan almashtiriladi;
- 4- Statikaning muvozanat tenglamalaridan foydalangan holda ichki kuch faktorlari topiladi.

Ichki kuch faktorlari ishoralari quyidagi qonunlar bo‘yicha topiladi:

• Bo‘ylama kuch cho‘zuvchi xarakterga ega bo‘lsa, uning ishorasi musbat, aks holda esa manfiy olinadi (1.6-rasm a).

- Ko‘ndalang kuch ta‘sirida qoldirilgan tomon qirqim markaziga nisbatan soat strelkasi bo‘yicha aylansa, uning ishorasi musbat, aks holda esa manfiy olinadi (1.6-rasm *b*).
- Eguvchi moment ta‘sirida balkaning yuqori tolasi siqilib pastki tolasi cho‘zilsa, uning ishorasi musbat, aks holda esa manfiy olinadi (1.6-rasm *d*).



1.6-rasm

1.7 Kuchlanishlar

Bizga ma‘lumki, ixtiyoriy yuklangan sterjenning kesimlarida ichki kuch faktorlari hosil bo‘ladi. Ularni kesim markaziga keltirib bosh vektor \bar{R} va bosh moment M ni olish mumkin. Ularning proyeksiyalarini kesimning bosh markaziy o‘qlari bo‘lgan X, Y va brus o‘qi bo‘ylab yo‘nalgan Z o‘qlariga nisbatan olib $N, Q_x, Q_y, M_x, M_y, M_B$ ichki kuch faktorlarini aniqlashimiz mumkin.

Bulardan tashqari ixtiyoriy kesimda yotuvchi nuqtadagi ichki kuchlar intensivligini aniqlash maqsadida kuchlanish tushunchasi kiritilgan.

Kuchlanish yuza birligiga to‘g‘ri kelgan kuchdir: ($1 \cdot Pa = 1 \cdot N/M^2$)

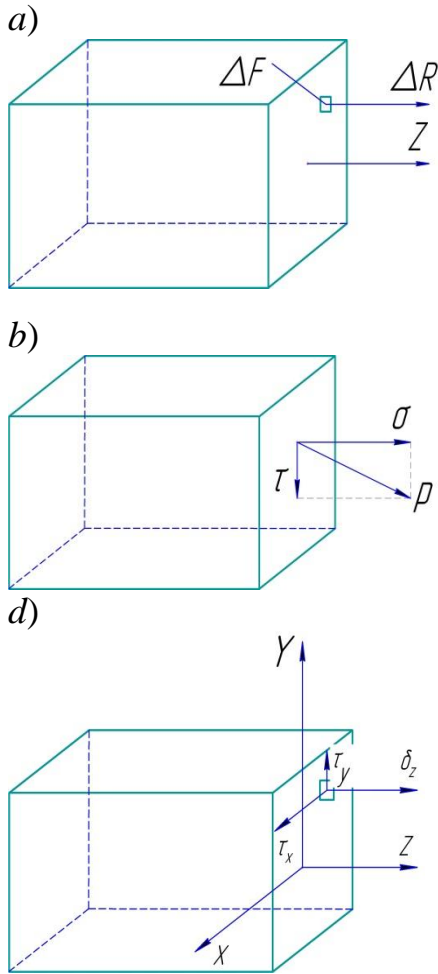
Elementar ΔF yuzachaga ta‘sir etayotgan ichki kuchlarning teng ta‘sir etuvchisi ΔR bo‘lsin.

Unda bu yuzachada hosil bo'ladigan kuchlanish quyidagiga teng (1.7-rasm a):

$$P = \frac{\Delta R}{\Delta F}$$

Haqiqiy kuchlanish esa: $P = \lim_{\Delta F \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta F}$

Bu kuchlanishni ikkita tashkil etuvchiga ajratamiz (1.7-rasm b).



1.7-rasm

Ular:

σ – normal kuchlanish;

τ – urinma kuchlanish.

Koordinata o'qlari bo'yicha esa kuchlanishlar (1.7-rasm d) da keltirilgan. Unda bu kuchlanishlar orqali ichki kuch faktorlari quyidagicha aniqlanadi:

$$\int_F \sigma_z dF = N \text{ – bo'ylama kuch;}$$

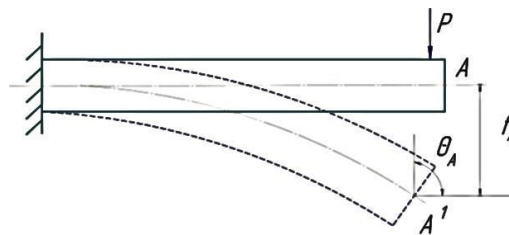
$$\int_F \tau_x dF = Q_x \quad \int_F \tau_y dF = Q_y \text{ – ko'ndalang kuchlar;}$$

$$\int_F \sigma_z dF \cdot y = M_x \quad \int_F \sigma_z dF \cdot x = M_y \text{ – eguvchi momentlar;}$$

$$\int_F \tau_x dF \cdot y + \int_F \tau_y dF \cdot x = M_z \text{ – burovchi moment.}$$

Deformatsiyalar: Jismdagi ixtiyoriy nuqtaning kuch qo'yguncha va qo'ygandan keyingi holatlarini birlashtiruvchi vektor shu nuqtaning chiziqli deformatsiyasi deb ataladi.

Jismdagi ixtiyoriy kesimni kuch qo'yguncha va kuch qo'yilgandan keyingi holatlari orasidan burchak burchakli deformatsiya deb ataladi.



1.8-rasm

Deformatsiyalar plastik hamda elastik deformatsiyalarga bo‘linadi. Materiallar qarshiligi fanida hamma konstruktsiya elementlarining materiali uchun hisob elastiklik chegarasida olinadi.

Nazorat va muhokama savollari:

1. Muhandislik amalyotida konstruktsiya va uning elementlari deganda nimani tushunasiz?
2. Mashina, inshoot va ularning qismlariga qanday konstruktiv talablar qo‘yiladi? Ularni alohida izohlang.
3. Deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar deganda nimani tushunasiz?
4. Materiallar qarshiligi va nazariy mexanika fanlarining o‘xshashligi va farqi nimalardan iborat?
5. Materiallar qarshiligi fanida deformatsiyalanuvchi qattiq jism qanday guruhlarga ajratilib o‘rganiladi?
6. Tashqi kuchlar qanday guruhlarga ajratiladi?
7. Deformatsiyalarning turlarini izohlang.
8. Ichki kuchlar deganda qanday kuchlarni tushunasiz? Kesish usulining mohiyati nimadan iborat?
9. Kuchlanish tushunchasini maqsadda kiritilgan? Uning o‘lchamligi qanday?
10. Materiallar qarshiligi fanida qabul qilingan asosiy cheklanishlarning mazmunini izohlang.
11. Materiallar qarshiligi fanida hal etiladigan masalalarning mohiyati nimalardan iborat?
12. Materiallar qarshiligi fani rivojiga hissa qo‘shgan olimlardan kimlarni bilasiz?

II BOB. CHO‘ZILISH VA SIQILISH

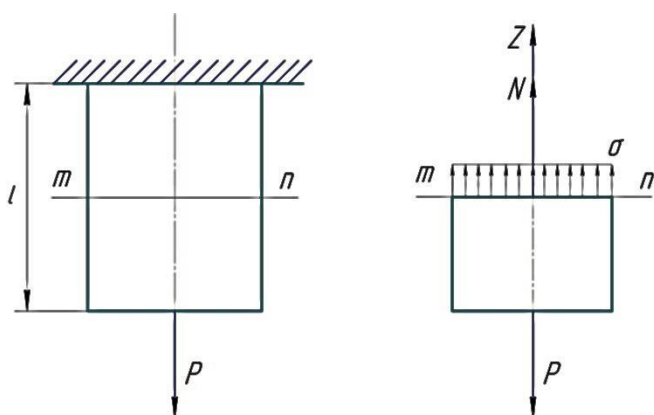
2.1 Umumiy tushunchalar

Tashqi kuchlar ta‘sirida sterjen ko‘ndalang kesimida faqat bo‘ylama kuch hosil bo‘lsa, bunday hodisaga **cho‘zilish** yoki **siqilish** deformatsiyasi deb ataladi.

Cho‘zilish va siqilishda quyidagi gipotezalarni qabul qilamiz:

1. Jismning tashqi tolalari cho‘zilsa, ichki tolalari ham cho‘ziladi.
2. Deformatsiyadan oldingi jismning tekis ko‘ndalang kesimi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi.

Bizga P kuch ta‘siridagi (erkin uchiga qo‘yilgan) sterjen berilgan bo‘lsin. Sterjenni ixtiyoriy $m-n$ tekislik bilan kesib yuqori kesimni tashlab yuboramiz, pastki qism muvozanatini tekshiramiz. Endi bo‘ylama kuch quyidagiga teng bo‘ladi.



2.1-rasm

$$N = \int_F \sigma \cdot dF \quad (2.1)$$

$$N = \sigma \cdot F \quad (2.2)$$

$$\sigma = \frac{N}{F} \quad (2.3)$$

Bu yerda σ – normal kuchlanish, N – bo‘ylama kuch, F – ko‘ndalang kesim yuzasi.

Cho‘zilish va siqilishda sterjenning mustahkamlik sharti quyidagiga teng bo‘ladi.

$$N = \int_F \sigma \cdot dF \leq [\sigma] \text{ yoki } \sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{F} \leq [\sigma] \quad (2.4)$$

bu yerda $[\sigma]$ – sterjenning ruxsat etilgan kuchlanishi. U materialning turiga qarab quyidagicha aniqlanadi.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{oq}}{n} \text{ – plastik materiallar uchun;}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n} \text{ – mo‘rt materiallar uchun;}$$

σ_{oq} – plastik materiallar uchun oquvchanlik chegarasiga to‘g‘ri kelgan kuchlanish.

σ_m – mo‘rt materiallar uchun mustahkamlik chegarasiga to‘g‘ri kelgan kuchlanish.

n – ehtiyot koeffitsiyenti ($n > 1$).

Ehtiyot koeffitsiyenti quyidagilarga qarab tanlanadi:

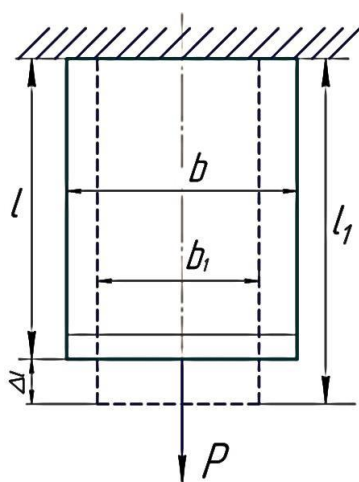
1. Materialni turiga qarab tanlanadi.
2. Inshoot yoki mashinaning ishlash muddatiga (uzoq muddatga mo‘ljallangan inshootlarda ko‘proq yoki qisqa muddatga mo‘ljallangan inshootlarda kamroq) qarab tanlanadi.
3. Inshootning xavfli yoki xavfsizligiga qarab tanlanadi.

2.2 Cho‘zilish va siqilishda deformatsiya

Markaziy cho‘zilish va siqilishda sterjenning uzunligi va ko‘ndalang kesimida o‘zgarishlar hosil bo‘ladi.

Bizga uzunligi - l va ko‘ndalang kesim - F ga teng bo‘lgan sterjen berilgan bo‘lib u P kuch ta’sirida cho‘zilayotgan bo‘lsin (2.2-rasm)

Unda quyidagi deformatsiyalar hosil bo‘ladi:



2.2-rasm

$\Delta l = l_1 - l$ – absolyut bo‘ylama deformatsiya

$\Delta b = b - b_1$ – absolyut ko‘ndalang deformatsiya

$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ – nisbiy bo‘ylama deformatsiya

$\varepsilon_q = \frac{\Delta b}{b}$ – nisbiy ko‘ndalang deformatsiya

Oddiy cho‘zilish va siqilishda faqat elastik deformatsiya hosil bo‘ladigan zonada nisbiy ko‘ndalang va bo‘ylama deformatsiyalar o‘zgarish nisbati mavjuddir. Bu nisbatning absolyut qiymati Puasson koeffitsiyenti deb ataladi va u quyidagiga teng:

$$\mu = \frac{\varepsilon_q}{\varepsilon} \quad (2.5)$$

Turli materiallar uchun Puasson koeffitsiyenti quyidagiga teng (2.1- jadval.)

2.1-jadval.

№	Material nomi	μ	№	Material nomi	μ
1	Po‘lat	0,25 ÷ 0,33	10	Kumush	0,39
2	Mis	0,31 ÷ 0,34	11	Shisha	0,25
3	Bronza	0,32 ÷ 0,35	12	Tosh	0,16 ÷ 0,34
4	Cho‘yan	0,23 ÷ 0,27	13	Beton	0,08 ÷ 0,18
5	Qo‘rg‘oshin	0,45	14	Kauchuk	0,47
6	Latun (jez)	0,32 ÷ 0,42	15	Po‘kak	0,00
7	Alyuminiy	0,32 ÷ 0,36	16	Fanera	0,07
8	Rux	0,21	17	Selluloid	0,39
9	Oltin	0,42	18	Steklotekstolit	0,056 ÷ 0,213

2.3 Guk qonuni

Har bir cho‘zilishga ishlaydigan material shunday chegara mavjudki, bu chegarada sterjenga qo‘yilgan kuch orttirila borishi bilan uning absolyut deformatsiyasi ham ortib boradi. Jismga qo‘yilgan kuch ta’siri yo‘qolgach deformatsiya ham yo‘qolib jism o‘z boshlang‘ich holatiga qaytadi. Bu chegaraga jism materialining elastiklik chegarasi deyiladi. Ingliz olimi Robert Guk (1678 yil) tajriba asosida cho‘zilishda sterjen ko‘ndalang kesim yuzasida paydo bo‘ladigan kuchlanishning bo‘ylama nisbiy deformatsiyaga nisbati o‘zgarmas miqdor ekanligini isbot qildi.

$$\frac{\sigma_z}{\varepsilon} = E \quad (2.6)$$

E - material elastiklik moduli deyiladi, yuqoridagi formuladan:

$$\sigma_z = E \cdot \varepsilon \quad (2.7)$$

Elastiklik chegarasida jism cho‘zilganda uning ko‘ndalang kesim yuzasida hosil bo‘lgan normal kuchlanish nisbiy cho‘zilishga to‘g‘ri proparsionaldir (2.3) ni (2.7) ga qo‘ysak,

$$\frac{N}{F} = E \cdot \varepsilon$$

bu yerda $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$ unda, $\frac{N}{F} = E \cdot \frac{\Delta l}{l}$

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot F} \quad (2.8)$$

Yuqoridagi ifoda Guk qonunining ikkinchi ko‘rinishidir.

Bu yerda $E \cdot F$ –sterjenning cho‘zilish va siqilishdagi bikrligi deb ataladi.

2.4 Cho‘zilish siqilishda mustahkamlik shartlari bo‘yicha sterjenlarni hisoblash

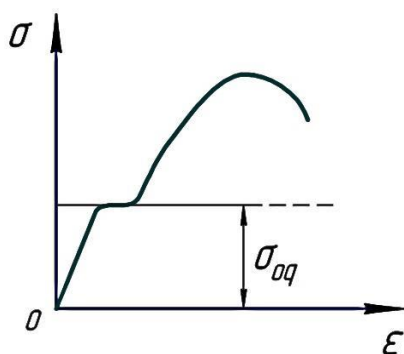
Berilgan cho‘zuvchi yoki siquvchi kuch ta’sirida sterjen uzoq muddat ishonchli ishlashi uchun ko‘ndalang kesimi yoki sterjen o‘lchamlari berilgan holatda sterjenning yuk ko‘tarish qobiliyati, ya’ni sterjen har qanday o‘zgarishlarga uchramasdan uzoq muddat ishlashi uchun xavfli bo‘lmagan kuchni topish ham muhimdir. Bu masalalarni yechishni uch xil usuli bor.

1. Xavfli yuklanishlar bo‘yicha hisoblash;
2. Ruxsat etilgan kuchlanishlar bo‘yicha hisoblash;
3. Chegaraviy holat bo‘yicha hisoblash.

1. Xavfli yuklanishlar usuli

Bu usulda mustahkamlik sharti sifatida inshootga ta’sir qiladigan eng katta yuklanish ruxsat etilgan qiymat P dan oshib ketmasligi kerak, ya’ni: $P_{\max} \leq P = \frac{P_x}{n}$

Bu yerda P_x –xavfli kuch; n –ehtiyotlik koeffitsiyenti $n > 1$.



2.3-rasm

Plastik materiallar uchun xavfli yuklanishni topishda cho‘zilish va siqilish diagrammasidan foydalaniladi.

$$P_x = \sigma_{oq} \cdot F$$

Mo‘rt materiallar uchun oquvchanlik chegarasi o‘rniga mustahkamlik chegarasi olinadi.

$$P_x = \sigma_m \cdot F$$

2. Ruxsat etilgan kuchlanishlar usuli

Bu usulda sterjenda paydo bo'ladigan eng katta normal kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan ortib ketmasligi talab qilinadi.

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

Haqiqiy kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng desak, unda

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

Bu tenglamadan ikki xil masalani xal qilish mumkin.

a) bo'ylama kuch ma'lum bo'lsa ko'ndalang kesim yuzasini aniqlash mumkin;

b) yuza ma'lum bo'lsa ruxsat etilgan kuchni topish mumkin.

Ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha topiladi.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_x}{n}$$

Bu yerda ham plastik materiallar uchun $\sigma_x = \sigma_{oq}$ deb olsak, unda

$$\sigma = \frac{\sigma_{oq}}{n}$$

Mo'rt materiallar uchun esa $\sigma_x = \sigma_m$ deb olsak, unda

$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n}$$

3. Chegaraviy holatlar usuli

Konstruksiyaning belgilangan ekspluatatsion talablarga javob bera oladigan holati chegaraviy holat deb ataladi.

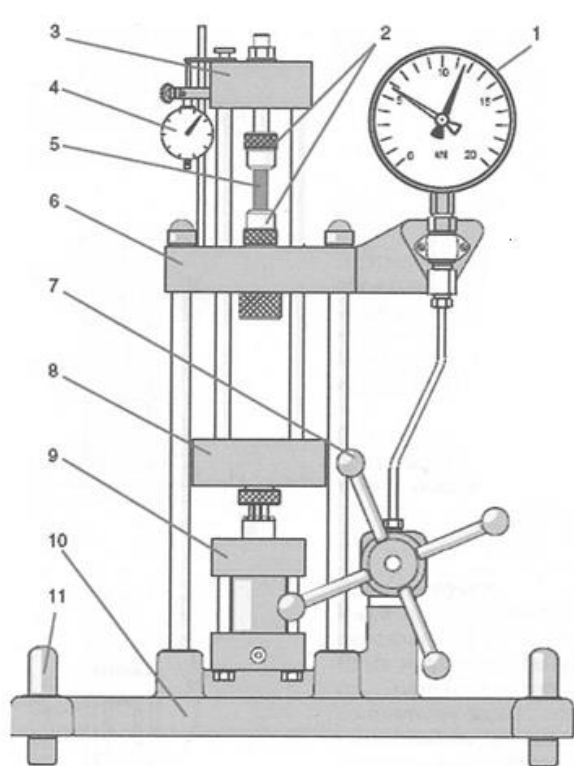
Chegaraviy holat bo'yicha hisoblash usulida konstruksiyani qurish va ekspluatatsiya qilish jarayonida chegaraviy holat paydo bo'lishiga yo'l qo'ymaslik nazarda tutiladi. Chegaraviy holatlar ikki guruhga bo'linadi:

1. Yuk ko'tarish qobiliyatini yo'qolishi yoki foydalanishiga yaroqsizligi kiradi.
2. Normal foydalanishga yaroqsizligi kiradi.

2.5 Konstruksion materiallarni tajriba yo‘li bilan sinash

2.5.1 Plastik materiallarni cho‘zilishga sinash

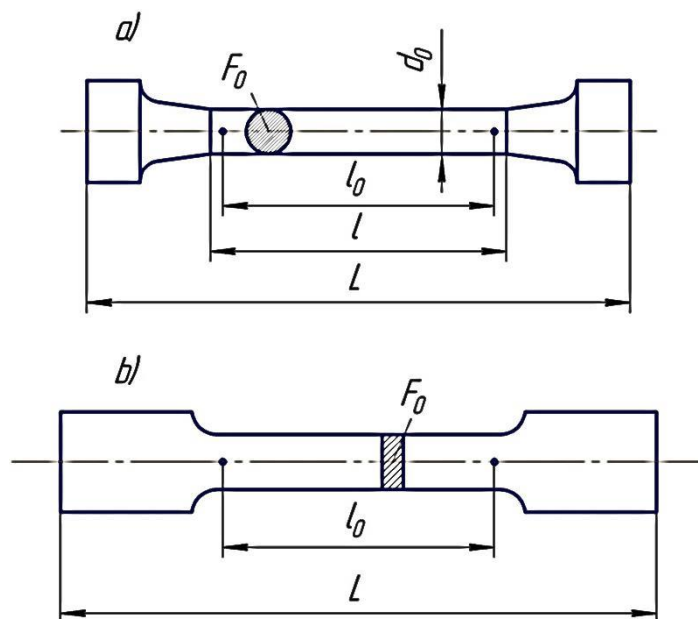
Konstruksiya va uning qismlarini loyihalayotganda va ularni mustahkamlikga, bikrlikka va ustuvorlikga hisoblayotganda ularning xususiyatlarini bilish katta ahamiyatga ega. Shuning uchun materiallarni cho‘zilishga, siqilishga, buralishga va egilishga mexanik sinash amalga oshiriladi. Ulardan biri 2.4-rasmda keltirilgan.



- 1-dinamometr;
- 2-qamrovchi bosh qism;
- 3-yuqoriga suruvchi moslama;
- 4-doirasimon shkalali o‘lchovchi uskuna;
- 5-qotiruvchi moslama;
- 6-yo‘naltiruvchi rama;
- 7- bosh silindrli maxovik;
- 8-pastki siquvchi moslama;
- 9-bosh silindr;
- 10-uskunaning asosi;
- 11-uskunaning tayanchi

2.4-rasm

Asosiy tajriba o‘tkazish turlaridan biri bu namunalarni cho‘zilishga sinashdir. Bu tajribada materiallarning eng muhim xususiyatlarini o‘rganish mumkin. Tajriba o‘tkaziladigan materialdan namunalar yasaladi. Ular silindrik (2.5 –rasm a) yoki tekis yuza (2.5 –rasm b) ko‘rinishidagi bo‘lishi mumkin.



2.5-rasm

Ularning o'lchamlari quyidagiga bo'lishi maqsadga muvofiq deb topilgan.

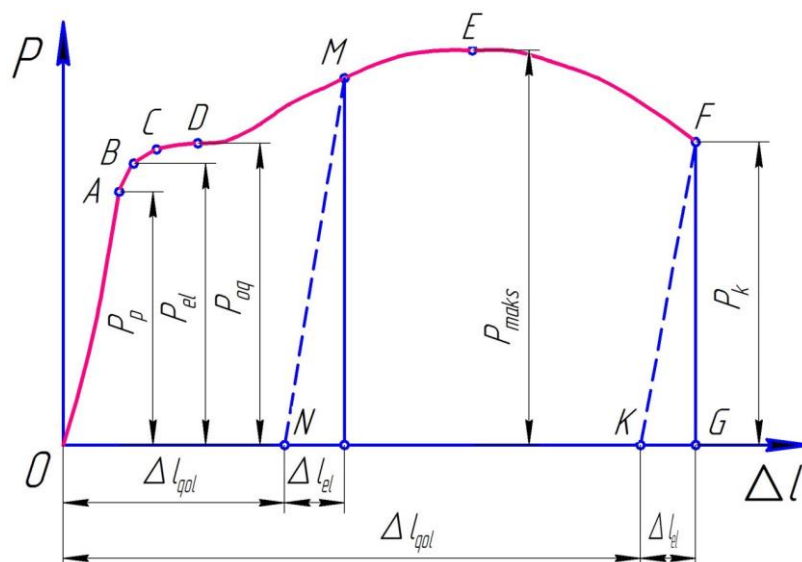
Uzun namunalarda – $l_0 = 10d_0$;

Kalta namunalarda – $l_0 = 5d_0$.

Namunalarni cho'zilishga sinayotganda tajriba uskunalari yordamida cho'zuvchi kuch va unga to'g'ri kelgan deformatsiya qiymatlari aniqlab boriladi va ular asosida cho'zilish diagrammasi tuziladi. Hozirgi zamonaviy uskunalarda diagrammalar kompyuter yordamida avtomatik ravishda olinadi. Kam uglerodli po'latlar uchun olingan cho'zilish diagrammasi 2.6-rasmda keltirilgan.

Cho'zilish diagrammasi muhim nuqtalari tahlilini ko'rib o'tamiz. Cho'zuvchi kuchning biror-bir qiymatida kuch hamda absolyut bo'ylama deformatsiya orasida proporsionallik holati mavjud. Bu bog'liqlik diagramma OA to'g'ri chiziq bilan belgilanadi. Bu oraliq Guk qonuni o'z kuchiga ega. Proporsionallik chegarasini P_p orqali belgilaymiz. Bu diagramma A nuqtani ifodalaydi. Unga to'g'ri kelgan normal kuchlanish quyidagiga teng:

$$\sigma_p = \frac{P_p}{F_0}$$



2.6-rasm

Diagrammadagi B nuqtaga kuchning qiymatini orttirib keyin uning qiymatini boshlang'ich nol qiymatga keltirsak, namuna ham o'zining boshlang'ich uzunligi l_0 ga qaytadi, ya'ni qoldiq deformatsiya bo'lmaydi. Demak, qoldiq deformatsiya bo'lmaydigan kuchlanishning eng katta qiymatiga elastiklik chegarasi deyiladi. Unga to'g'ri kelgan normal kuchlanish quyidagiga teng:

$$\sigma_{el} = \frac{P_{el}}{F_0}$$

Cho'zilish diagrammasidagi CD oraliqda kuchning qiymati ortmasa ham namunaning uzunligi ortadi. Bu oraliq oquvchanlik oraliqi deyiladi va D nuqta oquvchanlik chegarasi deyiladi. Unda hosil bo'ladigan normal deformatsiya quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_{oq} = \frac{P_{oq}}{F_0}$$

Oquvchanlik chegarasidan keyin materialning qarshiligi oshib natijada cho'zuvchi kuchning qiymati ham ortadi va maksimal qiymatga yetadi. Bu diagrammada DE orqali ifodalangan.

Demak, eng katta cho'zuvchi kuch qiymatiga ega bo'lgan nuqta mustahkamlik chegarasi deb ataladi va unda hosil bo'lgan kuchlanish quyidagiga teng.

$$\sigma_M = \frac{P_{Max}}{F_0}$$

Mustahkamlik chegarasigacha namunaning ko'ndalang kesim o'zgarishi uning uzunligi bo'ylab bir xilda ro'y bersa, undan keyingi holatda ma'lum bir kichkina uzunlikda o'zgaradi va u bo'yincha deb ataladi (2.7-rasm).

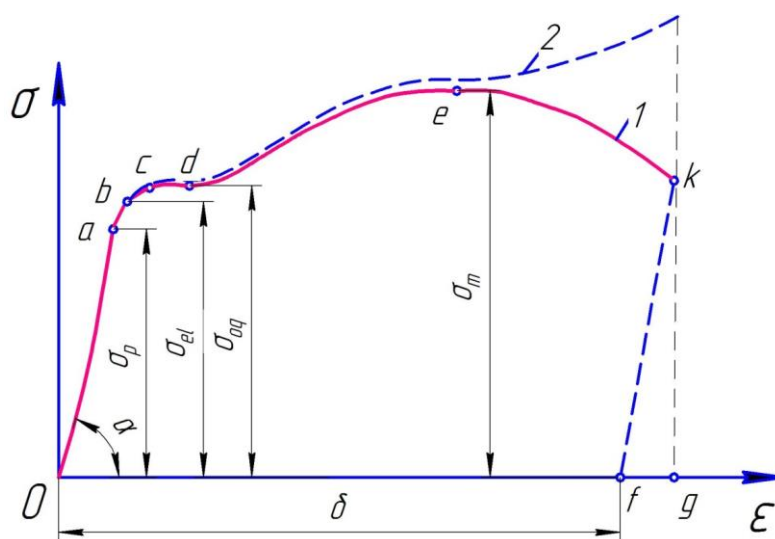


2.7-rasm

F nuqtada namuna uziladi va unda hosil bo'lgan kuchlanish quyidagiga teng:

$$\sigma_{yem.} = \frac{P_{yem.}}{F_0}$$

2.8-rasmda cho'zilish diagrammasi kuchlanish (σ) va nisbiy bo'ylama deformatsiya (ε) ko'rinishida ifodalangan.



2.8-rasm

Diagrammadagi σ_p , σ_{oq} , σ_{el} , σ_M lar materialning mustahkamlik xarakteristikalari deb ataladi. Ulardan tashqari materialning plastik xarakteristikalari ham mavjud.

Ular:

- Nisbiy qoldiq cho'zilish

$$\delta_K = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100\%$$

- Nisbiy ko'ndalang qisqarish

$$\psi = \frac{F - F_0}{F_0} \cdot 100\%$$

Nisbiy ko'ndalang qisqarish qancha katta bo'lsa material shuncha elastik bo'ladi.

Cho'zilish diagrammasida keltirilgan (2.8-rasm). Uzluksiz egri chiziq (1) nisbiy cho'zilish diagrammasi deb ataladi.

Chunki bu yerda

$$\sigma = \frac{P}{F_0}$$

Uzluqli egri chiziq esa (2) haqiqiy cho'zilish diagrammasi deb ataladi.

Bu yerda:

$$\sigma = \frac{P}{F_{haq}}$$

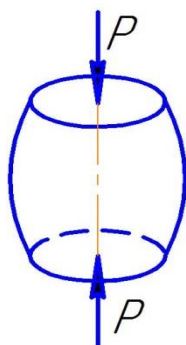
F_{haq} - haqiqiy vaziyatga to'g'ri kelgan ko'ndalang kesim yuza.

Cho'zilish diagrammasidagi birorta (K) nuqtadagi hosil bo'ladigan deformatsiyalarni aniqlash uchun shu nuqtadagi AO ga parallel hamda vertikal o'tkazamiz. Absissa o'qida hosil bo'lgan Δl_K va ε_K lar qoldiq deformatsiya va Δl_{el} va ε_{el} lar esa elastik deformatsiyalar bo'ladi. Namunani keyingi qayta yuklashda diagramma birinchi nuqtadan boshlanadi.

2.5.2 Plastik materiallarning siqilish diagrammasi

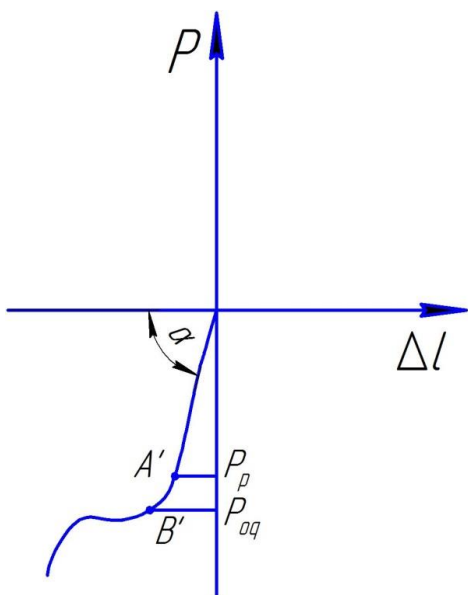
Plastik materiallarni (po'lat 3) siqilishga sinashda ularning o'lchamlarini o'zgartirish zarur. Yuqorida keltirilgan namuna siqilsa, u bir paytning o'zida ham siqilishga va ham egilishga ishlaydi. Shuning uchun uning o'chamlarini $l_0 = 3d_0$ qilib olinadi. Bunday namuna siqilganda boshlang'ich vaziyatda uning uzunligi kamayib ko'ndalang kesimi ortadi. Lekin press yuzasi bilan namuna yuzasi orasidagi ishqalanish kuchi namunaning ko'ndalang kesimini bir xilda oshishiga

yo‘l qo‘ymaydi. Bu holat ayniqsa plastik deformatsiya boshlanganda kuchayadi. Namuna bochka ko‘rinishini oladi (2.9-rasm).

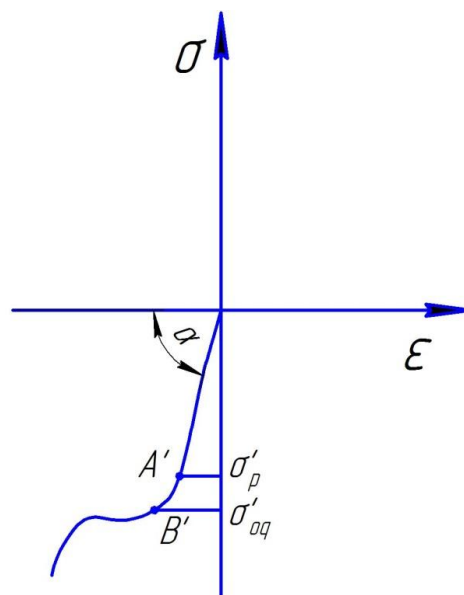


2.9-rasm

Plastik materiallarning siqilish diagramasi miqdor jihatdan cho‘zilish diagrammasiga nisbatan teng bo‘ladi (2.10-rasm).



2.10-rasm



2.11-rasm

Amaliyotda $\sigma_p = \sigma'_p$ va $\sigma_{oq} = \sigma'_{oq}$ deb olinadi (2.11-rasm). 2.8- va 2.11-rasmlardan ko‘rinib turibdiki α burchak tangensi ham cho‘zilishda va ham siqilishda bir xil qiymatga ega:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\sigma'}{\varepsilon'} = E$$

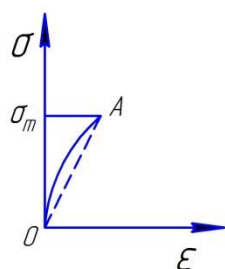
Demak plastik materiallarda cho‘zilish va siqilishda hosil bo‘ladigan elastiklik moduli o‘zaro teng ekan.

2.5.3 Mo'rt materiallarning cho'zilish va siqilish diagrammalari

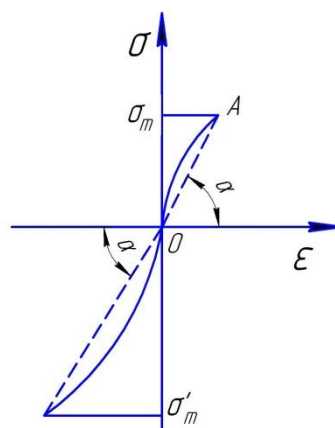
Tajribalar shuni ko'rsatadiki, mo'rt materiallar nisbatan katta bo'lmagan deformatsiyalarda ham yemirila boshlaydilar. Ular cho'zilishga nisbatan siqilishga yaxshi qarshilik ko'rsatadilar.

Cho'yandan yasalgan namunalarda yemirilishgacha bo'lgan davrda juda kam miqdorda deformatsiya hosil qilib yemirilish jarayoni tez bo'ladi. Namuna qaysi yerdan yemirilishini bilish qiyin, chunki uning yuzasida hech qanday o'zgarishlar ro'y bermaydi.

Cho'yandan yasalgan namunaning cho'zilish diagrammasi (2.12-rasm) da keltirilgan.



2.12-rasm



2.13-rasm

Diagrammadan ko'rinib turibdiki OA egri chiziqdan iborat, shuning uchun proporsionallik chegarasini aniqlash qiyin. Bu vaziyatda Guk qonunini qo'llash ma'lum xatoliklarga olib keladi, lekin bu xatolikalar qiymati nisbatan kam bo'lgani uchun proporsionallik zonasini OA to'g'ri chiziq orqali ifodalasa bo'ladi.

Mo'rt materiallar uchun nisbiy va haqiqiy diagrammalar uncha farq qilmaydi. Boshqa mo'rt materiallarning cho'zilish diagrammalari ham cho'yan uchun olingan diagrammaga o'xshash bo'ladi. Ularning hammasida asosan σ_M qiymati olinadi.

Mo'rt materiallarni siqilishga sinashda ham ular nisbatan kichik deformatsiya hosil qilib yemiriladi, lekin mustaxkamlik chegarasiga to'g'ri kelgan

σ'_M cho'zilishdagi σ_M dan bir necha marta ko'p bo'ladi (2.13-rasm) va beton uchun quyidagi nisbatlarni ko'rish mumkin:

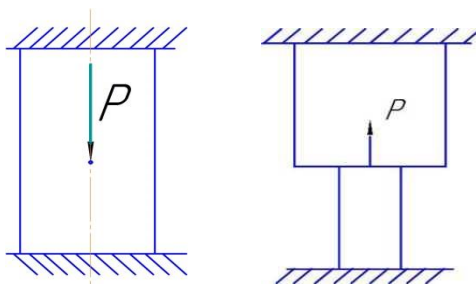
$$\text{Cho'yan } \frac{\sigma'_M}{\sigma_M} = 4; \text{ beton } \frac{\sigma'_M}{\sigma_M} = 8 \div 10;$$

Demak mo'rt materiallar cho'zilishga nisbatan siqilishga yaxshi qarshilik ko'rsatar ekan.

2.6 Cho'zilishda va siqilishda statik noaniq masalalar

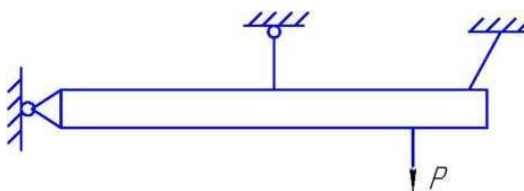
Statik noaniq masalalar deb, reaksiya kuchlarining soni tuzilishi mumkin bo'lgan muvozanat tenglamalaridan ortiq bo'lgan masalalarga aytiladi. Statik noaniq masalalarni quyidagicha uch turga ajratish mumkin.

1. Ikki tomondan mahkamlangan bitta sterjen;



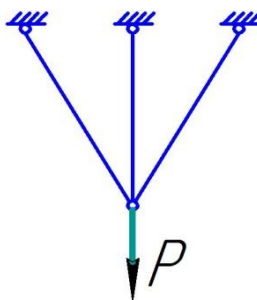
2.14-rasm

2. Bir nechta sterjenlar yordamida mahkamlangan balka;



2.15-rasm

3. Bir tugunda uchrashuvchi sterjenlar tizimi.



2.16-rasm

Statik noaniq masalalar quyidagi sabablarga ko‘ra hosil bo‘ladi.

1. Qo‘yilgan tashqi kuchlar ta‘siridan;
2. Temperatura o‘zgarishi ta‘siridan;
3. Konstruktsiyalarni yig‘ishda yo‘l qo‘yilgan xatolar natijasida;
4. 1,2,3 larning kombinatsiyalaridan.

Statik noaniq masalalarda noma‘lum kuchlar soni statikaning muvozanat tenglamalari sonidan ortiq bo‘ladi. Bu ortiqcha noma‘lumlarni aniqlash uchun qo‘shimcha deformatsiya tenglamalari tuziladi.

Ular quyidagi tartibda yechiladi:

1. Berilgan sistemani bog‘lanishlardan ozod qilib sxemada reaksiya kuchlari ko‘rsatiladi.
2. Mumkin bo‘lgan muvozanat tenglamalari tuziladi.
3. Noma‘lum reaksiya kuchlari sonini m , muvozanat tenglamalar sonini n orqali belgilab masalaning statik noaniqlik darajasi quyidagi tenglamadan topiladi:

$$S = m - n$$

4. S nechaga teng bo‘lsa, shuncha qo‘shimcha deformatsiya tenglamalari tuziladi.

Deformatsiya tenglamalari sistemaning geometrik o‘zgarmaslik shartidan tuziladi. Deformatsiyalar Guk qonuni asosida no‘malum reaksiya kuchlari orqali belgilab olinadi va deformatsiya tenglamasi uzil kesil ko‘rinishga keltiriladi.

5. Deformatsiya tenglamalari bilan muvozanat tenglamalari birgalikda yechiladi.

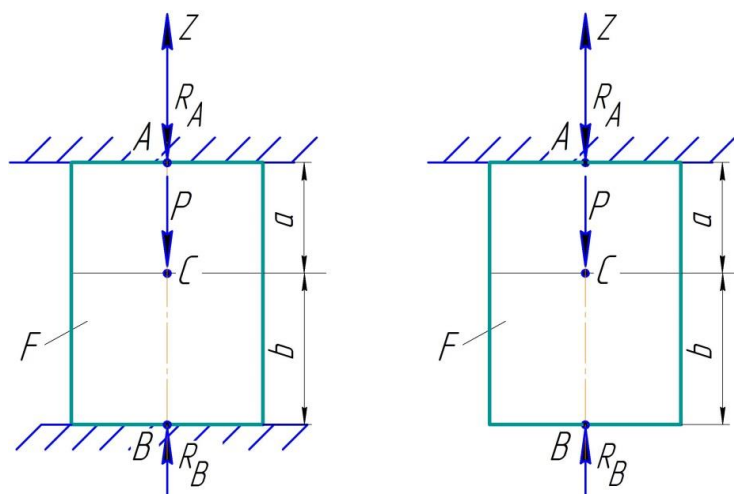
Misol: Ikki tomondan mahkamlangan sterjen berilgan bo‘lib, uning C nuqtasiga P kuch ta‘sir etayotgan bo‘lsin. Tayanch reaksiya kuchlari aniqlanib, masala statik aniq masalaga keltirilsin?

Kuchlardan Z o‘qiga proyeksiya olamiz.

$$\begin{aligned} \sum Z &= 0; \\ -R_A - P + R_B &= 0 \end{aligned} \quad (2.9)$$

Masalaning statik noaniqlik darajasini aniqlaymiz:

$$S = m - n, \quad m = 2, \quad n = 1$$



2.17-rasm

Unda

$$S = 3 - 2 = 1$$

Demak, masala bir marta statik noaniq va shuning uchun bitta qo‘shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz.

$$\Delta l_p + \Delta l_{R_B} = 0 \quad (2.10)$$

Bu yerda:

$$\Delta l_p = \frac{P \cdot a}{E \cdot F}; \quad (2.11)$$

$$\Delta l_{R_B} = -\frac{R_B(a+b)}{E \cdot F} \quad (2.12)$$

(2.11) va (2.12) ifodalarni (2.10) ifodaga qo‘yib, B nuqtadagi tayanch reaksiya kuchini aniqlaymiz.

$$\frac{P \cdot a}{E \cdot F} - \frac{R_B(a+b)}{E \cdot F} = 0; \quad R_B = \frac{P \cdot a}{a+b};$$

Topilgan R_B reaksiya kuchini (2.9) tenglamaga qo‘yib, A nuqtadagi R_A tayanch reaksiya kuchini aniqlaymiz.

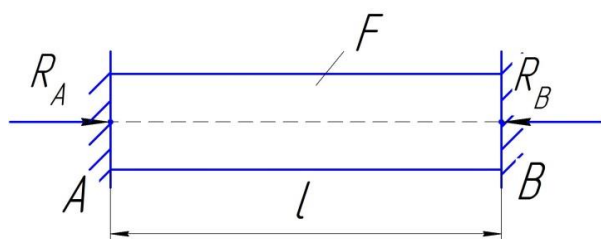
$$R_A = \frac{P \cdot b}{a+b}$$

Shunday qilib, masala statik aniq masalaga keltirildi.

2.7 Temperatura ta'siridan hosil bo'ladigan deformatsiya va kuchlanish

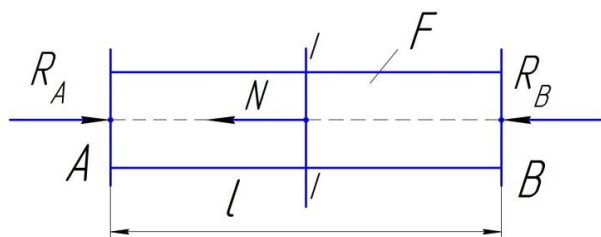
Konstruksiya va uning qismlarini hisoblashda ularning ishlash jarayonida hosil bo'ladigan temperaturani hisobga olish lozim. Chunki temperatura o'zgarishi bilan konstruksiya o'lchamlari ham ma'lum miqdorga o'zgaradi bu esa deformatsiyalanish jarayoniga ta'sir qiladi.

Uzunligi l va ko'ndalang kesim yuzasi F , temperatura ta'siridan chiziqli kengayishi α bo'lgan sterjen ikkita tayanch orasiga mahkamlab qo'yilgan.



Uning temperaturasi t_1 dan t_2 ga oshiriladi. $\Delta t = t_2 - t_1$ mumkin bo'lgan statika tenglamalarini tuzamiz.

$$R_A - R_B = 0 \quad (2.13)$$



Sistemani statik noaniqlik darajasini aniqlaymiz.

$$S = m - n, \quad m = 2, \quad n = 1 \quad \text{unda} \quad S = 2 - 1 = 1$$

2.18-rasm

Demak, sistema bir marta statik noaniqdir. Unda qo'shimcha deformatsiya tenglamasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\Delta l_p + \Delta l_t = 0 \quad (2.14)$$

Bu yerda $\Delta l_p = -\frac{R \cdot l}{E \cdot F}$ (2.15), $\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta t$ (2.16). Unda (2.15) va (2.16) ni

(2.14) ifodaga qo'yib quyidagini hosil qilamiz.

$$-\frac{R \cdot l}{E \cdot F} + \alpha \cdot l \cdot \Delta t = 0 \Rightarrow R = E \cdot F \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

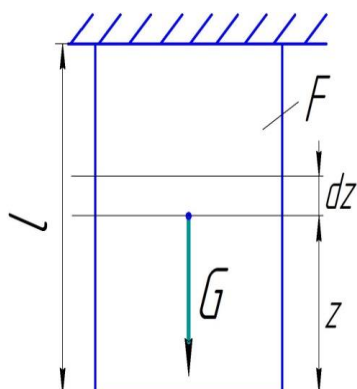
Unda temperatura ta'sirida hosil bo'ladigan kuchlanish teng bo'ladi.

$$\sigma_T = \frac{R}{F} = E \cdot \alpha \cdot \Delta t$$

2.8 Sterjenning xususiy og'irligini hisobga olganda paydo bo'ladigan kuchlanish va deformatsiya

Ba'zi inshootlarni hisoblayotganda ularning xususiy og'irliklarini hisobga olish zarurdir. Chunki xususiy og'irlik ta'sirida ba'zi paytlarda katta deformatsiya va kuchlanishlar hosil bo'ladi. Misol uchun minoralar, qalin devorli binolar, zanjirlar va trosslar shular jumlasidandir.

Bizga AB sterjen berilgan bo'lsin va u P kuchi hamda o'zining xususiy og'irligi ta'sirida cho'zilayotgan bo'lsin.



2.19-rasm

Sterjenning uzunligi l , solishtirma og'irligi j va ko'ndalang kesimi F ga teng bo'lsin. Unda sterjenning hajmi quyidagiga teng bo'ladi.

$$V = F \cdot l \quad [\text{m}^3]$$

Unda uning xususiy og'irligi teng bo'ladi.

$$G = j \cdot V = j \cdot F \cdot l$$

Unda xususiy og'irlikdan hosil bo'ladigan normal kuchlanish teng bo'ladi.

$$\sigma = \frac{G}{F} = \frac{j \cdot F \cdot l}{F} = j \cdot l$$

Demak, xususiy og'irlikdan hosil bo'ladigan normal kuchlanish sterjen ko'ndalang kesimiga bog'liq emas ekan.

Endi xususiy og'irlik ta'sirida hosil bo'ladigan deformatsiyani aniqlaymiz.

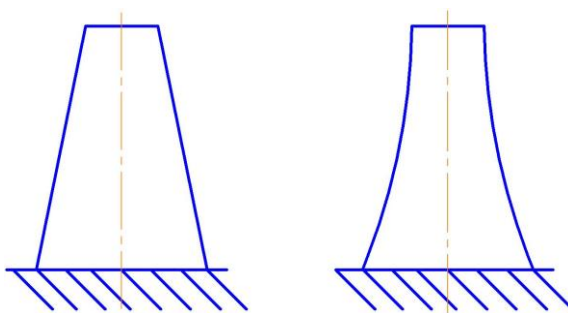
$$\Delta l = \int_0^l \frac{G \cdot dZ}{E \cdot F} = \int_0^l \frac{j \cdot F \cdot Z}{E \cdot F} dZ = \frac{j \cdot F}{E \cdot F} \int_0^l Z \cdot dZ = \frac{j \cdot F}{E \cdot F} \cdot \frac{Z^2}{2} \Big|_0^l = \frac{G \cdot l}{2E \cdot F}$$

$$\Delta l = \frac{G \cdot l}{2E \cdot F}$$

Demak, sterjenning o'z og'irligidan hosil bo'ladigan absolyut cho'zilish, sterjen uchiga qo'yilgan kuchdan hosil bo'ladigan absolyut cho'zilishga qaraganda ikki baravar kam bo'lar ekan.

Bu yerda mahkamlangan kesim ruxsat etilgan kuchlanishga, qolgan kesimlar

esa undan kichik bo'lgan kuchlanishga ishlaydi. Bunday paytda ko'ndalang kesimi o'zgaruvchan teng qarshilikli sterjenlar ishlatiladi. Misol:



2.20-rasm

2.1-masala: Uzunligi va diametri ma'lum bo'lgan pog'onali po'lat sterjen chizmada ko'rsatilgandek, $F_1 = 30kN$, $F_2 = 65kN$, $F_3 = 170kN$ bo'ylama kuchlar bilan yuklangan. Sterjenning xususiy og'irligini e'tiborga olmay, bo'ylama kuch va normal kuchlanish epyuralari qurilsin hamda sterjen uchining ko'chishi aniqlansin?

Bunda, $d = 2sm$; $l_1 = 20sm$; $l_2 = 30sm$; $l_3 = 20sm$.

Yechish: Sterjenni o'ng tomondan boshlab uchta oraliq (oraliq)ga ajratamiz. Kesish usulini qo'llab, avvalo har bir oraliq uchun bo'ylama kuch N va normal kuchlanish σ larni aniqlaymiz.

I oraliq: 2.21-rasm b da ko'rsatilgan sterjen bo'lagining muvozanat tenglamasini tuzamiz:

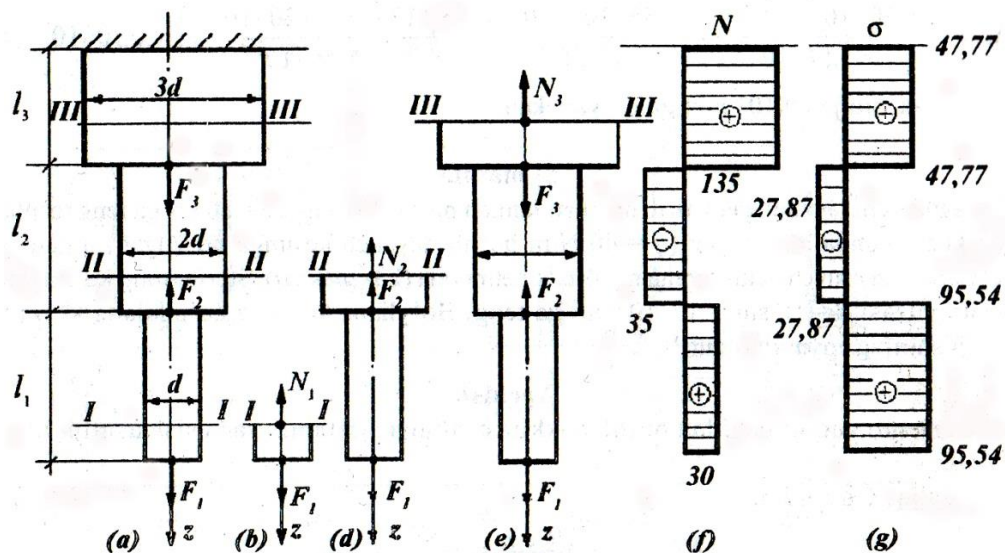
$$\sum Z_i \subset F_i \cdot N_i = 0;$$

bundan, $N_1 = F_1$ yoki $N_1 = 30kN$.

Normal kuchlanish $\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1}$ ga teng.

Bu yerda, $A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = 3.14 \cdot sm^2 = 3.14 \cdot 10^{-4} m^2$.

Demak, $\sigma_1 = \frac{30 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 10^{-4}} = 95.54 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 95.54MPa$



2.21-rasm.

II oraliq: 2.21-rasm *d* chizmada tasvirlangan bo‘lakcha uchun:

$$\sum Z_1 = F_1 - F_2 - N_2 = 0$$

Bundan, $N_2 = F_1 - F_2 = -35 \text{ kN}$;

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{-35 \cdot 10^3}{\frac{\pi(2d)^2}{4} \cdot 10^{-4}} = -27.87 \text{ MPa}.$$

III oraliq: 2.21-rasm *e* chizmadan foydalanib, quyidagilarni hisoblaymiz:

$\sum Z_i = F_1 - F_2 + F_3 - N_3 = 0$. Bundan, $N_3 = F_1 + F_3 - F_2 = 135 \text{ kN}$.

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} \text{ yoki } \sigma_3 = \frac{135 \cdot 10^3}{\frac{\pi(3d)^2}{4} \cdot 10^{-4}} = 47.77$$

2.21-rasm *f* va *g* larda, mos ravishda, bo‘ylama kuch va normal kuchlanishlarning epyuralari ko‘rsatilgan.

Sterjen uchidagi kesimning ko‘chishini topishda quyidagi ifodadan foydalanamiz:

$$\Delta l = \frac{1}{E} \cdot \sum_{i=1}^3 \frac{N_i \cdot l_i}{A_i};$$

bu yerda, $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ yoki

$$\Delta l = \frac{1}{E} \left(\frac{30 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 10^{-2}}{3.14 \cdot 10^{-4}} - \frac{35 \cdot 10^3 \cdot 30 \cdot 10^{-2}}{12.56 \cdot 10^{-4}} + \frac{135 \cdot 10^3 \cdot 20 \cdot 10^{-2}}{28.56 \cdot 10^{-4}} \right) \approx 0.10 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

Demak, sterjen $\Delta l \approx 0.10 \cdot 10^{-3} m$ ga uzayar ekan.

2.2-masala: Pastki uchi tayanchga qistirib mahkamlangan po‘lat sterjenga $F = 80kN$ ga teng to‘plangan kuch hamda $q(z) = ql/z$ ($q = 40N/m$ bo‘lib, tayanch kesimga qo‘yilgan) qonuniyat bo‘yicha o‘zgaruvchi tekis taralgan yuk ta‘sir etmoqda (2.22-rasm) (Sterjenning ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 15sm^2 = 15 \cdot 10^{-4} m^2$ ga teng. Bo‘ylama kuch va ko‘ndalang kesimlar ko‘chishining epyuralari qurilsin.

Yechish: Sterjenni yuqori uchidan boshlab ikkita oraliqqa ajratamiz va kesish usulini tatbiq etamiz.

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq 3m$

$$N(z_1) = -\int_0^{z_1} \frac{q}{l} z dz = -\frac{qz_1^2}{2l} = -4z_1^2$$

bunda:

$$\begin{aligned} z_1 = 0, & & N(0) = 0; \\ z_1 = 2, & & N(2) = -16kN; \\ z_1 = 3, & & N(3) = -36kN; \end{aligned}$$

II oraliq: $3m \leq z_2 \leq 5m$

$$N(z_{12}) = F - \int_0^{z_2} \frac{q}{l} z dz = F - \frac{qz_2^2}{2l} \text{ yoki } N(z_2) = 80 - 4z_2^2$$

bunda:

$$\begin{aligned} z_2 = 3, & & N(3) = 80 - 36 = 44kN; \\ z_2 = 4.472, & & N(4.472) = 0; \\ z_2 = 5, & & N(5) = -20kN \end{aligned}$$

2.22-rasm e da bo‘ylama kuch epyurasi qurilgan.

Tayanch kesimda ko‘chish nolga teng. II oraliqda yotuvchi z kesimlarning ko‘chishi quyidagicha aniqlanadi:

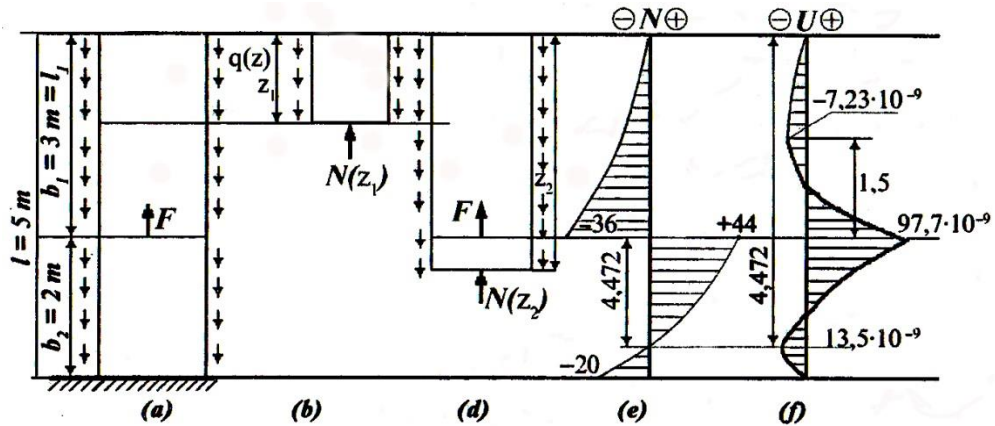
$$U(z) = \int_{z_2}^5 \frac{N(z) dz}{EA} = \int_{z_2}^5 \frac{(80 - 4z_2^2) dz}{EA} = \frac{1}{EA} \left(233.83 - 80z_2 + \frac{4}{3} z_2^3 \right);$$

bu yerda, $EA = 15 \cdot 10^{-4} \cdot 2 \cdot 10^{11} = 3 \cdot 10^8 N$.

Eng katta ko‘chishni topamiz:

$$\frac{dU|_{(z_2)}}{dz_2} = -80 + 4z_2^2 = 0$$

bundan $z_2 = 4.472m$



2.22-rasm

Demak, $z_2 = 5m$ da $U(5) = 0$;

$$z_2 = 4.472m \text{ da } U(4.472) = \frac{4.0644}{EA} = -13.548 \cdot 10^{-9} m \quad z_2 = 3m \text{ da}$$

$$U(3) = \frac{29.33}{EA} = 97.77 \cdot 10^{-9}$$

I oraliq uchun ko'chishning ifodasini yozamiz:

$$U(z_1) = U(3) + \int_{z_{11}}^3 \frac{N(z) dz}{EA} = 97.77 \cdot 10^{-9} - \int_{z_1}^3 \frac{4z^2 dz}{EA} = -22.23 \cdot 10^{-9} + \frac{4}{3} + \frac{z_1^3}{EA};$$

$z_1 = 0$ bo'lsa, $U(0)$;

$z_1 = 1.5m$ bo'lsa, $U(1.5) = -7.23 \cdot 10^{-9} m$

$z_1 = 3m$ bo'lsa, $U(3) = 97.77 \cdot 10^{-9} m$

Yuqorida hosil qilingan qiymatlar asosida ko'chish epyurasini quramiz

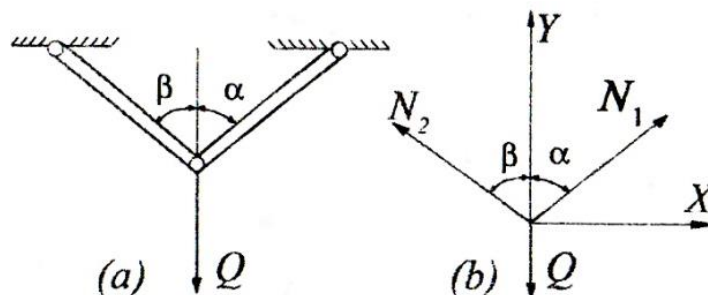
(2.22-rasm).

2.3-masala: Sharnirlar vositasida ulangan po'lat sterjenlar ko'tara oladigan eng katta yuk aniqlansin (2.23-rasm). Sterjen diametric $d = 2sm$, materialning cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi $\sigma_{adm} = 140MPa$, $\alpha = \beta = 60^\circ$

Yechish: Cho'zilish va siqilishdagi mustahkamlik shartidan har bir sterjenda paydo bo'luvchi bo'ylama kuchni aniqlaymiz:

$$N \geq A \cdot \sigma_{adm} = \frac{\pi}{4} (2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 140 \cdot 10^3 = 43.96 kN;$$

$$N_1 = N_2 = N.$$



2.23-rasm

Endi S tugunning muvozanatini tekshiramiz (2.23-rasm, b)

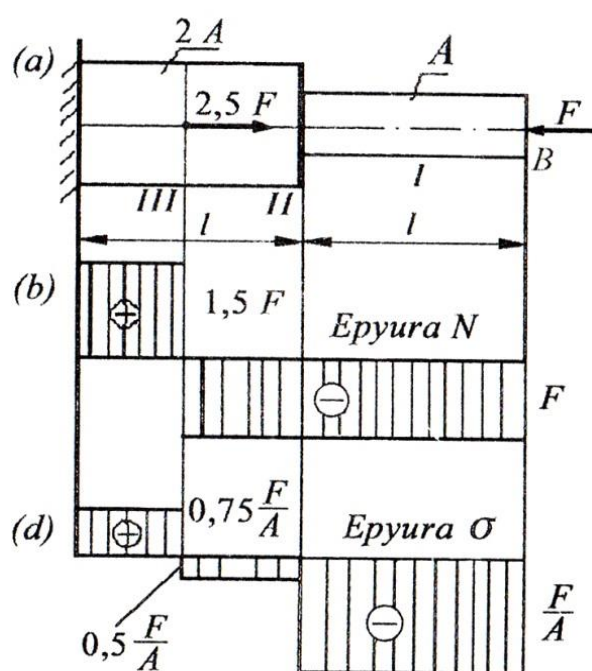
$$\sum Y_i = -Q + 2N \cdot \cos 60^\circ = 0$$

$$\text{Bundan, } Q = 2 \cdot 43.96 \cdot 0.5 = 43.96 kN.$$

2.4-masala: Ikki pog'onali cho'yan brus ko'tara oladigan kuchning ruxsat etilgan qiymati aniqlansin (2.24-rasm a).

Brus materialining cho'zilishdagi va siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishlari mos ravishda $\sigma_{adm}^+ = 40 MPa$ va $\sigma_{adm}^- = 10 MPa$.

Yechish: Kesish usulini qo'llab, brusning uchala oraliqsi (oralig'i) uchun ham bo'ylama kuch N (2.24-rasm b) va normal kuchlanish σ (2.24-rasm d) larning epyuralarini ko'ramiz.



Normal kuchlanish epyurasidan ko'rinib turibdiki, eng katta cho'zuvchi kuchlanish III oraliqda va eng katta siquvchi kuchlanish I oraliqda paydo bo'lar ekan. Shuning uchun mustahkamlik shartlari quyidagicha yoziladi:

$$\frac{F}{A} \leq \sigma_{adm}^-; \quad 0.75 \frac{F}{A} \leq \sigma_{adm}^+.$$

Bulardan,

$$F^I = F \leq a \cdot \sigma_{adm}^- = 10^{-3} \cdot 120 = 120 kN;$$

$$F^{II} = A \cdot \sigma_{adm}^-;$$

2.24-rasm

$$F^{111} = \frac{A \cdot \sigma_{adm}^+}{0.75} = \frac{10^3 \cdot 40}{0.75} = 53.4 \text{ kN}$$

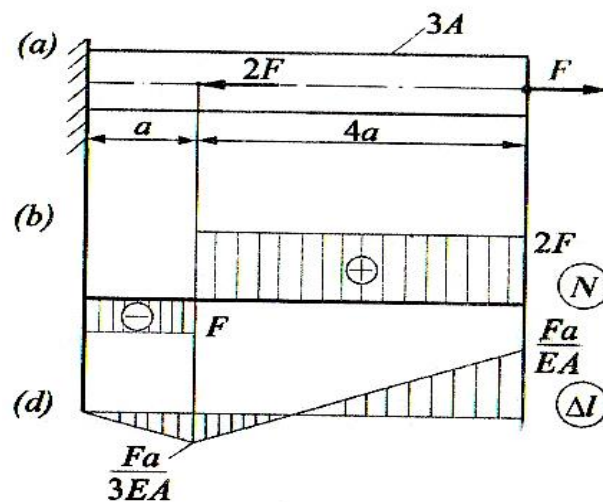
Kuchning ruxsat etilgan qiymati

$$F_{adm} = F^{11} = 53.4 \text{ kN ga teng.}$$

2.5-masala: Po‘lat sterjen tashqi kuchlar bilan yuklangan (2.25-rasm a). Tashqi kuchlarning bajargan ishi deformatsiyaning potensial energiyasiga tengligini isbotlang.

Yechish: Kesish usulini qo‘llab, har bir oraliq uchun bo‘ylama kuch N va ko‘chish Δl larning epyuralarini ko‘ramiz (2.25-rasm d). (Epyuralarni mustaqil qurish o‘quvchilarga havola qilinadi). Tashqi kuchlarning bajargan ishini hisoblashda $w_0 = F\Delta l / 2$ ifodadan foydalanamiz, shuning uchun

$$w_F + w_{2F} = \frac{1}{2} F \cdot \frac{5Fa}{3EA} + \frac{1}{2} (-2F) \cdot \frac{(-2F)a}{3EA} = \frac{9}{6} \cdot \frac{F^2 a}{EA}$$



2.25-rasm.

Deformatsiyaning potensial energiyasini aniqlashda esa

$$U_0 = \frac{N^2 l}{2EA};$$

ifoda ishlatiladi. Demak,

$$U = U_1 + U_{11} = \frac{F^2 5a}{6EA} + \frac{(-2F)^2 a}{6EA} = \frac{9}{6} \cdot \frac{F^2 a}{EA}.$$

Shunga ko‘ra, $w = U = \frac{3}{2} \cdot \frac{F^2 a}{EA}$ ga teng ekan.

2.6-masala: Pog'onali betondan qilingan kolonna $\left(\chi = \frac{25kN}{m^3}, E = 27GPa\right) F_1, F_2$

va o'zining xususiy og'irligi ta'sirida bo'lsin. Quyidagilarni aniqlash talab qilinadi:

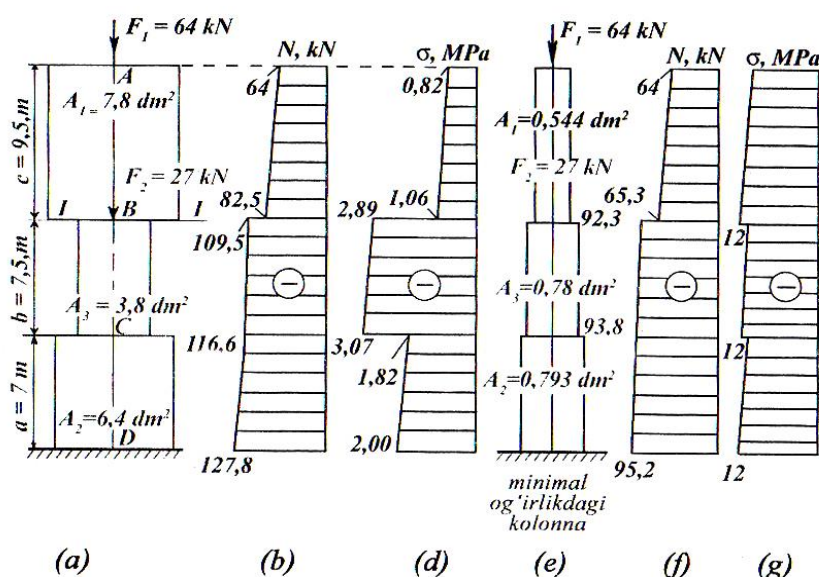
- 1) kolonnaning mustahkamligini tekshirish;
- 2) har bir oraliqdagi kolonna ko'ndalang kesimining (A_1, A_2, A_3) mo'tadil qiymatini aniqlash;
- 3) I-I kesimning ko'chishini aniqlash.

Yechish: Kolonnaning har bir bo'lagi og'irligini aniqlaymiz ($G = g \cdot A \cdot l$);

$$G_1 = 25000 \cdot 7.8 \cdot 10^{-2} \cdot 9.5 = 18.5kN$$

$$G_2 = 25000 \cdot 6.4 \cdot 10^{-2} \cdot 7 = 11.2kN$$

$$G_3 = 25000 \cdot 3.8 \cdot 10^{-2} \cdot 7.5 = 7.1kN.$$



2.26-rasm

Oraliqlardagi bo'ylama kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

$$N_1 = -F\chi \cdot A \cdot z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq c$$

$$N_{1z_1=0} = -F_1 - 64kN; \quad N_{1z_1=c} = -64 - 18.5 - 82.5kN.$$

$$N_{11} = F_1 - F_2 - G_1 - \chi \cdot A_3 \cdot z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq b.$$

$$N_{11z_2=0} = -109.5, \quad N_{11z_2=b} = -64 - 27 - 18.5 - 7.1 = -116.6kN$$

$$N_{111} = -F_1 - F_2 - G_1 - G_3 - \chi A_2 \cdot z_3; \quad 0 \leq z_3 \leq a.$$

$$N_{111z_3=0} = -116.6kN; \quad N_{111z_3=a} = -116.6 - 11.2 - - = 127.8kN$$

Topilgan qiymatlar bo'yicha bo'ylama kuch epyuralarini quramiz (2.26-rasm b).

Kesimlarda hosil bo'ladigan normal kuchlanishlar qiymatini $y = N/A$ ifodayordamida aniqlab uning epyurasini quramiz (2.20-rasm d).

Bu epyuradan ko'rinib turibdiki, eng katta normal kuchlanish ikkinchi oraliqning oxirgi kesimida hosil bo'lar ekan. Ya'ni,

$$\sigma_{\max} = 3.07 \text{MPa} < [\sigma] = 12 \text{MPa}.$$

Og'irligi eng kam miqdorga teng bo'lgan (mo'tadil) kolonnaning o'lchamlarini $\sigma_{\max} = [\sigma]$ dan foydalangan holda aniqlaymiz. Yechimni kolonnaning yuqori qismidan boshlaymiz.

$$\frac{N_{1\max}}{A_1} = \frac{F_1 + \chi \cdot A_1 \cdot c}{A_1} \geq [\sigma];$$

$$\text{Bunda, } A_1 \geq \frac{F_1}{[\sigma] - \gamma \cdot c} = \frac{64000}{12 \cdot 10^{-6} - 25000 \cdot 9.5} = 5.44 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 = 0.544 \text{dm}^2.$$

U holda, I oraliqning mo'tadil og'irligi quyidagiga teng bo'ladi:

$$G_1 = 25000 \cdot 0.544 \cdot 10^{-2} \cdot 9.5 = 1.3 \text{kN}.$$

Xuddi shuningdek,

$$A_3 = \frac{F_1 + F_2 + G_1}{R - \chi b} = 0.781 \text{dm}^2; \quad G_3 = 1.5 \text{kN}.$$

$$A_2 = \frac{F_1 + F_2 + G_1 + G_3}{R - \chi a} = 0.793 \text{dm}^2; \quad G_2 = 1.4 \text{kN}.$$

I-I kesimning ko'chishi quyidagiga teng bo'ladi:

$$\Delta_{1-1} = \Delta l_a + \Delta l_b$$

$$\text{Unda; } \Delta l_a = \frac{\left(F_1 + F_2 + G_1 + G_3 + \frac{G_2}{2} \right) a}{EA} \text{ qiymatlarni o'rniga qo'ysak, } \Delta l_a = 3.09 \text{mm}.$$

$$\Delta l_b = \frac{\left(F_1 + F_2 + G_1 + G_3 + \frac{G_2}{2} \right) b}{EA_3} \text{ bu yerda } \Delta l_b = 3.31 \text{mm}.$$

U holda, $\Delta_{1-1} = 3.09 + 3.31 = 6.4 \text{mm}$ (pastga qarab ko'chadi).

2.7-masala: F kuch hamda o'zining xususiy og'irligi ta'sirida bo'lgan po'lat sterjen uchun bo'ylama kuch epyurasi hamda I-I kesimning ko'chishi aniqlansin (2.27-rasm a).

Berilgan: $a = 3m$, $b = 2m$, $c = 1.5m$, $A = 10sm^2$, $F = 1kN$, $E = 2 \cdot 10^5 MPa$.
Sterjenning solishtirma og'irligi: $\chi = 7.8kN/m^3 = 0.78 \cdot 10^4 N/m^3$.

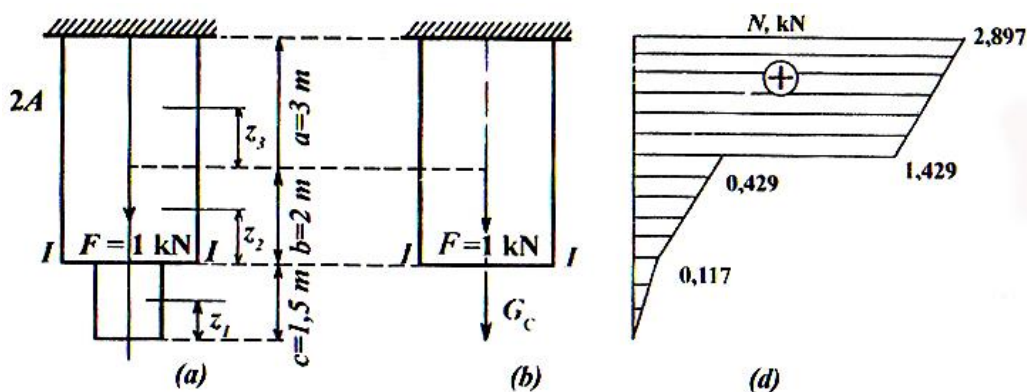
2.27-rasmda ko'rsatilgan o'zgarmas kesimli, pog'onali va teng qarshilikli bruslarga $F = 4MN(400t)$ markaziy siquvchi kuch qo'yilgan. Har bir brusning uzunligi $l = 42m$ bo'lib, uning materiali uchun quyidagilar ma'lum: $\sigma_{adm} = 12MPa$, $\chi = 22kN/m^3$. Bruslarning og'irliklari solishtirilsin.

Yechish: Oraliqlarning xususiy og'irligini aniqlaymiz:

$$G_c = \chi \cdot A \cdot c = 7.8 \cdot 10 \cdot 10^4 \cdot 10^{-4} \cdot 1.5 = 117N = 0.117kN;$$

$$G_b = \chi \cdot 2A \cdot b = 7.8 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot 2 = 312N = 0.312kN;$$

$$G_a = \chi \cdot 2A \cdot a = 7.8 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4} \cdot 3 = 468N = 0.468kN;$$



2.27-rasm

Oraliqlardagi bo'ylama kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

$$N_I = \chi \cdot A \cdot z_1; \quad 0 \leq z_1 \leq c.$$

$$z_1 = 0 \text{ da } N_I = 0; \quad z_1 = c \text{ da } N_I = 0.117kN;$$

$$N_{II} = G_c + \chi \cdot 2A \cdot z_2; \quad 0 \leq z_2 \leq b;$$

$$z_2 = 0 \text{ da } N_{II} = 0.117kN; \quad z_2 = b \text{ da } N_{II} = 0.429kN;$$

$$N_{III} = G_c + G_b + F + \chi \cdot 2A \cdot z_3; \quad 0 \leq z_3 \leq a;$$

$$z_3 = 0 \text{ da } N_{III} = 1.429kN; \quad z_3 = a \text{ da } N_{III} = 2.897kN.$$

Topilgan qiymatlar bo'yicha bo'ylama kuch epyurasini quramiz (2.27-rasm *d*).
 I-I kesimning ko'chishini aniqlashda birinchi oraliqning xususiy og'irligi G_c
 bo'lganda, uni to'plangan kuch sifatida ko'rsak, berilgan sterjenni (2.27-rasm *b*)
 ko'rinishiga keltirish mumkin. Unda,

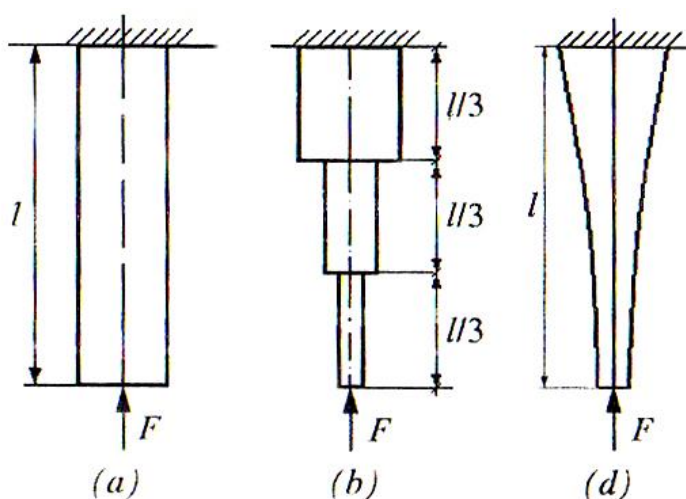
$$\Delta_{I-I} = \Delta l_{a+b} = \frac{G_c(a+b)}{E \cdot 2A} + \frac{P \cdot a}{E \cdot 2A} + \frac{\chi(a+b)^2}{2E} = \frac{117 \cdot (3+2)}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} +$$

$$\frac{1 \cdot 10^3 \cdot 3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2 \cdot 10 \cdot 10^{-4}} + \frac{78 \cdot 10(3+2)^2}{2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = (1.46 + 7.5 + 4.88) \cdot 10^{-6} m = 13.84 \cdot 10^{-3} mm$$

Ko'chish pastga qarab bo'ladi.

2.8-masala: 2.28-rasmda ko'rsatilgan o'zgarmas kesimli, pog'onali va teng qarshilikli bruslarga $F = 4MN(400t)$ markaziy siquvchi kuch qo'yilgan. Har bir brusning uzunligi $l = 42m$ bo'lib, uning materiali uchun quyidagilar ma'lum:
 $\sigma_{adm} = 12MPa$, $\chi = 22kN/m^3$

Bruslarning og'irliklari solishtirilsin.



2.28-rasm

Yechish:

a) o'zgarmas kesimli brus.

Bu brusning yuzasini hisoblaymiz:

$$A_1 = \frac{F}{\sigma_{adm} - \chi l} = \frac{4 \cdot 10^6}{1.2 \cdot 10^6 - 2.2 \cdot 10^4 \cdot 42} = 14.5m^2.$$

Brusning hajmi esa $V_1 = A_1 l = 603m^3$ ga teng. Shunga ko'ra uni og'irligi
 $G_1 = \chi V_1 = 13398kN = 13398 \cdot 10^3 N = 13.398MN$ bo'lar ekan.

b) pog'onali brus.

Navbat bilan pastki, o'rta va yuqori pog'onalarning ko'ndalang kesim yuzasini aniqlaymiz:

$$A_2^p = \frac{F}{\sigma_{adm} - \chi \frac{l}{3}} = \frac{4 \cdot 10^6}{1.2 \cdot 10^6 - 14 \cdot 2.2 \cdot 10^4} = 4.48 m^2.$$

$$A_2^0 = \frac{F}{\sigma_{adm} \left(1 - \frac{\chi l}{3 \sigma_{adm}}\right)^2} = \frac{4 \cdot 10^6}{1.2 \cdot 10^6 \left(1 - \frac{14 \cdot 2.2 \cdot 10^4}{1.2 \cdot 10^6}\right)^2} = 6.03 m^2;$$

$$A_3^{yu} = \frac{F}{\sigma_{adm} \left(1 - \frac{\chi l}{3 \sigma_{adm}}\right)^2} = 8.12 m^2.$$

Pogʻonali brusning ogʻirligini hisoblaymiz:

$$G_2 = \chi \sum_1^3 A_i l_i = \chi (A_2^{yu} + A_2^0 + A_2^p) \cdot \frac{l}{3} = 5738040 = 5.74 MN.$$

d) teng qarshilikli brus.

Teng qarshilikli brus ichidagi kesimning yuzasi quyidagiga teng.

$$A_3^0 = \frac{F}{\sigma_{adm}} = \frac{4 \cdot 10^6}{1.2 \cdot 10^6} = 3.33 m^2.$$

Ixtiyoriy kesimning yuzasi $A_3(z) = A_3^0 \cdot l^{\frac{\chi z}{\sigma_{adm}}}$:

Brusning ogʻirligi:

$$G_3 = \chi \int_0^l A(z) dz = \chi A_3^0 \int_0^l l^{\frac{\chi z}{\sigma_{adm}}} \cdot dz = F \left(l^{\frac{\chi}{\sigma_{adm}}} - 1 \right) = 4 \cdot 10^6 \left(l^{\frac{2.2 \cdot 10^4 \cdot 4.2}{1.2 \cdot 10^6}} - 1 \right) = 4.639 \cdot 10^6 N = 4.639 MN.$$

Bruslarning ogʻirliklarini oʻzaro taqqoslaymiz:

$$G_1 : G_2 : G_3 = 13.358 : 5.74 : 4.639 = 2.89 : 1.24 : 1.$$

Demak, teng qarshilikli brusning ogʻirligi pogʻonali brusning ogʻirligidan taxminan 20%, oʻzgarmas kesimli brus ogʻirligidan esa 65% yengil ekan.

2.9-masala: Chap uchi bilan mahkamlangan prizmatik poʻlat sterjenning oʻng uchi B tayanchga $\delta = 2 \cdot 10^{-4} m$ yetmaydi (2.29-rasm). Sterjen $F = 250 kN$ kuch bilan yuklangan, koʻndalang kesimlarda paydo boʻluvchi koʻchish epyuralari qurilsin.

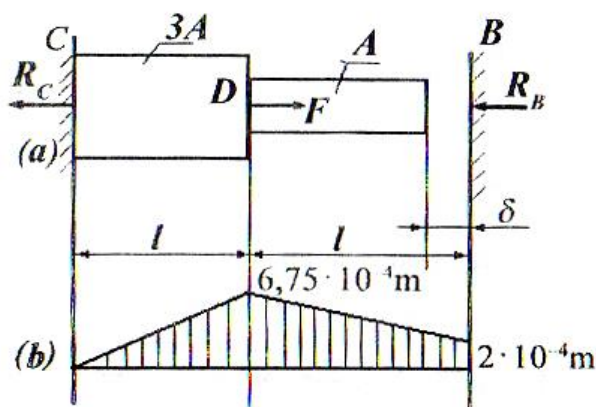
Quyidagilar maʼlum deb hisoblansin: $E = 2 \cdot 10^5 MPa$,

$$A = 20 \cdot 10^{-4} m, \quad l = 4m.$$

Yechish: Faraz qilaylik, B tayanch olib tashlangan boʻlsin, u holda F kuch taʼsiridan sterjenning oʻng uchi

$$\delta_b = \Delta l_F = \frac{Fl}{E \cdot 3A} = 8.33 \cdot 10^{-4} m$$

ga koʻchadi.



2.29-rasm

statik noaniq hisoblanadi.

Bu masalani yechish uchun yana bitta qo'shimcha tenglama zarur.

Kuchlar ta'sirining bir-biriga xalal bermaslik prinsipiga asoslanib, qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzamiz:

$$\Delta l_F + \Delta l_{R_B} = \delta \text{ yoki } \frac{Fl}{E \cdot 3A} - \frac{R_B \cdot l}{E \cdot A} - \frac{R_B \cdot l}{E \cdot 3A} - \delta = 0.$$

Bundan, $R_B = 47.5 \cdot 10^3 \text{ N} = 47.5 \text{ kN}$.

Demak, $R_C = R_B - F$ yoki $R_C = -202.5 \text{ kN}$

Ko'chishlarni hisoblaymiz:

$$\delta_c = 0; \quad \delta_D = \delta_c + \frac{202.5 \cdot 10^3 \cdot 4}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 6.75 \cdot 10^{-4} \text{ m};$$

$$\delta_B = \delta_D + \frac{(-47.5 \cdot 10^3) \cdot 4}{2 \cdot 10^{11} \cdot 20 \cdot 10^{-4}} = 2 \cdot 10^{-4} \text{ m} \text{ yoki } \delta_B = \delta.$$

Bu qiymatlar yordamida ko'chish epyurasi quriladi (2.29-rasm b).

2.10-masala: Ikki tomonidan mahkamlangan sterjenga F_1, F_2 kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin.

Berilgan: $A_1 = 2A_2; E_p = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}; [\sigma]_p = 210 \text{ MPa}$.

$E_{al} = 7 \cdot 10^4 \text{ MPa}; [\sigma]_{al} = 150 \text{ MPa}; a = 0.4 \text{ m}, b = 0.8 \text{ m}; c = 1.4 \text{ m}$. (2.29-rasm a).

Yechish: Mumkin bo'lgan statika tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum z = 0; \quad R_1 + R_2 - F_1 - F_2 = 0.$$

Masalaning statik noaniqlik darajasini aniqlaymiz: $S = m - n = 2 - 1 = 1$
Demak, masala bir marta statik noaniq, masalani qo'shimcha deformatsiya tenglamasini yechish mumkin emas.

Qo'shimcha tenglama quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\Delta l = \Delta l_a + \Delta l_b + \Delta l_c = 0. \quad (a)$$

Sterjenning o'ng tomonidagi bog'lanishni tashlab yuborib, uning ta'sirini R_1 orqali ifodalaymiz (2.29-rasm b). Shunda har bir oraliqda hosil bo'ladigan absolyut uzayishlar teng bo'ladi:

$$\Delta l_a = \frac{(-F_1 - F_2 + R_1) \cdot 0.4}{E_p \cdot A_2};$$

$\delta_b > \delta$ bo'lganligi sababli, δ oraliq yopilib, masala statik noaniq holatga o'tadi.

2.29-rasm a dan foydalanib, masalaning statik tomonini tahlil qilamiz:

$$\sum z_i = R_c - F - R_B = 0.$$

Bitta muvozanat tenglamasi tarkibida ikkita (R_B, R_C) noma'lum ishtirok etmoqda: masala bir marta

$$\Delta l_b = \frac{(-F_2 + R_1) \cdot 0.8}{E_p \cdot A_1};$$

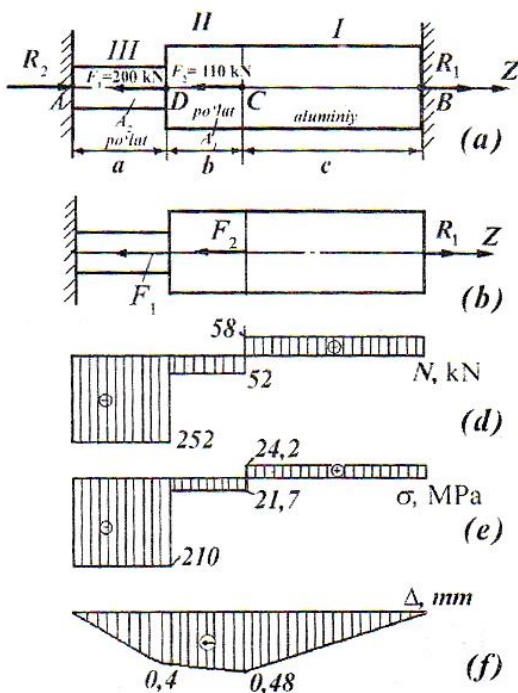
$$\Delta l_c = \frac{R_1 \cdot 1.4}{E_{al} \cdot A_1}.$$

Bu qiymatlarni (a) ga qo'ysak:

$$\frac{(-F_1 - F_2 + R_1) \cdot 0.4}{E_p \cdot A_2} +$$

$$+ \frac{(-F_2 + R_1) \cdot 0.8}{E_p \cdot A_1} +$$

$$+ \frac{R_1 \cdot 1.4}{E_{al} \cdot A_1} = 0.$$



2.29-rasm

Har bir oraliq uchun $\sigma = N/A$ ifodadan kesimlarda bo'ladigan normal kuchlanish qiymatlarini aniqlaymiz va uning epyurasini ko'ramiz (2.29-rasm e).

Sterjenning absolyut deformatsiyasi epyurasini ko'rish uchun uning C va D kesimlari deformatsiyasini aniqlash kifoyadir, chunki A va B kesimlarda Δ_A va Δ_B lar nolga teng.

$$\Delta l_c = \frac{N_1 c}{E_{al} A_1} = \frac{58000 \cdot 1.4}{7 \cdot 10^{14} \cdot 24 \cdot 10^{-4}} = 0.48 \quad (\text{cho'ziladi});$$

$$\Delta l_a = \frac{N_3 a}{E_p \cdot A_2} = \frac{-252000 \cdot 1.4}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 12 \cdot 10^{-4}} = -0.4 \text{ mm.} \quad (\text{qisqardi}).$$

Topilgan qiymatlar bo'yicha Δ epyurasini quramiz

Bu yerda, $A_1 = 2A_2; E_p = 3E_{al}$ ekanligini e'tiborga olsak:

$$\frac{(-310 + R_1) \cdot 0.4}{3E_{al} \cdot A_2} + \frac{(-110 + R_1) \cdot 0.8}{3E_{al} \cdot 2A_2} + \frac{1.4 \cdot R_1}{E_{al} \cdot 2E_2} = 0.$$

Bu tenglamadan $R_1 = 58 \text{ kN}$ ga teng ekanligi aniqlanadi.

Shunday qilib, masala statik aniq masalaga aylandi. Bu masala uchun bo'ylama kuch epyurasi (2.29-rasm d) da keltirilgan.

Sterjenning ko'ndalang kesim yuzasini aniqlaymiz:

$$A_2 \geq \frac{N_a}{[\sigma]_p} = \frac{252000}{210 \cdot 10^6} = 12 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Unda

$$A_1 = 24 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

2.11-masala: 2.30-rasmda ko'rsatilgan sterjen biki tekislikka chap uchi bilan mustahkamlangan, sterjenning o'ng uchi ikkinchi biki tekislikka $\Delta = 0.03mm$ ga yetmaydi.

Sterjenni 300 ga qizdirilsa (egilish deformatsiyasi e'tiborga olinmay), uning qismlaridagi kuchlanishlar aniqlansin.

Berilgan:

$$E_M = 1 \cdot 10^6 \text{ kg/sm}^2; E_P = 2 \cdot 10^6 \text{ kg/sm}^2; \alpha_P = 165 \cdot 10^{-7};$$

$$\alpha_M = 125 \cdot 10^{-7}; \alpha = 1.5m; b = 1m; A = 100sm^2.$$

Yechish:

1. Temperatura ta'siridan hosil bo'ladigan sterjenning absolyut uzayishini hisoblaymiz:

$$\Delta l_t = \alpha_p \cdot a \cdot \Delta t + \alpha_M \cdot b \cdot \Delta t = 165 \cdot 10^{-7} \cdot 1.5 \cdot 30^0 + 125 \cdot 10^{-7} \cdot 30 \cdot 1 = 0,112sm \quad a$$

$\Delta l > \Delta t$ demak masala statik noaniq.

2. Reaksiya kuchlarini R_A va R_B orqali ifodalasak, unda statika tenglamasi quyidagiga teng bo'ladi: $\sum Z = 0; R_A - R_B = 0$.

Bu yerda:

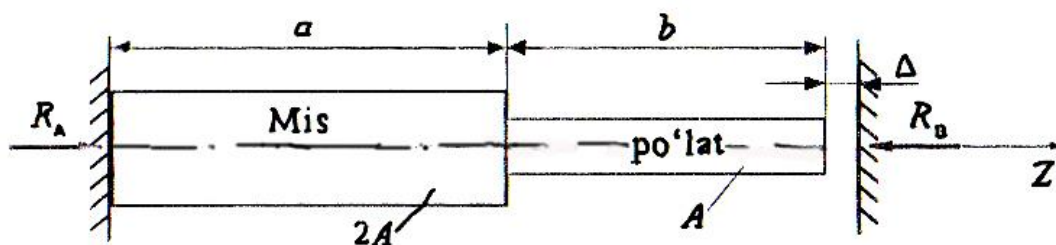
$$R_A = R_B = R \quad (b)$$

3. Qo'shimcha (deformatsiya) tenglamasini tuzamiz:

$$\Delta l_{R_B} = \Delta l_t - \Delta \quad (d)$$

Bu yerda:

$$\Delta l_{R_B} = \frac{R \cdot a}{E_M \cdot A_M} + \frac{R \cdot b}{E_P \cdot A_P} = R \left(\frac{150}{1 \cdot 10^6 \cdot 200} + \frac{100}{2 \cdot 10^6 \cdot 100} \right) = 1.25R \cdot 10^{-6} sm \quad (d)$$



2.30-rasm

(a), (b), (e) larni (d) ga qo'yib, quyidagini hosil qilamiz:

$$1.25R \cdot 10^{-6} = 0.112 \cdot 0.003 = 0.109$$

Bunda:

$$R = \frac{0.109 \cdot 10^6}{1.25} = 87000kg = 87t$$

4. Sterjenlardagi kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_M = -\frac{R}{A_M} = -\frac{87000}{200} = -435kg/sm^2;$$

$$\sigma_p = -\frac{R}{A_p} = -\frac{87000}{100} = -870 \text{ kg/sm}^2;$$

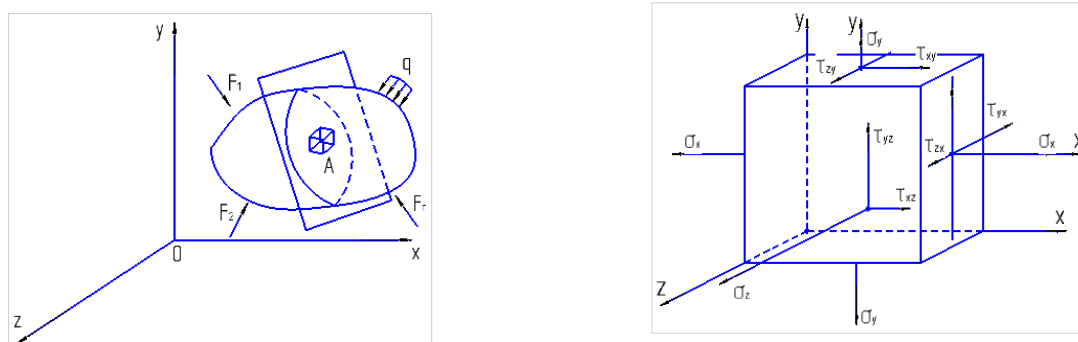
Nazorat va muhokama savollari:

1. Sterjenlarning markaziy cho‘zilish va siqilish deformatsiyasining mohiyatini tushuntiring?
2. Cho‘zilish yoki siqilishda mutlaq va nisbiy deformatsiyalar qanday aniqlanadi?
3. Materiallarning turiga qarab Puasson koeffitsiyenti μ ning o‘zgarish chegarasini izohlang?
4. Guk qonunini ta’riflang va matematik ifodasini yozing?
5. Elastiklik moduli mohiyati nimadan iborat?
6. Qanday kattaliklar materiallarning asosiy mexanik tavsiflarini ifodalaydi?
7. Kam uglerodli po‘latlarning cho‘zilish diagrammasi qanday o‘ziga xos nuqtalarga ega? Namunada “bo‘yincha” qachon hosil bo‘ladi?
8. Mutanosiblik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralarining mohiyatini tushuntiring?
9. Plastik va mo‘rt materiallar uchun joiz kuchlanish qanday aniqlanadi?
10. Cho‘zilish yoki siqilishda mustahkamlik sharti qanday ko‘rinishga ega? Ushbu mustahkamlik sharti yordamida qanday masalalarni hal etish mumkin?
11. Cho‘zilish yoki siqilishda deformatsiyaning potensial energiyasi qanday topiladi?
12. Deformatsiya va ko‘chishlarning o‘zaro farqini aniq misollar yordamida tushuntiring?
13. Cho‘zilish yoki siqilishda statik aniqmas masalalarga misollar keltiring?
14. Cho‘zilish yoki siqilishda statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?

III BOB. KUCHLANGANLIK HOLATI NAZARIYALARI. BOSH YUZALAR VA BOSH KUCHLANISHLAR

3.1 Nuqtaning kuchlanganlik holati. Nuqtadagi kuchlanishlar. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar

Konstruksiya elementlari zarrachalarining o‘zaro ta‘sirini biror nuqtada shu nuqtada hosil bo‘ladigan normal va urinma kuchlanishlar orqali aniqlash mumkin. Aytaylik, deformatsiyalanuvchi qattiq jism tashqi kuch (F , g , m) lar ta‘sirida muvozanatda bo‘lsin. Shu jismning istalgan A nuqtasi atrofida ajratib olingan elementar parallelepedga normal va urinma kuchlar ta‘sir ko‘rsatadi.



3.1-rasm

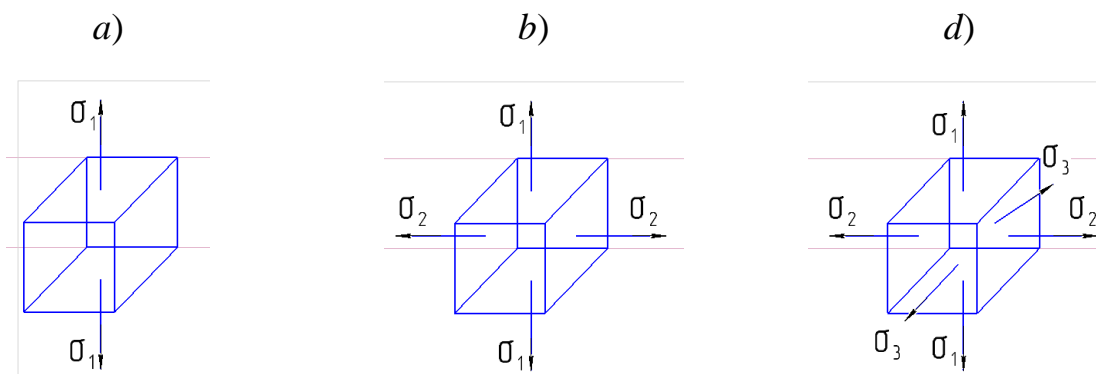
Agarda elementar paralleleped tomonlarining joylashish holatlari o‘zgartirilsa, tomonlarga ta‘sir etuvchi kuchlanishlar miqdori va yo‘nalishi ham o‘zgarar ekan. Elementar parallelepedni shunday joylashtirish mumkin ekanki, bunday holatda uning tomonlariga urinma kuchlanishlar ta‘sir etmas ekan. Bunday yuzalarga bosh yuzalar deb, mazkur yuzadagi normal kuchlanishlarga bosh kuchlanishlar deb ataladi. Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ lar orqali belgilanadi. Odatda $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

3.2 Kuchlanish holatining turlari

Kuchlanish holatlari 3 xil bo‘ladi:

1. Chiziqli kuchlanish holati: Bunday kuchlanish holatida jismning har qanday nuqtasi atrofida faqatgina bitta bosh yuza o‘tkazish mumkin. (3.2 a-rasm).
2. Tekis kuchlanish holati: Bunda ikkita bosh yuza o‘tkazish mumkin. (3.1-rasm b).

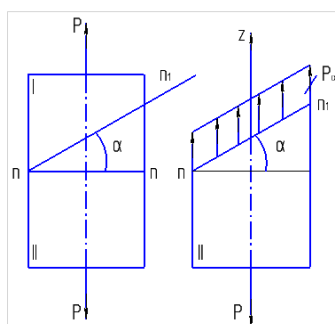
3. Fazoviy kuchlanish holati. Bunday kuchlanish holatida jismning har qanday nuqtasi atrofidan faqatgina uchta bosh yuza o`tkazish mumkin. (3.1-rasm d).



3.2-rasm

3.3 Chiziqli kuchlanish holati.

Oddiy cho`zilish va siqilishda materillarning tashqi kuchlar ta`sirida yetarlicha qarshilik ko`rsatishligini bilish uchun faqat ko`ndalang jismlardagi normal kuchlanishlarni aniqlashgina kifoya qilmaydi, balki sterjenning turli qiya kesmalardagi kuchlanishlarni ham topish lozim bo`ladi. Cho`zilayotgan sterjenni ko`ndalang n-n kesimiga α burchak ostida yo`nalgan n-n₁ kesim bilan kesamiz.

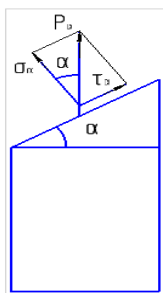


3.3-rasm

Kesilgan sterjenning II qismini qoldirib uning muvozanatini tekshiramiz. n-n kesmaning yuzasi F bo`lsa, n-n₁ kesmaning yuzasi F_α bo`ladi. Sterjenning tashlab yuborilgan I qismining II qismga ta`sirini P_α kuchlanish orqali belgilaymiz.

Unda:

$$P_\alpha = \frac{P}{F_\alpha} \quad (3.1)$$



3.4-rasm

Unda

$$F_\alpha = \frac{F}{\cos \alpha} \quad (3.2)$$

$$P_\alpha = \frac{P}{F_\alpha} = \frac{P \cos \alpha}{F}$$

bu yerda

$$\frac{P}{F} = \sigma$$

$$P_\alpha = \sigma \cos \alpha \quad (3.3)$$

P_α ni normal σ_α -normal kuchlanish va τ_α -urima kuchlanishlarga ajratamiz. Unda:

$$\sigma_\alpha = P_\alpha \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha \quad (3.4)$$

$$\tau_\alpha = P_\alpha \sin \alpha = \sigma \cos \alpha \cdot \sin \alpha$$

$$\sin 2\alpha = 2 \sin \alpha \cdot \cos \alpha$$

Unda

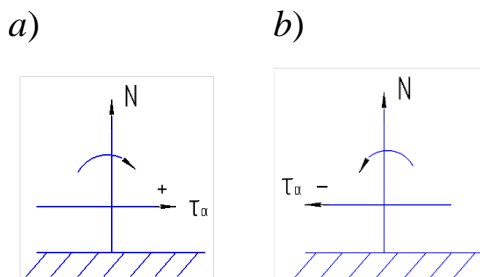
$$\tau_\alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha \quad (3.5)$$

σ_α - qiya tekislikda xosil bo`ladigan normal kuchlanish.

τ_α - qiya tekislikda xosil bo`ladigan urinma kuchlanish.

Agar sterjenning ko`ndalang kesim yuzasini qiya yuza ustiga tushurish kerak bo`lsa uni soat strelkasiga qarshi aylantirilsa α burchak musbat olinadi. Aks holda esa manfiy olinadi.

σ_α cho`zuvchi xarakterga ega bo`lsa musbat, siquvchi xarakterga ega bo`lsa manfiy olinadi.



3.5-rasm

Agar tashqi normalni urinma kuchlanish yo`nalishiga tomon qaratish uchun uni soat strelkasi yurishiga qarab burishga to`g`ri kelsa, urinma kuchlanishning qiymati musbat (3.5-rasm a), aks holda manfiy bo`ladi (3.5-rasm b).

Kuchlanishlar tahlili shuni ko`rsatadiki:

$$\alpha = 0^\circ \text{ bo`lganda } \sigma_\alpha = \sigma_{\max} = \sigma, \tau_\alpha = 0.$$

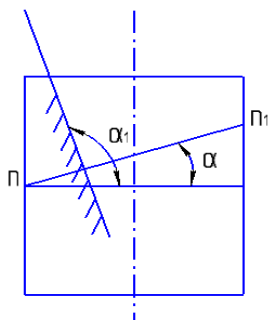
$$\alpha = 90^\circ \text{ bo`lganda } \sigma_\alpha = 0, \tau_\alpha = 0.$$

$$\alpha = 45^\circ \text{ bo`lganda } \sigma_\alpha \neq 0, \tau_\alpha = \tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma.$$

(3.4) va (3.5) ifodalar analizlaridan ko`rinib turibdiki, normal kuchlanish sterjenning ko`ndalang kesim yuzasida maksimal qiymatga ega bo`ladi, unga perpendikulyar bo`lgan ikkinchi yuzada esa nolga teng bo`ladi.

Normal kuchlanish ekstremal qiymatlarga ega bo`ladigan yuzalarda urinma kuchlanish nolga teng bo`ladi. Normal kuchlanish ekstremal qiymatga ega bo`ladigan yuzalarga nisbatan 45° burchak ostida joylashgan yuzada τ_{\max} qiymatga erishadi.

α -burchakga 90° yo`nalgan tekislikda hosil bo`lgan kuchlanishlar teng bo`ladi.



3.6-rasm

$\alpha_1 = 90^\circ + \alpha$ bu yerda:

$$\sigma_{\alpha_1} = \sigma \cos^2(90^\circ + \alpha) \quad (3.6)$$

$$\tau_{\alpha_1} = -\frac{1}{2}\sigma \sin 2(90^\circ + \alpha) \quad (3.7)$$

Bu yerda $\cos(90^\circ + \alpha) = \sin \alpha$, $\sin(90^\circ + \alpha) = \cos \alpha$

$$\sigma_{\alpha_1} = \sigma \sin^2 \alpha \quad (3.8)$$

$$\tau_{\alpha_1} = -\frac{1}{2}\sigma \sin 2\alpha \quad (3.9)$$

(3.5) va (3.9) ni qo`shamiz.

$$\tau_\alpha + \tau_{\alpha_1} = \frac{1}{2}\sigma \sin 2\alpha - \frac{1}{2}\sigma \sin 2\alpha$$

$$\tau_\alpha + \tau_{\alpha_1} = 0 \quad (3.10).$$

(3.10) dan:

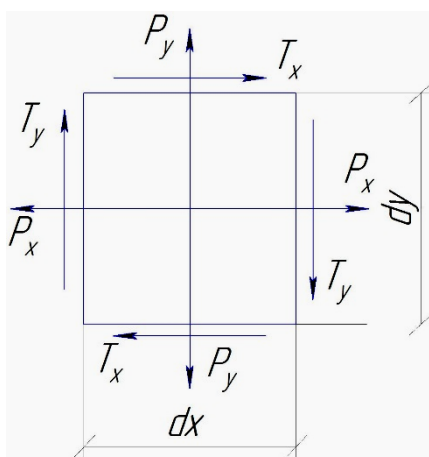
$$\tau_{\alpha} = -\tau_{\alpha_1} \quad (3.11)$$

(3.10) dan esa quyidagi xulosaga kelamiz:

O`zaro perpendikulyar bo`lgan qiya yuzalardagi urinma kuchlanishlar miqdor jihatdan bir biriga teng lekin qarama-qarshi tomonga qarab yo`nalgan. Bu qonun urinma kuchlanishlarining juftlik qonuni deyiladi.

3.4 Jismning tekis kuchlanish holati

Agar jismga o`zaro perpendikulyar bo`lgan ikkita o`q yo`nalishida kuchlar ta`sir etsa bunday jism *tekis kuchlanish holatida* bo`ladi. Shunday jismdan tomonlari dx, dy va dz da teng bo`lgan bir parallelepiped ajratib olamiz:



3.7-rasm

Bu yerda: P_x, P_y - yuzalarga normal yo`nalgan ichki zo`riqish kuchlari;

T_x, T_y - urinma ichki zo`riqish kuchlari;

σ_x, σ_y - normal kuchlanishlar;

τ_x, τ_y - urinma kuchlanishlar;

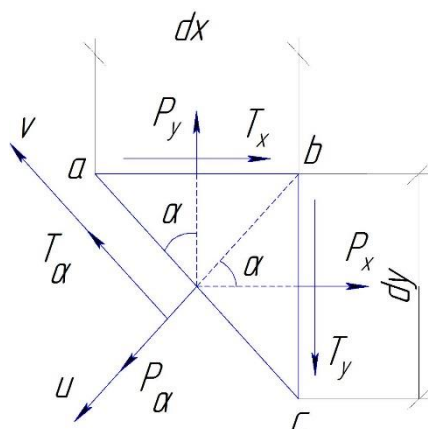
Unda zo`riqish kuchlari teng bo`ladi:

$$P_x = \sigma_x \cdot dy \cdot dz; \quad T_x = \tau_x \cdot dx \cdot dz.$$

$$P_y = \sigma_y \cdot dx \cdot dz; \quad T_y = \tau_y \cdot dy \cdot dz;$$

Maqsad ixtiyoriy qiya kesimda paydo bo`ladigan kuchlanishlarni topish.

Yuqorida tasvirlangan elementdan α -burchak ostida yo‘lgan abc qisimni ajratib olamiz.



3.8-rasm

bu yerda:

P_α -qiya yuzadagi normal zo‘riqish kuchi;

T_α -qiya yuzadagi urinma zo‘riqish kuchi;

σ_α -qiya yuzadagi normal kuchlanish;

τ_α -qiya yuzadagi urinma kuchlanish.

Qiya kesimni ds bilan belgilasak, unda $P_\alpha = \sigma_\alpha \cdot ds \cdot dz$;

$$T_\alpha = \tau_\alpha \cdot ds \cdot dz;$$

Quyidagi belgilashlarni kiritamiz:

$$dx = ds \sin \alpha, \quad dy = ds \cos \alpha$$

σ_α , va τ_α ni $\sigma_x; \sigma_y; \tau_x; \tau_y$ lar orqali belgilab olamiz: O_1 nuqtaga nisbatan ajratilgan elementga ta’sir etuvchi kuchlardan moment olamiz.

$$\sum m_{O_1} = 0; \quad T_x \cdot \frac{dy}{2} + T_y \cdot \frac{dx}{2} = 0$$

$$\text{Unda: } \tau_x \cdot dx \cdot dz \cdot \frac{dy}{2} + \tau_y \cdot dx \cdot dz \cdot \frac{dx}{2} = 0$$

$$\tau_x + \tau_y = 0; \quad \text{ya'ni } \tau_x = -\tau_y \quad (3.12)$$

(3.12) tekis kuchlanish holati uchun ham urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni o‘z kuchiga ega ekanligini bildiradi:

Endi kuchlardan U va V o'qiga nisbatan proyeksiya olamiz:

$$\sum U_i = 0; \quad P_\alpha - T_x \cos \alpha - P_y \sin \alpha - P_x \cos \alpha + T_y \sin \alpha = 0$$

Unda:

$$\sigma_\alpha \cdot ds \cdot dz - \tau_x \cdot dx \cdot dz \cos \alpha - \sigma_y \cdot dz \cdot dx \sin \alpha - \sigma_x \cdot dy \cdot dz \cos \alpha + \tau_y \cdot dy \cdot dz \sin \alpha = 0$$

$$\sigma_\alpha = \sigma_x \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha - \tau_y \sin 2\alpha \quad (3.13)$$

$$\sum V_i = 0; \quad T_\alpha - P_x \cos \alpha - T_x \sin \alpha - P_x \sin \alpha - T_y \cos \alpha = 0$$

Unda:

$$\tau_\alpha \cdot ds \cdot dz - \sigma_y \cdot dx \cdot dz \cos \alpha - \tau_x \cdot dz \cdot dx \sin \alpha - \sigma_x \cdot dy \cdot dz \sin \alpha - \tau_y \cdot dy \cdot dz \cos \alpha = 0$$

$$\tau_\alpha + \frac{1}{2} \sigma_y \sin 2\alpha - \frac{1}{2} \sigma_x \sin 2\alpha - \tau_y (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) = 0.$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_y \cos 2\alpha \quad (3.14)$$

(3.13) va (3.14) lar tekis kuchlanish holatidagi jismning istalgan qiya kesimidagi kuchlanishlarni topish formulalaridir.

Bizni σ_x, σ_y larning ekstremal qiymatlari qiziqtiradi. Buning uchun (3.13) ni α -bo'yicha birinchi hosilasini 0 ga tenglab olamiz.

$$\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha} = \sigma_x \cdot 2 \cos(-\sin) + \sigma_y 2 \cos \alpha \cdot \sin \alpha - 2\tau_y \cos 2\alpha = 0;$$

$$(\sigma_x - \sigma_y) \sin 2\alpha - 2\tau_y \cos 2\alpha = 0; \quad (3.15)$$

$$\frac{\sin 2\alpha}{\cos 2\alpha} = -\frac{2\tau_y}{\sigma_x - \sigma_y};$$

yoki

$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau_y}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (3.16)$$

(3.16) dan topiladigan α -ning qandaydir α_0 -qiymati σ_α ning maksimal qiymatini belgilaydi.

Unda $\sigma_{\alpha_{\max}}$ ta'sir etadigan yuzaning holati quyidagi formuladan topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_y}{\sigma_x - \sigma_y} \quad (3.17)$$

(3.17) ni α_0 ning bir biridan 90° farq qiladigan ikkita qiymati qanoatlantiradi.

Demak σ_α ning ikkinchi ekstremal qiymati paydo bo'ladigan yuza birinchiga perpendikulyar yo'nalgan bo'ladi.

(3.15) ni quyidagicha yozish mumkin:

$$\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_y \cos 2\alpha = 0 \quad (3.18)$$

(3.18) $\tau_\alpha = 0$ ga teng bo'lgandagi (3.14) formulaning o'zidir. Bundan quyidagi xulosa kelib chiqadi:

Normal kuchlanish maksimal va minimal qiymatlarga erishadigan yuzalarda urinma kuchlanish nolga teng bo'lar ekan.

Urinma kuchlanish nolga teng bo'ladigan yuzalar bosh yuzalar deb ataladi. Bosh yuzalarda paydo bo'ladigan kuchlanishlarga *bosh kuchlanishlar* deb ataladi.

(3.17) dan $\alpha_0 (+)$ ishorali chiqsa uni $\sigma_x; \sigma_y$ lar ta'sir etayotgan yuzalardan soat strelkasiga qarshi yo'nalishda manfiy ishorada chiqsa soat strelkasi bo'yicha qo'yib bosh yuza holati aniqlanadi.

α_0 ning qiymatini (3.13) ga qo'yib birinchi bosh kuchlanish topiladi:

$$\sigma_{\alpha_0} = \sigma_x \cos^2 \alpha_0 + \sigma_y \sin^2 \alpha_0 - \tau_y \sin 2\alpha_0 \quad (3.19)$$

Ikkinchi bosh kuchlanish topish uchun (5.19) ga α_0 o'rniga $(\alpha_0 + 90)$ ni qo'yamiz:

$$\sigma_{(\alpha_0+90)} = \sigma_x \sin^2 \alpha_0 + \sigma_y \cos^2 \alpha_0 - +\tau_y \sin 2\alpha_0 \quad (3.20)$$

(3.19) ga (3.20) ni qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma_{\alpha_0} + \sigma_{(\alpha_0+90)} = \sigma_x + \sigma_y = const \quad (3.21)$$

O'zaro perpendikulyar bo'lgan yuzalarda paydo bo'ladigan normal kuchlanishlar yig'indisi o'zgarmas miqdordir.

(3.19) bilan (3.20) ni ayiramiz:

$$\sigma_{\alpha_0} - \sigma_{(\alpha_0+90)} = \sigma_x \cdot \cos 2\alpha_0 - \sigma_y \cos 2\alpha_0 - \tau_y \sin 2\alpha \quad (3.22)$$

Bizga ma'lumki: $\cos 2\alpha_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha_0}}$ (a), $\sin 2\alpha_0 = tg 2\alpha_0 \cdot \cos 2\alpha_0$ (b).

(a) va (b) ni (3.17) ni hisobga olgan holda (3.22) ga qo'yamiz:

$$\sigma_{\alpha_0} - \sigma_{(\alpha_0+90)} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (3.23)$$

Unda (3.21) va (3.23)lar bo‘yicha quyidagilarni hosil qilish mumkin, ya‘ni bosh yuzalarda paydo bo‘ladigan normal kuchlanishlar quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (3.24)$$

Urinma kuchlanishning ekstremal qiymatlari esa teng bo‘ladi:

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad (3.25)$$

3.5 Mor doirasi

Endi shu masalani *Mor doirasi* yordamida, ya‘ni grafik usulda aniqlash yo‘lini ko‘rib chiqamiz. Buning uchun (3.14) formulani quyidagicha o‘zgartirib yozamiz:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha = \sigma_1 \frac{1 + \cos 2\alpha}{2} + \sigma_3 \frac{1 - \cos 2\alpha}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha \quad (3.26)$$

Bu formula bilan (3.15) formulaning kvadratini hadlab qo‘shib, quyidagi xulosaga kelamiz:

$$\left(\sigma_{\alpha} - \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} \right)^2 + \tau_{\alpha}^2 = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \right)^2 \quad (3.27)$$

(3.27) formula σ , τ koordinata o‘qlarida aylana tenglamasini ifodalaydi. Bu tenglamadan ko‘rinadiki, aylananing markazi koordinata boshidan $\frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}$ masofada σ o‘qi ustida yotadi. Aylananing radiusi esa bosh kuchlanishlar σ_1, σ_3 ayirmasining yarmiga, ya‘ni $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ ga teng bo‘ladi. Boshqacha qilib aytganda, aylana $\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ kesmaga teng bo‘lgan diametr bilan yasaladi. Bu doiraga *Mor doirasi* deyiladi. (3.15) va (3.26) formulalarga aylananing parametrik tenglamasi deyiladi. Parametr xizmatini σ burchak o‘taydi. Mor doirasini ba‘zan kuchlanish holatining doiraviy diagrammasi deb yuritaladi.

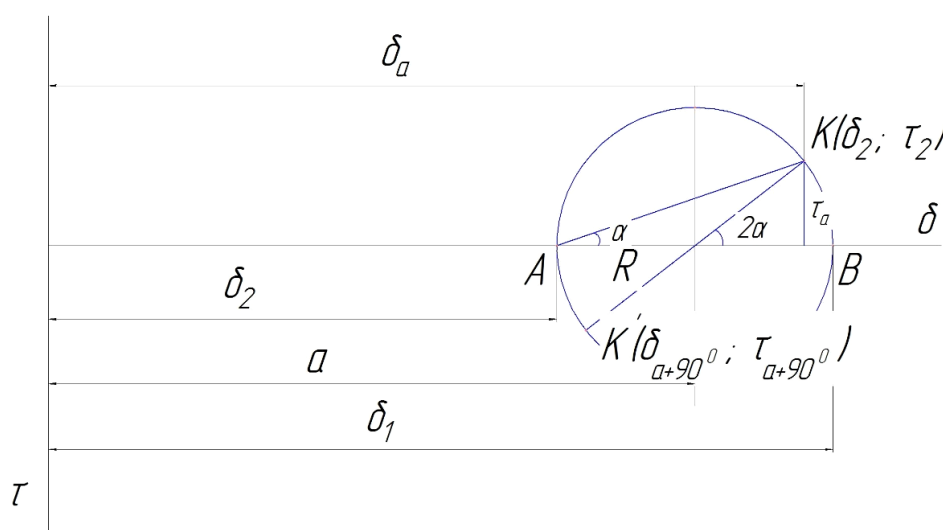
Mor doirasining xususiyati shundaki, uning har bir nuqtasining koordinatalari normal va urinma kuchlanishlarni ifodalaydi. Haqiqatda D nuqtaning absissasida (3.9-rasm):

$$\sigma_\alpha = \overline{OE} = \overline{OB} + \overline{BC} + \overline{CE} = \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + \overline{CD} \cos 2\alpha = \sigma_3 + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \cos 2\alpha$$

Chunki $\overline{BC} = \overline{CD} = \overline{CA} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ doira radiusidir, bundan (3.26) formula kelib

chiqadi. Xuddi shuningdek doiraning ordinatasi: $\overline{DE} = \overline{CD} \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \sin 2\alpha = \tau_\alpha$

kelib chiqadi. Bu esa (3.15) formulaning o'zidir.



3.9-rasm

Demak, biror tekis kuchlanish holatida bo'lgan detallning (-shakl,a) ko'ngdalang kesim yuzi bilan α burchak tashkil qilgan qiya yuzadagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun quyidagi ishlarni bajarish kerak: σ , τ koordinata sistemasida σ_1 va σ_3 bosh kuchlanishlarni koordinata boshidan absissa o'qi bo'ylab ma'lum masshtabda qo'yib, AB diametr ustida $\overline{CE} = R = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$ radiusli doira chizamiz. Mor doirasining markazi C nuqtadan 2α burchak ostida qo'zg'aluvchi CD radiusni o'tkazamiz. Shu radiusning doira aylanasi bilan kesishgan D nuqtasining koordinatalari -shakl,a da ko'rsatilgan misolning qiya yuzadagi normal va urinma kuchlanishlarni beradi. Ularning yo'nalishlarini aniqlash uchun D va B nuqtalarni tutashtiramiz. σ_α, BK to'g'ri chizig'i urinma

kuchlanishlarning yoʻnalishlarini beradi, chunki CDB uchburchagi teng yonli boʻlgandan uning asosiga yopishgan ichki burchaklari tashqi burchagining yarmiga, yaʼni α ga teng boʻladi. CD radius davomi aylana bilan K nuqtada kesishadi. Bu yoʻnalishlar -shakl, a da koʻrsatilgan. Agar bosh kuchlanishlardan biri yoki ikkalasi ham manfiy boʻlsa, ularni koordinatalar sistemasida τ oʻqining chap tomoniga, manfiy urinma kuchlanishlarni esa τ oʻqining past tomoniga qoʻyiladi.

3.7 Jismning hajmiy kuchlanish holati

Kuchlanganlik holatidagi jismning biror nuqtasida bir paytning oʻzida ham normal ham urinma kuchlanishlar nolga teng birorta yuzga oʻtqazish mumkin emas deylik. Unda bunday kuchlanganlik holatida fazoviy uch oʻqli yoki hajmiy kuchlanganlik holati deyiladi.

Hajmiy kuchlanish holatida har qanday nuqtadan uchta yuzga oʻtqazish mumkin. Bu yuzalarda urinma kuchlanishlar nolga teng boʻladi. Bunday yuzalar bosh yuzalar va bu yuzalardagi normal kuchlanishlar bosh kuchlanishlar deyiladi. Tekis kuchlanish holatidagi urinma kuchlanishlar juftlik qonuni hajmiy kuchlanish holatida ham oʻz kuchida qoladi, lekin ularning oʻzaro perpendikulyar boʻlgan tekislikdagi absolyut qiymati emas, balki bu yuzalar kesishgan chiziqqa perpendikulyar yoʻnalgan. Ularning tashqi tashkil etuvchilaridir. (3.10-rasm) **darkov 106-bet,**

Kuchlanish koʻrilayotgan nuqta atrofidan elementar parallelepipedni ajratib olamiz. Uning qirralari bosh yuzalarga parallel boʻlsin. (3.11-rasm -**darkov 107-bet**). Parallelepiped ichidan σ_1 ga parallel boʻlgan yuzga ajratamiz. Bu yuzada hosil boʻladigan normal $-\sigma$ va urinma $-\tau$ kuchlanishlar elastiklik nazariyasi fanida keltirilishicha σ_2 va σ_3 kuchlanishlarga bogʻlik, σ_1 – kuchlanishga bogʻlik emas. Shuning uchun σ_1 va τ larni aniqlashda tekis kuchlanish holatidagi formulalardan foydalanish mumkin. Bosh kuchlanish – σ_1 parallel boʻlgan har qanday yuzadagi

σ_1 va τ larni σ_2 va σ_3 lar orqali qurilgan Mor doirasi orqali aniqlash mumkin. (3.12-rasm. **darkov 107-bet**). Bu doirada shtrixlangan yuzalar bilan ko'rsatilgan.

Xuddi shuningdek, σ_2 bosh kuchlanishga parallel bo'lgan har qanday yuzadagi σ_1 va τ lar σ_2 va σ_3 lar yordamida kurilgan Mor doirasi yordamida aniqlanadi. Bu doira uzluksiz chiziqlar bilan belgilangan.

σ_2 va σ_3 bosh kuchlanishlar yordamida qurilgan doira yordamida σ_3 ga parallel bo'lgan yuzalardagi σ_1 va τ lar aniqlanadi.

Har qanday yuzalarda hosil bo'ladigan normal σ -va urinma kuchlanishlar τ -shtrixlangan oraliqdagi ularning koordinatalari orqali aniklanadi. Masalan D nuqtaning abssissa o'qidagi qiymati birorta bosh kuchlanishlarga parallel bo'lmagan yuzalardagi normal kuchlanish σ ni bersa, ordinata o'qidagi qiymati urinma τ kuchlanishni beradi.

Shunday kilib uchta Mor doirasi nuqtadagi kuchlanganlik holatini to'liq ifodalaydi. Analitik nuqtai nazaridan ixtiyoriy yuzalardagi σ_1 va τ kuchlanishlar quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi.

$$\sigma = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3 \quad (3.28)$$

$$\tau = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma^2} \quad (3.29)$$

3.8 Umumlashgan Guk qonuni

Hajmiy kuchlanish holatida bo'lgan jismdan tomonlari qirralari uzunligi dx , dy , dz ga teng bo'lgan bir parallepiped ajratib olamiz va uning tomonlariga σ_1 , σ_2 , σ_3 bosh kuchlanishlar ta'sir qiladi deb faraz qilamiz. Bunda $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

3.10-rasmdagi parallepipedning 1-qirrasining nisbiy bo'ylama deformatsiyasini ko'rib o'tamiz. Unda $\varepsilon_1 = \varepsilon'_1 + \varepsilon''_1 + \varepsilon'''_1$. Bu yerda ε'_1 birinchi qirraning σ_1 ta'sirida hosil bo'ladigan nisbiy bo'ylama deformatsiyasi bo'lib, u teng:

$$\varepsilon'_1 = \frac{\sigma_1}{E}$$

Xuddi shuningdek ε''_1 , ε'''_1 lar birinchi qirrani σ_2 , σ_3 lar ta'sirida hosil bo'ladigan nisbiy bo'ylama deformatsiyalardir, ya'ni $\varepsilon''_1 = -\mu \frac{\sigma_2}{E}$, $\varepsilon'''_1 = -\mu \frac{\sigma_3}{E}$.

Unda birinchi qirraning nisbiy bo'ylama deformatsiyasi teng bo'ladi:

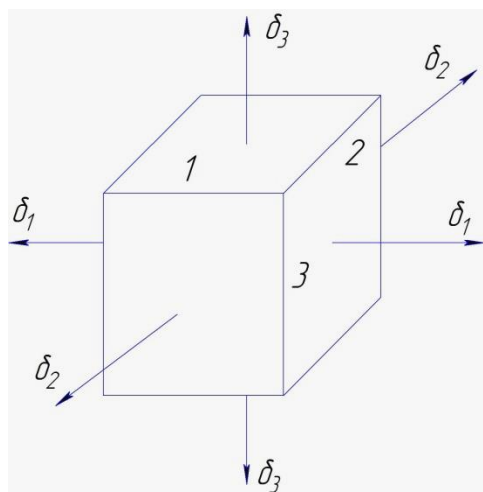
$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (3.30)$$

Xuddi shuningdek ikkinchi va uchinchi kirralarning ham nisbiy buylama deformatsiyalari teng:

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}[\sigma_2 - \mu(\sigma_1 + \sigma_3)] \quad (3.31)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}[\sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2)] \quad (3.32)$$

Bu yerda (3.30), (3.31) va (3.32) lar fazoviy kuchlanish holatidagi jismlar uchun umumlashgan **Guk qonuni** deyiladi.



3.13-rasm

(3.30), (3.31) va (3.32) larda $\sigma_3=0$ bo'lsa, tekis kuchlanish holati kelib chiqadi.

Unda:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu \cdot \sigma_2] \quad (3.33)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}[\sigma_2 - \mu \cdot \sigma_1] \quad (3.34)$$

$$\varepsilon_3 = -\frac{\mu}{E}[\sigma_1 + \sigma_2] \quad (3.35)$$

Hajmiy kuchlanish holatida hajmning nisbiy o'zgarishi teng bo'ladi:

$$\eta_v = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 \quad (3.36)$$

(3.30), (3.31) va (3.32) larni (3.36) ga qo'ysak:

$$\eta_v = \frac{1}{E}[(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) - 2\mu(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \text{ yoki } \eta_v = \frac{1-2\mu}{E}[(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \quad (3.37)$$

(3.37) dan quyidagi qoida kelib chiqadi:

Hajmning nisbiy o'zgarishi bosh kuchlanishlar yig'indisiga to'g'ri proporsionaldir.

3.9 Hajmiy kuchlanishda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi

Bizga ma'lumki, oddiy cho'zilishda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyaga teng:

$$a = \frac{\varepsilon\sigma}{2} = \frac{\sigma^2}{2E} \quad (3.38)$$

Unda bu formula hajmiy kuchlanish holati uchun quyidagicha yoziladi:

$$a = a_1 + a_2 + a_3$$

Bizga ma'lumki: $\varepsilon_1 = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)]$.

Unda:

$$a_1 = \frac{\varepsilon_1 \cdot \sigma_1}{2} = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 - \mu(\sigma_2 \cdot \sigma_1 + \sigma_3 \cdot \sigma_1)]$$

$$a_2 = \frac{\varepsilon_2 \cdot \sigma_2}{2} = \frac{1}{2E}[\sigma_2^2 - \mu(\sigma_3 \cdot \sigma_2 + \sigma_1 \cdot \sigma_2)]$$

$$a_3 = \frac{\varepsilon_3 \cdot \sigma_3}{2} = \frac{1}{2E}[\sigma_3^2 - \mu(\sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_2 \cdot \sigma_3)]$$

Bu formulalarni umumlashgan holda quyidagicha yozish mumkin:

$$a = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_2 \cdot \sigma_3)] \quad (3.39)$$

3.10 Mustahkamlik nazariyalari

Konstruksiya yoki uning qismlarini hisoblayotganda ularning ruxsat etilgan kuchlanganlik holatini aniqlash zarur. Bizga ma'lumki, oddiy cho'zilish va siqilishda mustahkamlik sharti quyidagiga teng edi: $\sigma = \frac{N}{F} \leq [\sigma]$

Bu yerda:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ok}}{n} \text{-plastik material uchun}$$

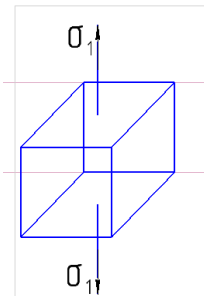
$$[\sigma] = \frac{\sigma_m}{n} \text{ - mo'rt materiallar uchun}$$

σ_{ok} va σ_m lar plastik va mo'rt materiallarning cho'zilish va siqilish diagrammasidan olingan bo'lib, σ_{ok} plastik materiallarning oquvchanlik chegarasiga to'g'ri kelgan kuchlanish, σ_m mo'rt materiallarning mustahkamlik chegarasiga to'g'ri kelgan kuchlanish. Ular tajriba yo'li bilan topiladi.

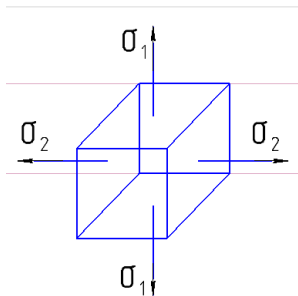
Ko'pincha inshoot elementlari kuchlanishlarning murakkab ta'sirida bo'ladi, ya'ni bir vaqtning o'zida ikki yoki undan ko'p deformatsiya turlariga ishlashi mumkin. Bunday holatda tajriba o'tkazish ancha murakkab bo'lib, natijalar esa hususiy hol bo'lib ularni umumlashtirish mumkin emas. Shuning uchun murakkab kuchlanish holatida jismlarning mustahkamlik masalalarni yechishda ularni cho'zilish va siqilish hodisasiga solishtiriladi, chunki ularda tajriba o'tkazish oddiy va olingan natijalar ancha ishonchli.

Quyidagi uch xil yuklangan parallapipedni ko'rib o'tamiz (3.14-rasm).

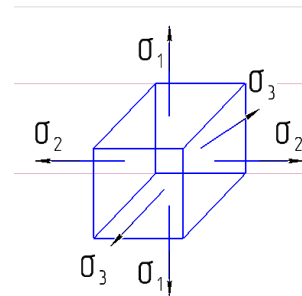
a)



b)



d)



3.14-rasm

Bu yerda yuqorida keltirilgandek $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$. Agarda uch xil yuklanish holatida ham σ_1 bir xil qiymatga ega bo'lsa unda mustahkamlik nazariyalaridan biri bo'yicha keltirilgan uchta namuna ham bir xil mustahkamlikka ega.

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, murakkab kuchlanish holatidagi jismning mustahkamligiga ayrim kuchlanishlar emas balki bir necha kuchlanishlarning birgalikdagi ta'siri, ularning kombinatsiyalari asosiy ta'sir ko'rsatadi.

Jismlarning xavfli holatini tekshirishning bir necha usullari bo‘lib ular quyidagi mustahkamlik nazariyalariga asoslangan. Biz bu nazariyalarda quyidagi shartga rioya qilamiz: $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$.

I–Mustahkamlik nazariyasi (eng katta normal kuchlanish nazariyasi. XVII-asr Galiley). Murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda paydo bo‘ladigan eng katta normal kuchlanish shu jism materialidan yasalgan namunaning oddiy cho‘zilishda (siqilishda) paydo bo‘ladigan xavfli holatiga tegishli kuchlanishga tenglashganda boshlanadi, ya‘ni quyidagi shartlarda xavfli holat ro‘y beradi:

$$\sigma_1 = \sigma_{ok} \text{ -plastik materiallar uchun}$$

$$\sigma_1 = \sigma_m \text{ -mo‘rt materiallar uchun}$$

Xavfli holat bo‘lmasligi uchun quyidagi shart bajarilishi lozim:

$$\sigma_1 \leq [\sigma] \quad (3.40)$$

Bu nazariyaning kamchiligi (3.40) da σ_2 va σ_3 lar ishtirok etmaydi. Ularning ta‘siri esa juda kuchli. Bu nazariya mo‘rt materiallar uchun qo‘l keladi.

II–Mustahkamlik nazariyasi (eng katta nisbiy deformatsiya nazariyasi). Murakkab kuchlanish holatidagi jismning xavfli holati unda paydo bo‘ladigan eng katta nisbiy deformatsiya shu jism materialidan yasalgan namunaning oddiy cho‘zilishdagi xavfli holatiga tegishli nisbiy deformatsiyaga tenglashganida boshlanadi, ya‘ni quyidagi shartlarda xavfli holat ro‘y beradi:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_{ok} \text{ -plastik materiallar uchun}$$

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_m \text{ -mo‘rt materiallar uchun}$$

Xavfli holat bo‘lmasligi uchun $\varepsilon_1 \leq [\varepsilon]$.

Bu yerda:

$$[\varepsilon] = \frac{\varepsilon_{ok}}{n} \text{ -plastik materiallar uchun}$$

$$[\varepsilon] = \frac{\varepsilon_m}{n} \text{ -mo‘rt materiallar uchun}$$

Bizga ma’lumki:

$$[\varepsilon_1] = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\varepsilon] \quad (3.41)$$

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

Unda:

$$[\varepsilon] = \frac{[\sigma]}{E} \quad (3.42)$$

(3.41) ni (3.42) ga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

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

Unda:

$$[\sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3)] \leq [\sigma] \quad (3.43)$$

Bu mustahkamlik nazariyasi ham mo'rt materiallarga qo'l keladi.

III–Mustahkamlik nazariyasi (eng katta urinma kuchlanish nazariyasi). Murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda hosil bo'ladigan eng katta urinma kuchlanish shu materialdan yasalgan namunaning oddiy cho'zilishdagi xavfli holatiga tegishli urinma kuchlanishga tenglashganda boshlanadi.

$$\tau_{\max} = \tau_{ok}$$

Xavfli holat bo'lmasligi uchun

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

Bu yerda:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}$$

deb olganmiz.

Bu yerda ko'pincha ruxsat etilgan urinma kuchlanish $[\sigma]$ ning yarmiga teng deb olinadi. Unda:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma] \quad (3.44)$$

Bu nazariyaning asosiy kamchiliklaridan biri bu yerda σ_2 hisobga olinmaydi. Bu nazariya cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatadigan plastik materiallarga qo'l keladi.

IV–Mustahkamlik nazariyasi (energetik nazariya). Murakkab kuchlanishdagi jismning xavfli holati unda paydo bo‘ladigan deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi shu jism materialidan tayyorlangan namunaning oddiy cho‘zilishdagi xavfli hoatiga tegishli deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasiga tenglashganda boshlanadi.

$a_{\max} = a_{ok}$ - xavfli holat boshlanadi.

Xavfli holat bo‘lmasligi uchun:

$$a_{\max} \leq \frac{a_{ok}}{n}$$

$$a_{\max} \leq [a]$$

Cho‘zilish yoki siqilish uchun solishtirma potensial energiya teng:

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

$$[a] = \frac{[\sigma]^2}{2E} \quad (3.45)$$

Bizga ma‘lumki, murakkab kuchlanish holatida deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi teng:

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

Unda:

$$a = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_2 \cdot \sigma_3)] \leq [a] \quad (3.46)$$

(3.45) ni (3.46) ga qo‘yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\sqrt{[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1 \cdot \sigma_2 + \sigma_1 \cdot \sigma_3 + \sigma_2 \cdot \sigma_3)]} \leq [\sigma] \quad (3.47)$$

Bu mustahkamlik nazariyasi ham plastik materiallarga tog‘ri keladi.

V–Morning mustahkamlik nazariyasi. Mor nazariyasi uchinchi nazariyani cho‘zilish va siqilishga har xil qarshilik ko‘rsatuvchi materiallar uchun umumlashtiriladi. Agar biror material uchun σ_1 va σ_3 larning ma‘lum nisbatlariga to‘g‘ri kelgan har bir xavfli holatni Mor doirasi bilan ko‘rsatsak, bir qancha doiralar to‘plami hosil bo‘ladi. Bu doiralar to‘plamiga urinib o‘tuvchi tashqi egri

chiziq hosil bo‘ladi va bu kuchlanish holatlari bir-birlariga ekvivalent bo‘ladi. Agar Mor doiralari ixtiyoriy son koeffitsiyentiga teng bo‘lgan miqdorga kamaytirsak, ruxsat etilgan kuchlanish holatiga to‘g‘ri kelgan Mor doiralari va tashqi chegaralovchi egri chiziqlar hosil bo‘ladi (3.15-rasm). (**mansurov-**) 86-rasm.

Tashqi chegaralovchi egri chiziq ordinatasi vertial τ o‘qdan siquvchi kuchlanish tomonga qarab o‘sa boradi, cho‘zuvchi kuchlanish tomonga qarab kamaya boradi va A nuqtada kesishadi. A nuqta uch tomonlama tekis siqilgan kuchlanish holatiga tegishli Mor doirasini tasvirlaydi.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$$

Morning mustahkamlik nazariyasini chiqarish uchun oddiy cho‘lish va siqilishning doiraviy O_1A_1 va O_2A_2 diagrammalarini chizamiz, chunki bu kuchlanish holatlarining chekli kuchlanishlarini tajriba orqali topish mumkin. Yana shu shaklda tekshiradigan kuchlanish holati O_3A_3 ni chizamiz. Buni chizganda σ_2 kuchlanishni e‘tiborga olmaymiz, u qanday qiymatga ega bo‘lmasin chiqadigan xato 15% ortmaydi.

Boshqa bosh kuchlanish (σ_1 va σ_3) larni qiymatlari shunday almashishi kerakki, tashqi chegaralovchi urinma egri chiziqqa uchala doira ham urinishi kerak. Shaklda u to‘g‘ri chiziq orqali almashtirilgan, chunki ikkita kuchlanish holatiga tegishli bo‘lgani uchun Mor nazariyasiga asosan uchinchi doira O_3A_3 ham ruxsat etilgan kuchlanish holatiga tegishli bo‘lishi kerak.

Endi bir umumiy urinma to‘g‘ri chiziqqa to‘g‘ri kelgan uchta doira radiuslari oralaridagi munosabatlarni tuzamiz (3.16-rasm-86shakl. **mansurov**). Uchala doiraning radiuslari O_1A_1, O_2A_2 va O_3A_3 bo‘lsin. Absissa o‘qiga parallel A_2B_1 va A_3B_2 to‘g‘ri chiziqlarni o‘tkazib, ikkita o‘xshash uchburchak $A_1V_1A_2$ va $A_2V_2A_3$ larni olamiz. Bularni o‘xshashligidan quyidagi proporsiya hosil qilish mumkin:

$$\frac{A_1B_1}{A_2B_2} = \frac{A_2B_1}{A_3B_1} \quad (3.48)$$

Bunda

$$\begin{aligned}
A_1 B_1 &= \frac{1}{2} \{[\sigma_e] - [\sigma_{ch}]\}, \\
A_2 B_1 &= \frac{1}{2} \{[\sigma_c] + [\sigma_{ch}]\}, \\
A_2 B_2 &= \frac{1}{2} \{[\sigma_{ch}] - (\sigma_1 - \sigma_3)\}, \\
A_3 B_2 &= \frac{1}{2} \{(\sigma_1 - \sigma_3) - [\sigma_{ch}]\}.
\end{aligned}
\tag{3.49}$$

(3.48) va (3.49) dan ularning qiymatlarini qo‘yib natijani olamiz:

$$\frac{[\sigma_c] - [\sigma_{ch}]}{[\sigma_c] + [\sigma_{ch}]} = \frac{[\sigma_{ch}] - (\sigma_1 - \sigma_3)}{\sigma_1 + \sigma_3 - [\sigma_{ch}]}$$

Agar bu proporsiyani maxrajlarini suratlariga qo‘shib, chap tomondagi kasrning surat va maxrajini $[\sigma_c]$ ga bo‘lamiz va $\frac{\sigma_c}{\sigma_{cp}}$ nisbatni m harfi bilan belgilasak, quyidagi proporsiya hosil bo‘ladi:

$$\frac{1}{1+m} = \frac{\sigma_3}{\sigma_1 + \sigma_3 - \sigma_2}$$

Bu tenglamani quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma_1 - m\sigma_3 \leq [\sigma_{ch}]
\tag{3.50}$$

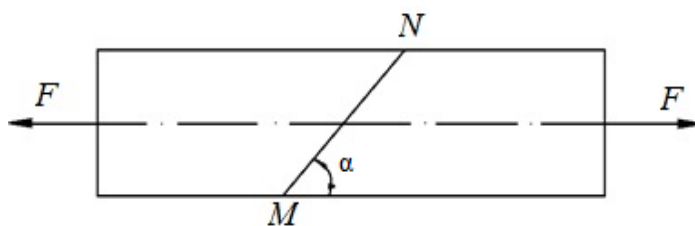
Bunda $m = \frac{[\sigma_{ch}]}{[\sigma_c]}$

(3.50) ifoda – Morning mustahkamlik nazariyasidir. Bunda $[\sigma_{ch}]$ -cho‘zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish, $[\sigma_c]$ -siqilishdag ruxsat etilgan kuchlanish. Mor nazariyasining kamchiligi unda σ_2 kuchlanish ishtirok etmaydi. Shunday qilib mo‘rt materiallar uchun Mor nazariyasini qo‘llash mumkin. Plastik materiallar uchun to‘rtinchi mustahkamlik nazariyasi qo‘llash o‘rinli, lekin aniqlik nisbatan kam bo‘lsa ham bu yerda uchinchi mustahkamlik nazariyasini ham qo‘llasa bo‘ladi. Sababi olingan qiymatlardagi farq ancha kam.

Yuqorida keltirilgan mustahkamlik nazariyalaridan tashqari bu yo‘nalishda Y.U.Yagn, G.S.Pisarenko va A.A.Lebedevlarning nazariyalari ham mavjud.

3.1-masala: O‘zaro qarama-qarshi yo‘nalgan ikkita kuch bilan doiraviy sterjenning MN qiya kesimida hosil bo‘ladigan kuchlanishlarni hisoblang (3.17-

rasm). Qaysi og‘ma yuzalarda urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatga ega bo‘ladi? Quyidagilar ma’lum: $F = 300kN$, $d = 8 \cdot 10^{-2}m$, $\alpha = 30^\circ$.



3.17-rasm

Yechish: Dastlab sterjen o‘qiga nisbatan tik o‘tkazilgan kesmadagi kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_0 = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 300}{3.14(8 \cdot 10^{-2})^2} = 5.97 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2} = 5.97MPa$$

$\sigma_\alpha = \cos^2 \alpha$ va $\tau_\alpha = \frac{\sigma_0}{2} \sin 2\alpha$ formulalar yordamida qiya kesimlardagi kuchlanishlar hisoblanadi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha = 4.48 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2} = 44.8MPa$$

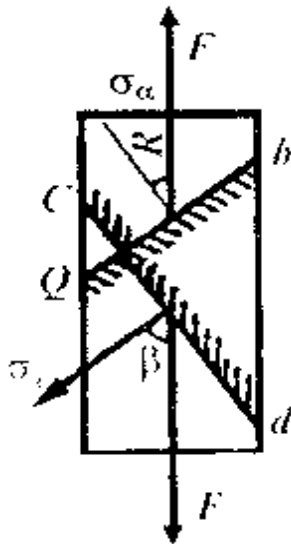
$$\tau_\alpha = 0.5\sigma_0 \sin 2\alpha = 2.58 \cdot 10^4 \frac{kN}{m^2} = 25.8MPa$$

Oxirgi formuladan ko‘rinib turibdiki, $\sin 2\alpha + 1$ yoki 1 larni qabul qilgandagina, urinma kuchlanish, mos ravishda, o‘zining eng katta yoki eng kichik qiymatlariga erishadi, xolos. Shunga ko‘ra, sterjen o‘qiga 45° va 135° burchaklarda qiyalangan yuzalarda urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatlarga erishar ekan:

$$\tau_{\alpha=45}(\max) = 0.5\sigma_0 = 2.985 \cdot 10^4 kN/m^2$$

$$\tau_{\alpha=135}(\min) = -0.5\sigma_0 = -2.985 \cdot 10^4 kN/m^2$$

3.2-masala: O‘zaro tik joylashgan va og‘ma yuzachalardagi normal kuchlanishlarni $\sigma_\alpha = \sigma_\beta / 3 = 30MPa$ ga teng bo‘lgan, ko‘ndalang kesimi kvadrat ($a = 16 \cdot 10^{-2}m$) namunani cho‘zuvchi kuchning qiymati topilsin (3.18-rasm). Namunaning bo‘ylama o‘qi bilan og‘ma yuza normali orasidagi burchaklar aniqlansin.



3.18-rasm

Yechish: Ko'ndalang kesimdagi normal kuchlanish σ_0 ni og'ma yuzachalardagi kuchlanishlar orqali ifodalaymiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_0 \cos^2 \alpha; \sigma_\beta = \sigma_0 \cos^2 \beta = \sigma_0 \sin^2 \alpha;$$

bu yerda, $\beta = -(90 - \alpha)$.

Hadlab qo'shamiz: $\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_0$. Bundan, $\sigma_0 = 120 \text{ MPa}$.

Namunani cho'zuvchi kuch:

$$F = \sigma_0 \cdot 2a^2 = 2 \cdot 120 \cdot 10^3 (16 \cdot 10^{-2})^2 = 384 \text{ kN}.$$

Yuqoridagi ifodalardan:

$$\text{tg}^2 \alpha = \frac{\sigma_\beta}{\sigma_\alpha} = 3; \alpha = 60^\circ; \beta = -(90^\circ - \alpha) = -30^\circ$$

3.3-masala: 3.19-rasm *a* da tasvirlangan tekis kuchlanish holati uchun normal va urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari hamda ular ta'sir etuvchi yuzachalarning holatlarini aniqlash talab etiladi. Kuchlanishlar *MPa* larda berilgan.

Yechish: Quyidagi formula bo'yicha ekstremal normal kuchlanishlar aniqlanadi:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} = 0,5 [(-50 + 25) \pm \sqrt{(-50 + 25)^2 + 4 \cdot (70)^2}] = -12,5 \pm 79,4.$$

Shunday qilib, $\sigma_{\max} = 66,9 \text{ MPa}; \sigma_{\min} = -91,9 \text{ MPa}$.

$$\tau_{\max/\min} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \quad \text{formula yordamida ekstremal urinma}$$

kuchlanishlar topiladi:

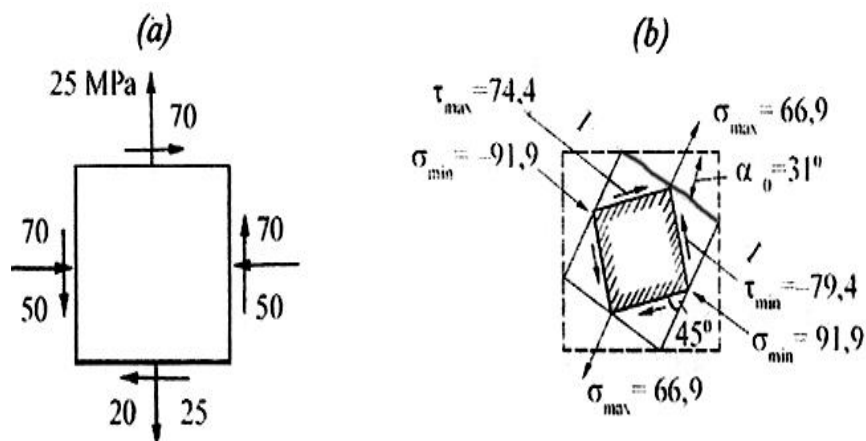
$$\tau_{\max/\min} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} = \pm 0,5 \sqrt{(-50 + 25)^2 + 4 \cdot (70)^2} = \pm 79,4.$$

Demak, $\tau_{\max} = 79,4 \text{ MPa}; \tau_{\min} = -79,4 \text{ MPa}$.

Bosh yuzachalarning holatini aniqlashda $\text{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}$ formula ishlatiladi.

$$\text{tg} 2\alpha_0 = 2 \cdot 70 / (-50 - 25) = -1,866 \Rightarrow 2\alpha = \text{arctg}(-1,866) \approx 62^\circ \Rightarrow \alpha_0 = 31^\circ.$$

σ_{\max} bosh kuchlanish ta'sir etadigan bosh yuzaning holatini chizmada tasvirlash uchun gorizontaal yuzani (chunki bu yuzadagi normal kuchlanishning algebraik qiymati vertikal yuzadagi normal kuchlanishdan katta) σ_0 burchakka buramiz; σ_0 ning yo'nalishini tanlashda shunga e'tibor berish kerakki, buralayotgan yuzachadagi (bizning misolimizda gorizontaal yuzacha) urinma kuchlanish element yuzining markaziga nisbatan aylantirishga intilsin.



3.19-rasm

Shu qoidaga amal qilib, σ_{\max} ning yo'nalishi doimo τ_{xy} va τ_{yx} larning yo'nalish (strelka) lari uchrashadigan koordinata o'qlarining ikkita choragi orqali o'tishiga ishonch hosil qilish mumkin (3.19-rasm b).

3.19-rasm b da τ_{\max} lar ta'sir etadigan siljish yuzalari ham ko'rsatilgan.

3.4-masala: Berilgan kuchlanish tenzoriga ko'ra kuchlanish holati aniqlansin (kuchlanishlar MPa larda berilgan).

$$a) \begin{vmatrix} 50 & 50 & 50 \\ 50 & 50 & 50 \\ 50 & 50 & 50 \end{vmatrix} \quad b) \begin{vmatrix} 0 & 40 & 60 \\ 40 & 0 & 50 \\ 60 & 50 & 0 \end{vmatrix}$$

Yechish: Kuchlanish tenzorining invariantlarini hisoblaymiz:

$$a) S_1 = 50 + 50 + 50 = 150 \text{ MPa};$$

$$S_2 = 50 \cdot 50 + 50 \cdot 50 + 50 \cdot 50 - 50^2 - 50^2 - 50^2 = 0;$$

$$S_3 = 50 \cdot 50 \cdot 50 - 50 \cdot 50^2 - 50 \cdot 50^2 - 50 \cdot 50^2 + 2 \cdot 50 \cdot 50 \cdot 50 = 0,$$

Demak, $S_1 = 150MPa$; $S_2 = S_3 = 0$ chiziqli kuchlanish holati.

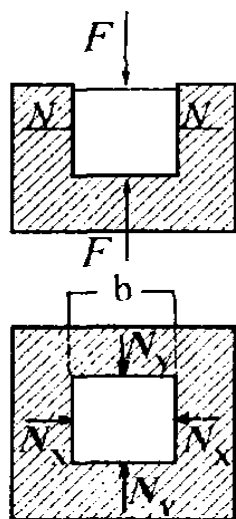
b) $S_1 = 0$;

$$S_2 = -40^2 - 60^2 - 50^2 = -7700MPa \neq 0;$$

$$S_3 = 2 \cdot 40 \cdot 60 = 24 \cdot 10^4 MPa \neq 0$$

Bu hajmiy kuchlanish holatiga to'g'ri keladi, chunki $\theta = 0$ ga teng.

3.5-masala: Mis materialidan yasalgan elementar kubik «deformatsiyalanmaydigan» detal o'yig'iga tirqishsiz erkin o'rnatilgan bo'lib, $F = 400kN$ kuch bilan markaziy siqilgan (3.20-rasm). Kubik hajmining nisbiy o'zgarishi hamda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi aniqlansin. Quyidagilar ma'lum deb hisoblansin: $E = 1 \cdot 10^5 MPa$, $\mu = 0.34$, $b = 10 \cdot 10^{-2} m$



3.20-rasm

Yechish: Detal yetarlicha bikr bo'lganligi tufayli, quyidagi ikkita ko'ndalang nisbiy deformatsiyalar nolga teng bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= -\frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E} = 0 \\ \varepsilon_y &= \frac{\sigma_y}{E} + \mu \frac{\sigma_x}{E} + \mu \frac{\sigma_z}{E} = 0 \end{aligned} \right\} (a)$$

$$\text{bu yerda, } \sigma_x = \frac{N_x}{b^2}; \dots; \sigma_y = \frac{N_y}{b^2}; \dots; \sigma_z = \frac{F}{b^2} \quad (b)$$

$$\text{Deformatsiya tenglamasidan } \sigma_x = \sigma_y = \frac{\mu}{(1-\mu)} \cdot \sigma_z$$

ekanligi kelib chiqadi. (b) ifodani e'tiborga olib, kubik devorlariga ta'sir etuvchi reaksiyalarni hisoblaymiz:

$$N_x = N_y = \frac{\mu}{(1-\mu)} \cdot F = 206.1kN$$

Demak, kubikdagi bosh kuchlanishlar quyidagicha bo'lar ekan:

$$\sigma_1 = \sigma_x = -\frac{N_x}{b^2} = -20.61MPa;$$

$$\sigma_2 = \sigma_y = -\frac{N_y}{b^2} = -20.61 \text{MPa};$$

Kubik hajmining nisbiy o'zgarishini hisoblaymiz:

$$\theta = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = -25.99 \cdot 10^{-5}$$

Hajmning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiya quyidagiga teng bo'ladi:

$$a_h = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 = 351.82 \cdot 10^{-5} \cdot 10^3 \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{m}^3} = 3.5182 \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{m}^3}.$$

Endi shaklning o'zgarishidan hosil bo'lgan solishtirma potensial energiyani aniqlaymiz:

$$a_{sh} = \frac{1+\mu}{6E}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \frac{1+0.34}{6 \cdot 1 \cdot 10^5} [(-20.61+40)^2 + (-40+20.61)^2] = 1.6793 \frac{\text{kN} \cdot \text{m}}{\text{m}^3}$$

Shunday qilib, kubikning to'la solishtirma potensial energiyasi $a = a_h + a_{sh} = 5.1915 \text{kN} \cdot \text{m} / \text{m}^3$ ga teng ekan.

3.6-masala: Berilgan nuqtadagi tekis kuchlanganlik holati uchun analitik va grafik usullarda quyidagilar aniqlansin (3.21-rasm);

- 1) ixtiyoriy yuzachadagi ($\alpha = 40^\circ$) kuchlanish;
- 2) σ_{\max} va σ_{\min} bosh kuchlanishlar;
- 3) bosh yuzalarning holati;
- 4) urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari.

Yechish:

I. Analitik usul

Ixtiyoriy yuzachadagi kuchlanishlarni ($\alpha = 40^\circ$) ($\alpha = 40^\circ$) quyidagi formula yordamida aniqlaymiz (II.5-shakl, b) :

$$\sigma_{x_1} = \sigma_x \cdot \cos^2 \alpha + \sigma_y \cdot \sin^2 \alpha - \tau_y \cdot \sin 2\alpha = 40 \cos^2 40^\circ + (-20) \cdot \sin^2 40^\circ - (-30) \cdot \sin 80^\circ = 44.8 \text{MPa};$$

$$\tau_{y_1} = \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_y \cdot \cos 2\alpha = \frac{40 - (-20)}{2} \sin 80^\circ = 24.8 \text{MPa}$$

Bosh kuchlanishlar quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_y^2} = \frac{40 + (-20)}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{40 - (-20)}{2}\right]^2 + (-30)^2} = 10 \pm 42.4 \text{MPa}.$$

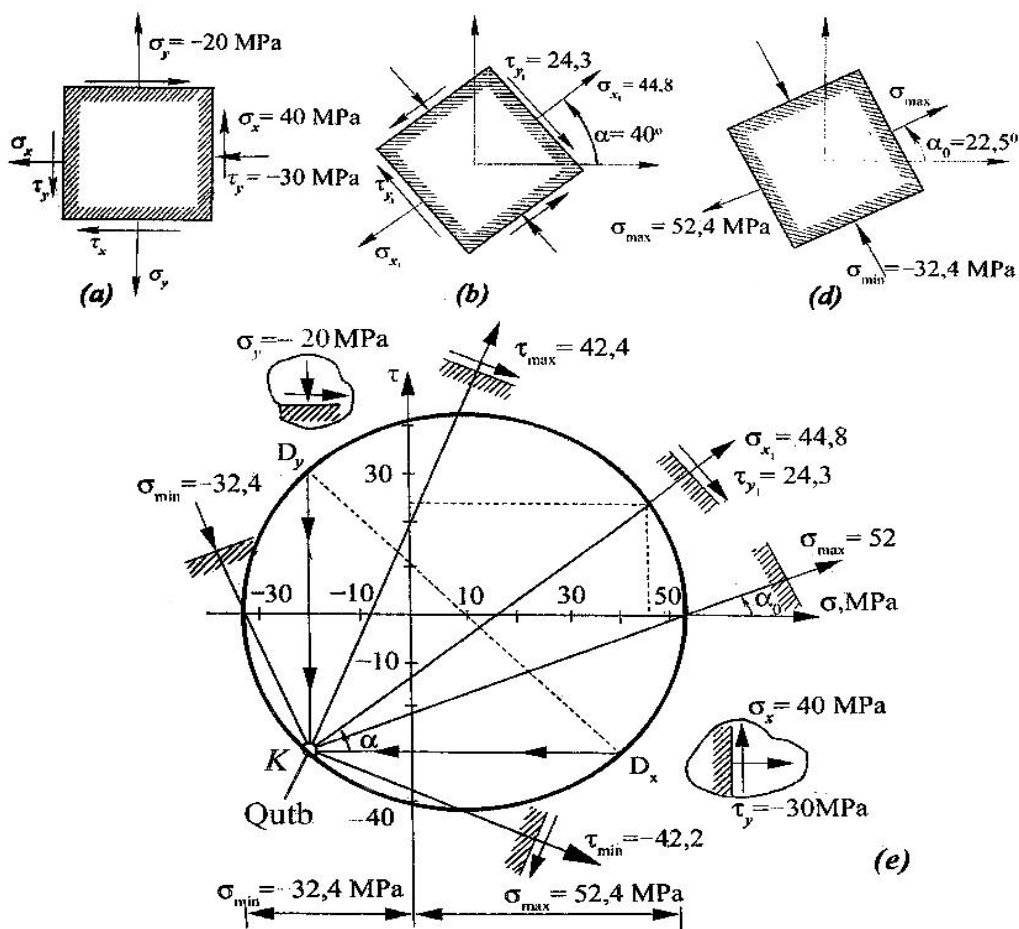
$$\sigma_{\max} = 52,4 \text{ MPa}; \quad \sigma_{\min} = -32,4 \text{ MPa}.$$

Endi bosh yuzalarning holatini aniqlaymiz (3.21-rasm d):

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = -\frac{\tau_y}{\sigma_{\max} - \tau_y} = -\frac{(-30)}{52,4 - (-20)} = 0,414; \quad \alpha_0 = 22,5^\circ$$

Ekstrimal urinma kuchlanishlar esa quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\tau_{\max \min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_y^2} \pm 42,4 \text{ MPa}$$



3.21-rasm

II. Grafik usul (Mor aylanasi yordamida)

Masshtab asosida X o‘qi yo‘nalishi bo‘ylab σ va Y o‘qi yo‘nalishi bo‘ylab τ qiymatlarini qo‘yamiz (3.21-rasm e).

1) $D_x(\sigma_x; \tau_y)$ va $D_y(\sigma_y; \tau_x)$ nuqtalarni berilgan koordinatalari bo‘yicha 3.21-rasm e ga qo‘yamiz. Bu yerda, $\sigma_x = 40$, $\tau_y = -30$, $\sigma_y = -20$; va $\tau_x = -30$ ga tengdir.

- 2) D_x va D_y nuqtalardan o'tgan to'g'ri chiziqning gorizontal σ o'qi bilan kesishidan hosil bo'lgan nuqta Mor doirasining markazidir.
- 3) D_x nuqtadan gorizontal hamda D_y nuqtadan vertikal o'qlarga parallel chiziqlar o'tkazamiz. Bunda ularning kesishgan nuqtasi doiraning qutbini (K nuqta) hosil qiladi.
- 4) K nuqtadan (qutbdan) bizni qiziqtirayotgan tekislikka o'tkazilgan normalga parallel to'g'ri chiziq o'tkazib, Mor doirasi yordamida kerakli qiymatlarni aniqlaymiz (3.21-rasm e).

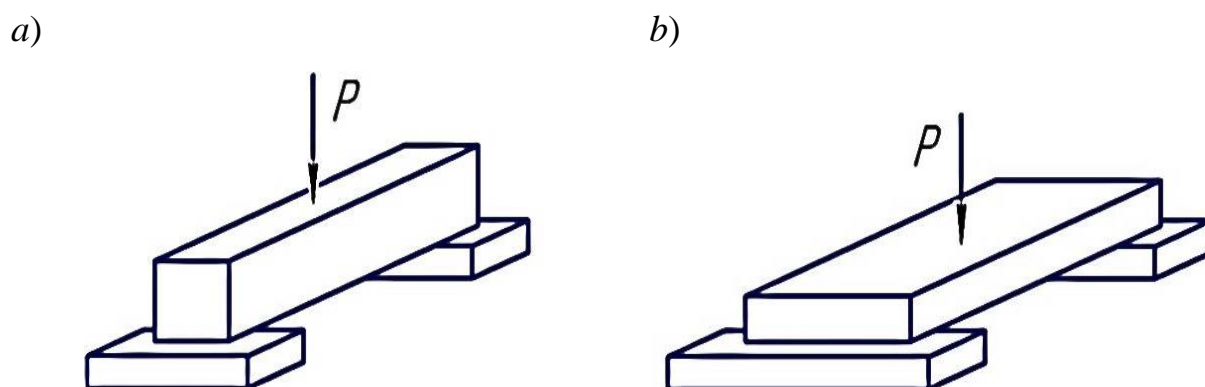
Nazorat va muhokama savollari:

- 1) Bosh yuza va bosh kuchlanishlarni tushuntiring.
- 2) Kuchlanish holati deganda nimani tushunasiz?
- 3) Kuchlanish holatining qanday turlarini bilasiz?
- 4) Chiziqli kuchlanish holatida qiya kesimlardagi normal va urinma kuchlanishlar qanday topiladi?
- 5) Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni qanday ko'rinishda ifodalanadi? Uning ma'nosini tushuntiring.
- 6) Tekis kuchlanish holati uchun:
 - a) normal kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari;
 - b) Bosh yuzaning holati;
 - c) Urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymatlari;
 - d) Siljish yuzasining holati qanday aniqlanadi?
- 7) Umumlashgan Guk qonuni qanday ko'rinishga ega?
- 8) Hajmiy deformatsiya qanday aniqlanadi?
- 9) Mustahkamlik nazariyalaridan birining mohiyatini tushuntiring.

IV BOB. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK XARAKTERISTIKALARI

4.1 Umumiy tushunchalar

Cho‘zilish va siqilishda, siljishda konstruksiya elementlari ko‘ndalang kesimi geometrik xarakteristikasi sifatida kesim yuzasi qaralar edi. Ko‘ndalang kesim yuzasiga qarab uning qarshiligi o‘zgarar edi. Egilishda esa faqat shu ko‘rsatgich bo‘yicha fikr yuritish mumkin emas. Chunki ma’lum ko‘ndalang kesim yuzaga ega bo‘lgan balka uni qanday o‘rnatilishiga qarab egilishga har xil qarshilik ko‘rsatadi. Misol.



4.1-rasm

a) vaziyatda balkaning egilish qarshiligi (b) ga nisbatan ko‘proq. Shuning uchun egilish, buralish hamda murakkab qarshiliklarda va sterjenlarni ustuvorlikka hisoblashda kesim ko‘ngdalang kesim yuzasidan tashqari murakkabroq bo‘lgan uning quyidagi kesimning boshqa geometrik xarakteristikalarini o‘rganish ham zarurdir.

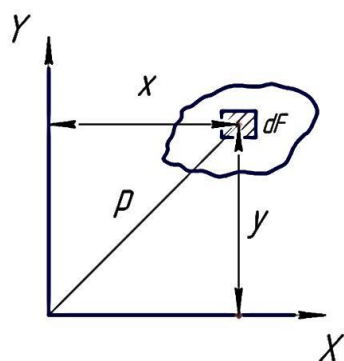
Ular: Kesimning statik momenti, o‘qlarga nisbatan inersiya momenti hamda markazdan qochirma va qutb inersiya momentlaridir.

4.2 Shaklning biror o'qga nisbatan statik momenti

Birorta elementar dF yuzaga ajratib olib uni koordinata sistemalari bilan bog'lasak, unda uning x va y o'qlariga nisbatan statik momenti teng bo'ladi:

$$S_x = \int_F dF \cdot y \quad [m^3] \quad (4.1)$$

$$S_y = \int_F dF \cdot x \quad [m^3] \quad (4.2)$$



4.2-rasm

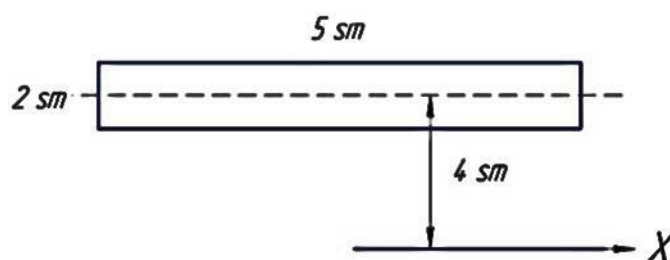
Bu yerda X -elementar yuzachadan ordinata o'qigacha bo'lgan masofa;

Y -elementar yuzachadan absissa o'qigacha bo'lgan masofa;

F -tekis kesim yuzasi.

Demak shaklning biror o'qga nisbatan statik momenti shu shakl ustida olingan elementar yuzacha bilan undan o'qigacha bo'lgan masofa ko'paytmasini shu yuz bo'yicha olingan integralga teng bo'ladi.

Misol:



4.3-rasm

$$S_x = 2 \cdot 5 \cdot 4 = 40 sm^3$$

Murakkab shakllar uchun esa:

$$S_x = S_x^{(1)} + S_x^{(2)} + \dots + S_x^{(n)} \quad (4.3)$$

$$S_y = S_y^{(1)} + S_y^{(2)} + \dots + S_y^{(n)} \quad (4.4)$$

Unda ixtiyoriy shaklning og'irlik markazalari koordinatalarini X_C va Y_C orqali belgilasak, ular quyidagi ifodalar orqali aniqlanadi:

$$X_C = \frac{\sum S_y}{\sum F_i} \quad (4.5)$$

$$Y_C = \frac{\sum S_x}{\sum F_i} \quad (4.6)$$

4.2-rasmdan ko'rinib turibdiki, X o'qidan yuqorida bo'lgan kesimlar uchun statik moment musbat, pastdagi kesimlar uchun esa manfiy bo'ladi.

4.3 Shaklning biror o'qqa nisbatan inersiya momentlari

1) Kesimning biror o'qqa nisbatan inersiya momenti tekis kesim yuzalarning momenti deb, yuzadan olingan hamma elementar yuzalarning shu o'qgacha bo'lgan oralig'i kvadratiga ko'paytmasidan hosil bo'lgan ko'paytmalarning yig'indisiga teng:

$$I_x = \int_F dF \cdot y^2 \quad [m^4] \quad (4.7)$$

$$I_y = \int_F dF \cdot x^2 \quad [m^4] \quad (4.8)$$

2) Tekis kesim yuzalarning o'zaro tik koordinata o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti deb, kesimdan ajratilgan hamma elementar yuzalarni koordinata o'qlarigacha bo'lgan oraliqlariga ko'paytirishdan hosil bo'lgan ko'patymalarning yig'indisiga aytiladi.

$$I_{xy} = \int_F x \cdot y \cdot dF \quad [m^4] \quad (4.9)$$

Tekis kesimning markazdan qochirma inersiya momentlari koordinata sistemasining 1-3 choraklarida musbat, 2-4 choraklarida esa manfiy bo'ladi. Kesim yuzasining simmetriya o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng bo'ladi.

3) O‘zaro perpendikular bo‘lgan o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig‘indisi o‘qlar kesishgan nuqtaga nisbatan qutb inersiya momenti deb ataladi.

$$I_{\rho} = \int_F \rho^2 \cdot dF \quad [m^4] \quad (4.10)$$

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

$$I_{\rho} = \int_F (x^2 + y^2) \cdot dF = \int_F x^2 \cdot dF + \int_F y^2 \cdot dF = I_x + I_y \quad (4.11)$$

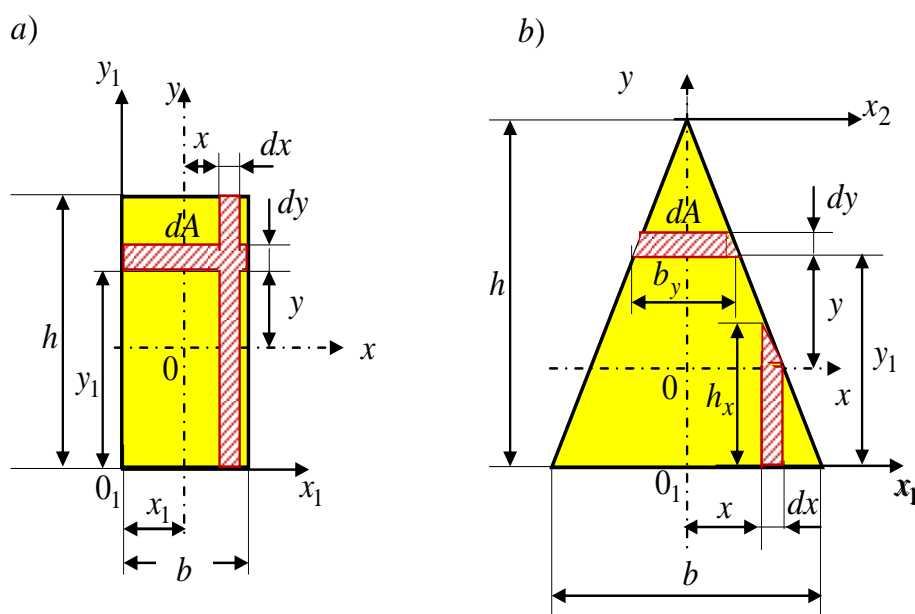
Demak o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarining yig‘indisi o‘zgarmas bo‘lib, koordinata o‘qi boshiga nisbatan olingan qutb inersiya momentiga teng bo‘ladi.

4.4 Oddiy tekis yuzalarning inersiya momentlari

1. To‘g‘ri to‘rtburchak ko‘rinishidagi kesimning inersiya momenti. Buning uchun to‘g‘ri to‘rtburchakdan fikran OX markaziy o‘qiga parallel bo‘lgan chiziqlar yordamida yuzasi $dA = bdy$ bo‘lgan elementar yuzacha ajratamiz (4.4-rasm a).

Unda OX markaziy o‘qqa nisbatan inersiya momenti quyidagicha bo‘ladi

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{h/2} y^2 (b dy) = b \frac{y^3}{3} \Big|_{-h/2}^{h/2} = b \left(\frac{(h/2)^3}{3} \right) - b \left(\frac{(-h/2)^3}{3} \right) = \frac{bh^3}{12} \quad (4.12)$$



4.4-rasm

Xuddi shu usulda OY markaziy o'qiga nisbatan inersiya momentini hisoblab topish mumkin, ya'ni:

$$I_y = \int_A x^2 dA = \int_{-b/2}^{b/2} x^2 (h dx) = h \frac{x^3}{3} \Big|_{-b/2}^{b/2} = h \left(\frac{(b/2)^3}{3} \right) - h \left(\frac{(-b/2)^3}{3} \right) = \frac{hb^3}{12} \quad (4.13)$$

To'g'ri to'rtburchakli tekis kesimning markaziy o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng.

2. *Kvadrat.* Kvadrat shaklidagi kesimning o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini $h = b = a$ tomonlari teng bo'lganligi sababli to'g'ri to'rtburchakning xususiy holi deb qarash mumkin, unda o'qlarga nisbatan inersiya momentlari quyidagicha bo'ladi (4.4-rasm a):

$$I_x = I_y = \frac{a^4}{12} \quad (4.14)$$

3. *Uchburchak.* 4.4 b-rasmdagi kesimning OX markaziy o'qiga nisbatan inersiya momentini topish uchun unda shtrixlab ajratib ko'rsatilgan cheksiz kichik trapetsiya yuzachasining o'zgaruvchi eni uchburchaklarning o'xshashlik alomatidan aniqlanadi.

$$\frac{b_y}{b} = \frac{(2h/3) - y}{h}, \text{ bundan } b_y = \frac{b[(2h/3) - y]}{h} \quad (4.15)$$

Unda kesimning OX markaziy o'qiga nisbatan inersiya momenti quyidagiga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA = \int_{-h/3}^{2h/3} y^2 (b_y) dy = \int_{-h/3}^{2h/3} y^2 \frac{b}{h} \left(\frac{2h}{3} - y \right) dy = \\ &= \frac{b}{h} \int_{-h/3}^{2h/3} \left(\frac{2h}{3} y^2 - y^3 \right) dy = \frac{b}{h} \left[\frac{2h}{3} \frac{y^3}{3} - \frac{y^4}{4} \right]_{-h/3}^{2h/3} = \frac{bh^3}{36} \end{aligned} \quad (4.16)$$

OY markaziy o'qiga nisbatan inersiya momentini topish uchun unda shtrixlab ajratib ko'rsatilgan cheksiz kichik trapetsiya yuzachasining o'zgaruvchi balandligi uchburchaklarning o'xshashlik alomatidan aniqlanadi:

$$h_x = \frac{h[(b/2) - x]}{b/2}. \quad (4.17)$$

Xuddi shu usulda OY markaziy o‘qiga nisbatan inersiya momentini hisoblab topish mumkin, ya’ni:

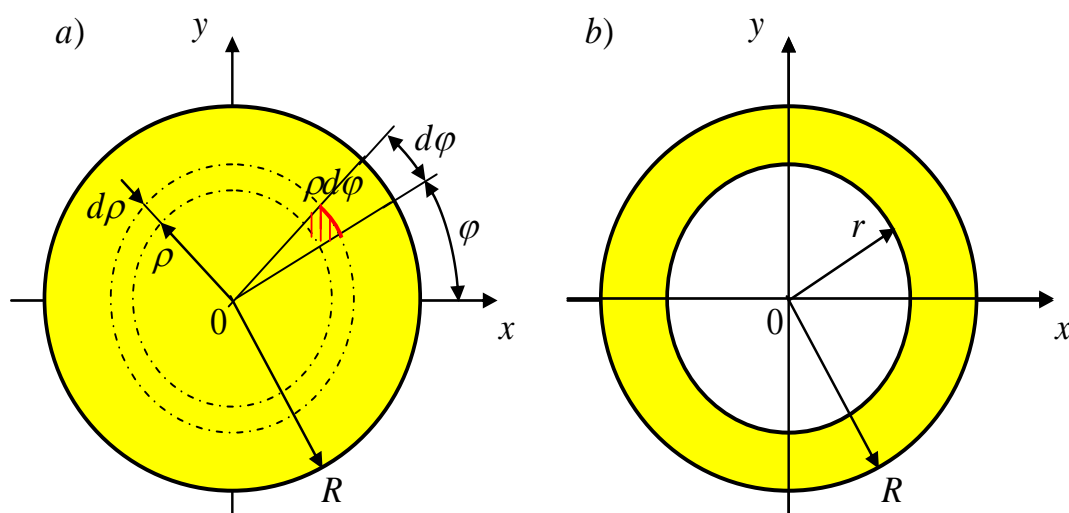
$$I_y = \int_A x^2 dA = 2 \cdot \int_0^{b/2} x^2 h_x dx = 2 \cdot \int_0^{b/2} x^2 \frac{2h}{b} \left(\frac{b}{2} - x \right) dx = 2 \cdot \frac{2h}{b} \left[\frac{b}{2} \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} \right]_0^{b/2} = \frac{b^3 h}{48}. \quad (4.18)$$

4. *Doira.* Avval qutb inersiya momentini topish maqsadga muvofiqdir. Aniqlangan qutb inersiya momentidan foydalanib markaziy o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlash qulaylik tug‘diradi. 4.5 *a*-rasmdagi doiradan radiuslari ρ va $\rho + d\rho$ bo‘lgan ikkida aylana bilan elementar $dA = \rho \cdot d\varphi \cdot d\rho$ yuzacha ajratamiz. Unda doira yuzining qutb inersiya momenti quyidagicha aniqlanadi.

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA = \iint_A \rho^2 \rho d\varphi d\rho = \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^R \rho^3 d\rho = \frac{R^4}{4} \int_0^{2\pi} d\varphi = \frac{\pi R^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4. \quad (4.19)$$

Doiraviy kesimning markaziy o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari bir biriga teng bo‘ladi, chunki doira kesim yuzasi har ikkala markaziy o‘qlarga nisbatan simmetrikdir. Unda doiraviy kesimning markaziy o‘qlarga nisbatan inersiya momentlari (4.7) va (4.8) formulalarga asosan quyidagiga teng bo‘ladi:

$$I_x = I_y = \frac{I_\rho}{2} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0,05D^4. \quad (4.20)$$



4.5-rasm

4. *Halqa.* Halqa kesimning inersiya momentlari tashqi va ichki doiralarning inersiya momentlarining ayirmasiga teng bo‘ladi (4.5 *b*-rasm).

Qutb inersiya momenti quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$I_p = \frac{\pi R^4}{2} - \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4). \quad (4.21)$$

Markaziy koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momentlari quyidagi formuladan aniqlanadi:

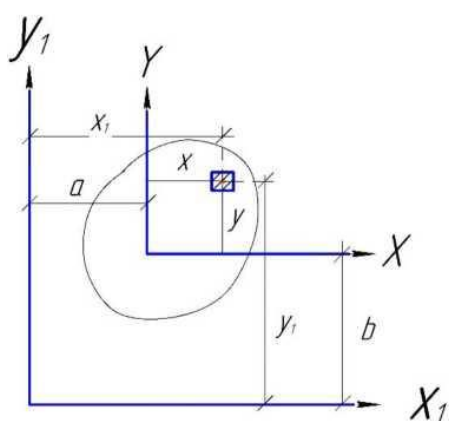
$$I_x = I_y = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi R^4}{4} - \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi D^4}{64} (1 - c^4). \quad (4.22)$$

Bunda $c = d/D$ ichki doira d diametrning tashqi doira D diametriga nisbati bo'lib, o'lchamsiz miqdordir.

4.5 O'qlar parallel ko'chirilganda inersiya momentlarining o'zgarishi

X, Y o'qlar markaziy o'qlar va ularga nisbatan kesimning inersiya momentlari ma'lum bo'lsin. Ya'ni, J_x, J_y, J_{xy} lar ma'lum X, Y o'qlarga paralel qilib, X_1, Y_1 o'qlarni o'tkazib ularga nisbatan inersiya momentlarini aniqlaymiz.

$$\text{Unda: } J_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_F (b + y)^2 \cdot dF = b^2 \int_F dF + 2b \int_F y \cdot dF + \int_F y^2 dF$$



4.6-rasm

Bu yerda: $y_1 = b + y$,

$$\int_F y^2 dF = J_x,$$

$$\int_F dF = F,$$

$\int_F y \cdot dF = S_x$ chunki X, Y o'qlar markaziy o'qlardir.

Unda X_1 o'qga nisbatan kesimning inersiya momenti teng bo'ladi:

$$J_{x_1} = J_x + b^2 \cdot F \quad (4.23)$$

Xuddi shunday isbot qilishimiz mumkin:

$$J_{y_1} = J_y + a^2 \cdot F \quad (4.24)$$

$$J_{x_1 y_1} = \int_F x_1 \cdot y_1 dF \int_F (a+x)(b+y) dF = \int_F xy dF + ab \int_F dF + a \int_F x dF + b \int_F y dF$$

Bu yerda $\int_F y dF = S_x$;

$$\int_F x dF = S_y$$

$$\int_F xy dF = J_{xy}$$

Unda:

$$J_{x_1 y_1} = J_{xy} + a \cdot b \cdot F \quad (4.25)$$

$$J_x > 0, \quad b^2 > 0, \quad J_y > 0, \quad a^2 > 0$$

Shunga ko'ra (4.23), (4.24) tenglamalarining o'ng tomon doim bir biriga qo'shiladi. Demak markaziy o'qlarga nisbatan olingan kesimning inersiya momenti ularga parallel o'tkazilgan har qanday o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlaridan doim kichik bo'lar ekan. Ya'ni: $J_{x_1} > J_x$, $J_{y_1} > J_y$.

4.6 Markaziy o'qlar burilganda inersiya momentlarini o'zgarishi

X, Y -O'qlar markaziy o'qlar bo'lsin. Agarda bu o'qlarga nisbatan kesimning J_x, J_y va J_{xy} lari berilgan bo'lsa unda o'qlarni α burchakka burganimizda ularning qiymati qanday o'zgarishini ko'rib o'tamiz. Ya'ni: $J_{x_1} = ?$ $J_{y_1} = ?$ $J_{x_1 y_1} = ?$

X_1, Y_1 o'qlarga nisbatan kesimning inersiya momenti teng bo'ladi:

$$J_{x_1} = \int_F y_1^2 dF$$

$$J_{y_1} = \int_F x_1^2 dF$$

Bu yerda $X_1 = OE = OB + BE = OB + CD$; $Y_1 = AE = AD - ED$;

Unda:

$$X_1 = x \cdot \cos \alpha + y \sin \alpha$$

$$y_1 = y \cos \alpha - x \sin \alpha$$

Bu yerda: $BC \perp OX$, $CD \parallel OX$. Unda X_1 va Y_1 o'qlarga nisbatan kesimning inersiya momentlarini hisoblaymiz:

$$J_{x_1} = \int_F y_1^2 dF = \int_F (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dF = \cos^2 \alpha \int_F y^2 dF - 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_F xy dF + \sin^2 \alpha \int_F x^2 dF \quad (4.26)$$

$$J_{x_1} = J_x \cdot \cos^2 \alpha + J_y \cdot \sin^2 \alpha - J_{xy} \sin 2\alpha$$

$$J_{y_1} = \int_F x_1^2 dF = \int_F (x \cos \alpha + y \sin \alpha)^2 dF = \cos^2 \alpha \int_F x^2 dF + 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_F xy dF + \sin^2 \alpha \int_F y^2 dF \quad (4.27)$$

$$J_{y_1} = J_x \cdot \sin^2 \alpha + J_y \cdot \cos^2 \alpha + J_{xy} \sin 2\alpha$$

Unda X_1 va Y_1 o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti teng:

$$J_{x_1 y_1} = \int_F x_1 y_1 dF = \int_F (x \cos \alpha + y \sin \alpha)(y \cos \alpha - x \sin \alpha) dF$$

Agarda qavslarni ochib integralni hisoblab chiqsak:

$$J_{x_1 y_1} = \frac{J_x - J_y}{2} \sin 2\alpha + J_{xy} \cos 2\alpha \quad (4.28)$$

Ma'lumki, $\cos^2 \alpha = \frac{1 + \cos 2\alpha}{2}$; $\sin^2 \alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$.

Bu qiymatlarni (4.26) va (4.27) larni qo'ysak:

$$J_{x_1} = \frac{J_x + J_y}{2} + \frac{J_x - J_y}{2} \cos 2\alpha - J_{xy} \sin 2\alpha \quad (4.29)$$

$$J_{y_1} = \frac{J_x + J_y}{2} - \frac{J_x - J_y}{2} \cos 2\alpha + J_{xy} \sin 2\alpha \quad (4.30)$$

(4.26), (4.27) ni yoki (4.29) va (4.30) larni hadlab qo'shsak, quyidagi tenglamani olamiz:

$$J_{x_1} + J_{y_1} = J_x + J_y \quad (4.31)$$

Ya'ni o'zaro \perp bo'lgan har qanday markaziy o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarning yig'indisi o'zgarmas son ekan.

Faraz qilaylik $\alpha = \alpha_0$ da markazdan qochirma inersiya momenti nolga teng. Unda bu vaziyatdagi koordinata o'qlarini bosh inersiya o'qlari deyiladi. Agar bosh inersiya o'qlarini UV bilan belgilasak:

$$J_{UV} = 0 \quad (4.32)$$

Unda (4.28) ni nolga tenglab bosh inersiya o'qlari holatini aniqlaymiz:

$$\frac{\sin 2\alpha_0}{\cos 2\alpha_0} = -\frac{J_{xy}}{\frac{J_x - J_y}{2}};$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2J_{xy}}{J_x - J_y} \quad (4.33)$$

(4.33) dan topiladigan α_0 burchak bosh inersiya o'qlarining holatini belgilaydi. Agarda α_0 ning qiymati manfiy chiqsa uni soat strekasi harakati bo'yicha qo'yamiz. Agarda musbat chiqsa aksi bo'ladi.

Shunday qilib bosh o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momenti nolga teng. Bosh inersiya momentlari J_u , J_v larni aniqlash uchun (4.29) va (4.30) lardagi α ning o'rniga α_0 ning qiymatini (4.22) dan qo'qib quyidagini hosil qilamiz:

$$J_{\frac{\max}{\min}} = J_{UV} = \frac{J_x + J_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{J_x - J_y}{2}\right)^2 + 4J_{xy}} \quad (4.34)$$

Bu formula yordamida bosh inersiya o'qlariga nisbatan bosh inersiya momentlarining maksimal va minimal qiymatlari aniqlanadi

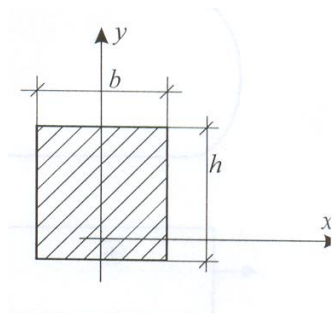
4.7 Oddiy kesimlarni qarshilik momentlari

Shaklning o'qiga nisbatan qarshilik momentini shaklning shu o'qdan eng chekka nuqtasigacha bo'lgan masofaga nisbati bilan o'lchanadi. X va Y o'qlariga nisbatan qarshilik momentlari:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}} \quad W_y = \frac{J_y}{x_{\max}}$$

qarshilik momentining birligi m^3 , mm^3 , sm^3 ishorasi musbat va manfiy tbo'lishi mumkin.

1) To'g'ri to'rtburchak uchun o'qlarga nisbatan qarshilik momenti quyidagiga teng bo'ladi:

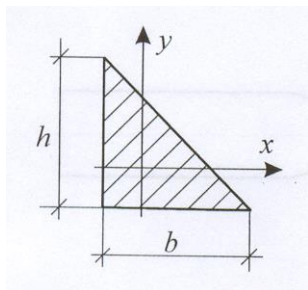


4.7-rasm

$$W_x = \frac{bh^2}{6}$$

$$W_y = \frac{hb^2}{6}$$

2) To'g'ri burchakli uchburchak uchun

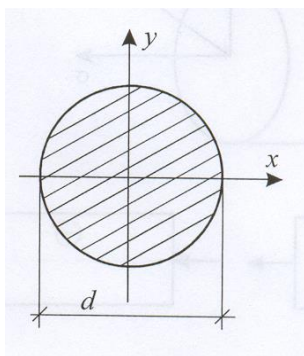


4.8-rasm

$$W_x = \frac{bh^2}{24}$$

$$W_y = \frac{hb^2}{24}$$

3) Doira uchun



4.9-rasm

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$W_\rho = \frac{\pi d^3}{16}$$

Bu yerda W_ρ kesimning qarshilik momenti

4.1-masala: 4.10-rasmda tasvirlangan yarim doira uchun quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

og'irlik markazi koordinatalari;

bosh markaziy inersiya o'qlarining holati;

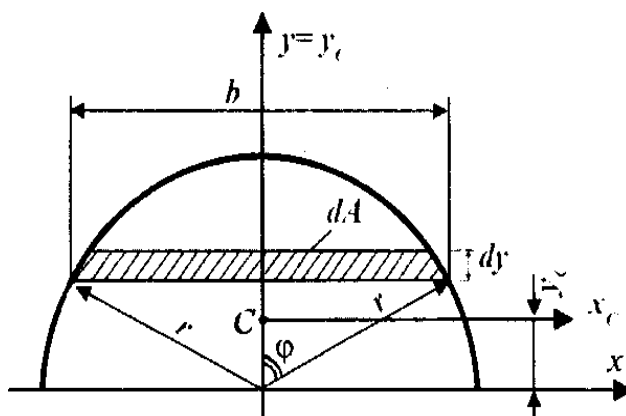
bosh markaziy inersiya momentlarining qiymati:

$$W_x = \frac{S_x}{y_{max}}$$

Yechish: a) Berilgan tekis shakl vertikal o'qqa nisbatan simmetrik joylashganligi uchun, uning og'irlik markazi shu o'q ustida yotishi tabiiy. Shuning uchun og'irlik markazi koordinatasi hisoblangan y_c masofani aniqlash kifoya.

Shtrixlangan qatlamning yuzachasi $dA \approx b \cdot dy = 2r \sin \varphi \cdot dy$ chizmadan $y = \cos \varphi$ ga teng. Yangi o'zgaruvchini kiritamiz:

$$dy = -r \sin \varphi \cdot d\varphi$$



4.10-rasm

U holda, kesimning x o'qiga nisbatan statik momenti quyidagiga teng bo'ladi:

$$S_x = \int_{(A)} y dA = \int_{y=0}^{y=r} y \cdot 2r \cdot \sin \varphi \cdot dy = \int_{\varphi=\frac{\pi}{2}}^{\varphi=0} r \cdot \cos \varphi \cdot 2r \cdot \sin \varphi (-r \cdot \sin \varphi) d\varphi = -2r^3 \int_{\varphi=\frac{\pi}{2}}^{\varphi=0} \sin^2 \varphi \cdot \cos \varphi d\varphi = \frac{2}{3} r^3.$$

b) Demak, $y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{4r}{3\pi}$

Markaziy bosh inersiya o'qlaridan biri y_c . simmetriya o'qi, ikkinchisi esa unga tik joylashgan x_c . gorizontaal o'qidir. Boshqacha qilib aytganda, tekis shakl bitta simmetriya o'qiga ega bo'lganligi uchun $J_{x_c y_c} = 0$ bo'ladi; bundan chiqdi, $\operatorname{tg} \alpha_0 = 0$ yoki $\alpha_0 = 0$.

d) $x_c = \frac{S_y}{A}$ formulaga binoan:

$$J_x = J_{y_c} = 0,5 \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{8} \approx 0,393 \cdot r^4;$$

$$J_{x_c} = J_x - y_c^2 A = \frac{\pi r^2}{8} - \left(\frac{4r}{3\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{2} \pi r^2 \approx 0,11 r^4.$$

Buni quyidagicha ifodalash ma'qul: tekis shaklning og'irlik markazidan o'tuvchi x_c va y_c o'qlar bosh markaziy inersiya o'qlari bo'la oladi, chunki tekis

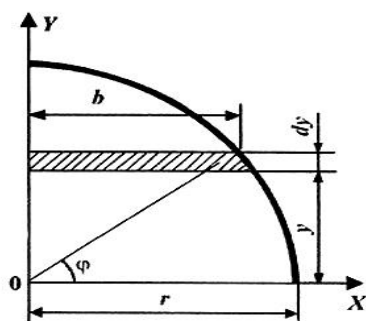
shakl bitta simmetriya o'qiga ega bo'lganligi uchun $J_{x_c y_c} = 0$; bundan chiqdi, $\operatorname{tg} \alpha_0 = 0$ yoki $\alpha_0 = 0$.

4.2-masala: 4.11-rasmda tasvirlangan kesim yuzaning X, Y o'qlariga nisbatan o'qli va markazdan qochma inersiya momentlari topilsin.

Yechish: Chizmadan $dA \approx b \cdot dy = \sqrt{r^2 - y^2} dy$ ekanligi ma'lum. Yangi o'zgaruvchi kiritamiz: $y = r \cdot \sin \varphi$; $dy = r \cdot \cos \varphi d\varphi$.

Integral chegarasini 0 dan $\pi/2$ gacha olib, quyidagilarni hisoblaymiz:

$$J_x = \int_{(A)} y^2 dA \quad \text{yoki} \quad J_x = \int_0^{\pi/2} r^2 \sin^2 \varphi \sqrt{r^2 - r^2 \sin^2 \varphi} \cdot r \cos \varphi d\varphi = \frac{\pi \cdot r^4}{16}.$$



4.11-rasm

Xuddi shunga o'xshash:

$$J_y = \frac{\pi \cdot r^4}{16}.$$

Shtrixlangan qatlam uchun dJ_{xy} ni topishda quyidagi formuladan foydalanamiz:

$$dJ_{xy} = \frac{b}{2} \cdot y dA = \frac{r^4}{2} \cdot \cos^3 \varphi \sin \varphi d\varphi.$$

$$\text{Bundan, } J_{xy} = \frac{r^4}{2} \cdot \int_0^{\pi/2} \cos^3 \varphi \sin \varphi d\varphi = \frac{r^4}{8} = \frac{d^4}{128}.$$

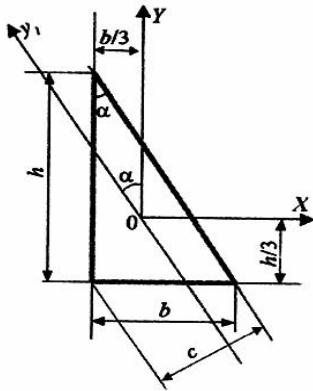
4.3-masala: To'g'ri burchakli uchburchakning katetlariga parallel bo'lgan markaziy o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momenti topilsin (4.12-rasm).

Yechish:

Berilgan tekis shakl uchun quyidagilar ma'lum:

$$J_x = \frac{bh^3}{36}; \quad J_y = \frac{hb^3}{36}; \quad J_z = \frac{lc^3}{36};$$

bu yerda, $c = \frac{bh}{l}$, chunki $A = \frac{bh}{2} = \frac{cl}{2}$;



4.12-rasm

u holda,

$$J_{Y_1} = J_Y \cos^2 \alpha + J_X \sin^2 \alpha + J_{XY} \cos 2\alpha;$$

Bu yerda, $\cos \alpha = \frac{b}{l}$; $\sin \alpha = \frac{h}{l}$.

Tegishli ixchamlashtirishdan so'ng

$$J_{XY} = -\frac{b^2 h^2}{72}$$

ekanligi kelib chiqadi.

4.4-masala: To'g'ri burchakli to'rtburchak (20x2,75sm) va burchaklikdan № 12,5/8 (125 x 8012) iborat kesim berilgan (4.13-rasm). Kesimning bosh inersiya momenti (I_y ; I_u) va bosh o'qlarning yo'nalishi aniqlansin.

Yechish: Sortiment jadvalidan burchaklikning geometrik xarakteristikalarini aniqlaymiz:

$$A_2 = 23,36 \text{sm}^2; X_0 = 2 \text{sm}; Y_0 = 4,22 \text{sm}; I_{X_2} = 364,79 \text{sm}^4; I_{Y_1} = 116,84 \text{sm}^4;$$

$$J_{X_2, Y_2} = 118 \text{sm}.$$

X_1 va Y_1 o'qlarga nisbatan butun kesimning og'irlik markazini aniqlaymiz:

$$X_C = \frac{\sum A_i \cdot x_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2}{A_1 + A_2};$$

$$Y_C = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2}{A_1 + A_2};$$

Bu formulalarda X_1 va Y_1 lar nolga teng, chunki X_1 va Y_1 o'qlar to'g'ri burchakli to'rtburchakning og'irlik markazidan o'tadi. Unda:

$$X_C = \frac{23,36 \cdot \left(\frac{20}{2} - 8 + 2 \right)}{78,36} = 1,19 \text{sm};$$

$$Y_C = \frac{-23,36 \cdot \left(\frac{2,75}{2} + 4,22 \right)}{78,36} = -1,67 \text{sm};$$

Topilgan qiymatlarni shaklga qo'yib butun kesim uchun og'irlik markazni C nuqta orqali ifodalaymiz. C nuqtadan X va Y koordinata o'qlarini o'tkazamiz va ularga nisbatan inersiya momentlarini aniqlaymiz:

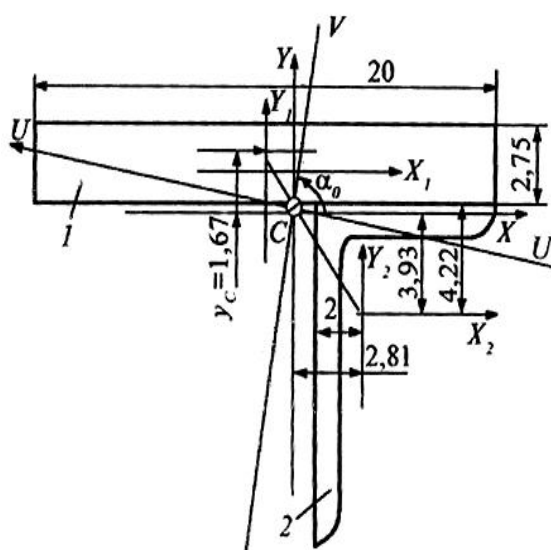
$$I_x = \frac{20 \cdot (2,75)^3}{12} + 1,67^2 \cdot 55 + 364,79 + 3,93^2 \cdot 23,36 = 913 \text{sm}^4;$$

$$I_y = \frac{2,75 \cdot 20^3}{12} + 1,19^2 \cdot 55 + 116,84 + 2,81^2 \cdot 23,36 = 2213 \text{sm}^4;$$

$$I_{xy} = 0 + (-1,19) \cdot 1,67 \cdot 55 + 118 + 2,81 \cdot (-3,93) \cdot 23,36 = -249 \text{sm}^4.$$

Bosh inersiya momentlarini aniqlaymiz:

$$I_{\frac{u}{v}} = \frac{I_x + I_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{I_x - I_y}{2}\right)^2 + I_{xy}^2} = \frac{913 + 2213}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{913 - 2213}{2}\right)^2 + (-249)^2} = 1563 \pm 696 \text{sm}^4.$$



4.13-rasm

Bu yerdan, $I_u = 2259 \text{sm}^4$; $I_v = 867 \text{sm}^4$.

Bosh o'qlarning yo'nalishini quyidagi formula yordamida aniqlaymiz:

$$\text{tg } \alpha_0 = -\frac{I_{xy}}{I_v - I_y} = -\frac{(-249)}{2259 - 2213} = 5,41;$$

$$\alpha_0 = 79,5^\circ.$$

α_0 burchak X o'qining musbat yo'nalishidan boshlab hisoblanadi.

$\alpha_0 > 0$ bo'lganda, burchak shaklda soat strelkasi harakatiga teskari yo'nalishda, $\alpha_0 < 0$ bo'lganda esa, soat strelkasi harakati yo'nalishi bo'yicha olinadi.

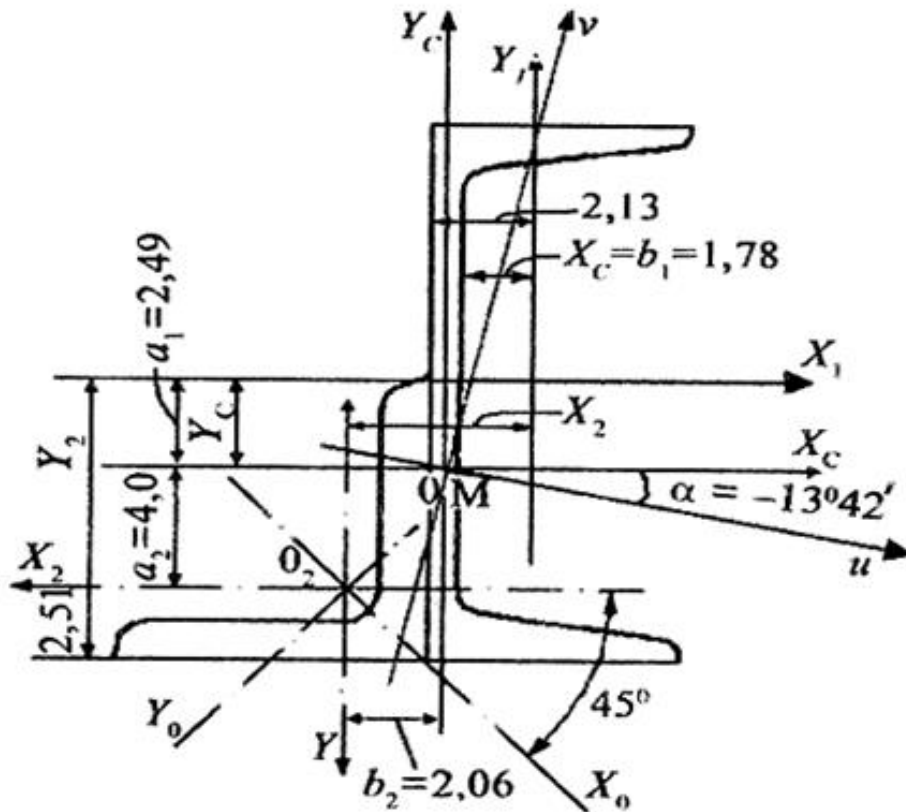
4.5-masala: 4.14-rasmda ko'rsatilgan 18a nomerli shveller hamda 90x90x8 o'lchamli teng yonli burchaklikdan iborat kesim uchun quyidagilar topilsin:

1) og'irlik markazi;

og'irlik markazidan o'tuvchi ixtiyoriy o'qlar sistemasi (X_C , Y_C) ga nisbatan inersiya momentlari va markazdan qochirma inersiya momenti;

markaziy bosh inersiya o'qlarining yo'nalishi;

bosh inersiya momentlari.



4.14-rasm

Yechish: GOST 8240-56 dan shvellerga tegishli, GOST 8509-57 dan teng yonli burchaklikka tegishli qiymatlarni ko‘chirib yozamiz:

18a nomerli shveller o‘lchamlari

90x90x8 o‘lchamli burchaklik

$$h_1 = 180mm$$

$$b_2 = 74mm$$

$$b_1 = 74mm$$

$$d_2 = 8mm$$

$$d_1 = 5,1mm$$

$$A_2 = 13,9sm^2$$

$$A_1 = 22,2sm^2$$

$$J_{x_2} = J_{y_2} = 106sm^4$$

$$J_{x_1} = 1990sm^4$$

$$J_{x_0} = J_{\max} = 168sm^4$$

$$J_{y_1} = 132sm^4$$

$$J_{y_0} = J_{\min} = 43,8sm^4$$

$$Z_0 = 2,13sm$$

$$Z_0 = 2,51sm$$

1. Yordamchi o‘qlarga nisbatan (yordamchi o‘qlar sifatida shvellerning X_1 va Y_1 o‘qlari tanlangan) murakkab shaklning og‘irlik markazini topamiz:

$$Y_C = \frac{\sum S_{x_1}}{\sum A} = \frac{A_1 \cdot Y_1 + A_2 \cdot Y_2}{A_1 + A_2} = \frac{0 + 13,9 \cdot [-(9 - 2,51)]}{22,2 + 14} = -2,49 \text{ sm};$$

$$X_C = \frac{\sum S_{y_1}}{\sum A} = \frac{A_1 \cdot X_1 + A_2 \cdot X_2}{A_1 + A_2} = \frac{0 + 13,9 \cdot [-(2,13 + 2,51)]}{22,2 + 14} = -1,78 \text{ sm}.$$

Qabul qilingan masshtabda X_C , Y_C larni 4.14-rasmga qo‘yib chiqamiz va murakkab shaklning og‘irlik markazi 0 ni topamiz. U O_1 va O_2 nuqtalarini birlashtiruvchi to‘g‘ri chiziq ustida yotadi.

2. Topilgan markaziy o‘qlarga nisbatan murakkab shaklning inersiya momentlari hamda markazdan qochirma inersiya momentini formulaga ko‘ra hisoblaymiz:

$$J_{X_C} = J_{X_1} + A_1 \cdot a_1^2 + J_{X_2} + A_2 \cdot a_2^2 = 1190 + 22,2 \cdot 2,49^2 + 106 + 13,9 \cdot 4^2 = 1656,5 \text{ sm}^4;$$

$$J_{Y_C} = J_{Y_1} + A_1 \cdot b_1^2 + J_{Y_2} + A_2 \cdot b_2^2 = 132 + 22,2 \cdot 1,78^2 + 106 + 13,9 \cdot 2,86^2 = 422,3 \text{ sm}^4.$$

Ko‘p hollarda teng yonli burchaklikning markazdan qochirma inersiya momentini topishda xatolikka yo‘l qo‘yiladi. Murakkab shaklning X_C , Y_C o‘qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti $J_{X_C Y_C}$ ni topish uchun, avvalo, burchaklikning X_C va Y_C ga parallel bo‘lgan markaziy o‘qlari X_2 , Y_2 ga nisbatan markazdan qochirma inersiya momentini topish zarur.

Burchakning X_2 , Y_2 o‘qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti quyidagicha topiladi:

$$J_{X_2 Y_2} = \frac{J_{X_0} - J_{Y_0}}{2} \sin 2\alpha + J_{X_0 Y_0} \cos 2\alpha.$$

X_0 , Y_0 burchaklikning bosh inersiya o‘qlari bo‘lganidan, X_0 , Y_0 o‘qlari bilan X_2 , Y_2 o‘qlari orasidagi burchak $\alpha = 45^\circ$.

$$J_{X_2 Y_2} = \frac{168 - 43,6}{2} \sin(2 \cdot 45^\circ) = 62,2 \text{ sm}^4.$$

$$J_{X_C Y_C} = J_{X_1 Y_1} + A_1 \cdot a_1 \cdot b_1 + J_{X_2 Y_2} + A_2 \cdot a_2 \cdot b_2 = 0 + 22,2 \cdot (+1,78) \cdot (+2,49) + 62,2 + 13,9 \cdot (-2,86) \cdot (-4) = 319,7 \text{ sm}^4.$$

Murakkab shakl bosh inersiya o‘qlarining markaziy o‘qlarga nisbatan og‘ish burchagi α ni quyidagicha topamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{-2J_{x_c y_c}}{J_{x_c} - J_{y_c}} = -\frac{2 \cdot 319,7}{1656,5 - 422,3} = -0,518;$$

$$2\alpha = -27^{\circ}24', \quad \alpha = -13^{\circ}42'.$$

Bosh inersiya momentlarini topamiz:

$$J_u = J_{x_c} \cos^2 \alpha + J_{y_c} \sin^2 \alpha - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha =$$

$$= 1656,5 \cdot \left(\cos(-13^{\circ}42') \right)^2 + 422,3 \cdot \left(\sin(-13^{\circ}42') \right)^2 - 319,7 \cdot \left(\sin(-27^{\circ}24') \right) = 1735,7 \text{ sm}^4.$$

$$J_v = J_{x_c} \sin^2 \alpha + J_{y_c} \cos^2 \alpha - J_{x_c y_c} \sin 2\alpha =$$

$$= 1656,5 \cdot \left(\sin(-13^{\circ}42') \right)^2 + 422,3 \cdot \left(\cos(-13^{\circ}42') \right)^2 - 319,7 \cdot \left(\sin(-27^{\circ}24') \right) = 345,7 \text{ sm}^4.$$

Tekshirish:

$$J_{x_c} + J_{y_c} = 1656,5 + 422,3 = 2078,8 \text{ sm}^4;$$

$$J_u + J_v = 1735,7 + 345,7 = 2081,4 \text{ sm}^4$$

Farqi $(J_u + J_v) - (J_{x_c} + J_{y_c}) = 2,6 \text{ sm}^4$. Chiqqan xato ruxsat etiladigan chegarada.

$$J_{uv} = \frac{J_{x_c} - J_{y_c}}{2} \sin 2\alpha + J_{x_c y_c} \cos 2\alpha =$$

$$= \frac{1656,5 - 422,3}{2} (-0,4602) + 319,7 \cdot 0,8879 = -284 + 284 = 0$$

Bosh inersiya momentlarini quyidagi formuladan hisoblasa ham bo'ladi:

$$J_{\frac{u}{v}} = J_{\frac{\max}{\min}} = \frac{J_{x_c} + J_{y_c}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(J_{x_c} - J_{y_c})^2 + 4J_{x_c y_c}^2} =$$

$$= \frac{1656,5 + 422,3}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(1656,5 - 422,3)^2 + 4 \cdot 319,7^2} = 1039,4 \pm 695.$$

$$J_u = J_{\max} = 1734,4 \text{ sm}^2;$$

$$J_v = J_{\min} = 344,4 \text{ sm}^2;$$

$$J_u + J_v = 2078,8 \text{ sm}^2.$$

Bu yerda $(J_{x_c} + J_{y_c})$ bilan $(J_u + J_v)$ o'rtasida xatolik yo'q.

Nazorat va muhokama savollari:

- 1) Tekis shaklning statik momenti uning yuzasi va og'irlik markazi koordinatalari orqali qanday ifodalanadi?
- 2) Tekis shaklning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qqa nisbatan statik momenti nimaga teng?
- 3) Tekis shaklning og'irlik markazi koordinatalari qanday formulalardan topiladi?
- 4) O'qli, qutb va markazdan qochirma inersiya momentlari formulalarini yozing hamda tushuntiring.
- 5) Inersiya momentlarining qaysi biri hamma vaqt musbat qiymatga ega?
- 6) Markazdan qochirma inersiya momentlari qachon nolga teng bo'ladi?
- 7) Tekis shaklning statik momenti va inersiya momentlarining o'lcham birliklarini yozing.
- 8) O'qlar parallel ko'chirilganda yoki ma'lum burchakka burilganda inersiya momentlarining qiymatlari o'zgarishini ifodalovchi formulalarini yozing va ularning mohiyatini tushuntiring.
- 9) Bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari deganda nimani tushunasiz?
- 10) To'g'ri to'rtburchak, kvadrat, to'g'ri burchakli uchburchak va doiraviy tekis shakllarning markaziy o'qlarga nisbatan o'qli inersiya momentlari qanday formulalar yordamida hisoblanadi?
- 11) Murakkab tekis shakllarning inersiya momentlari qanday aniqlanadi?

V BOB. SILJISH

5.1 Sof siljish. Siljishda deformatsiya

Brus ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuch faktorlaridan faqat ko'ngdalang kuch nolga teng bo'lmasa bunday hodisaga siljish hodisasi deyiladi. Bunday yuklanish kam holat bo'lib, u asosan eguvchi moment bilan birgalikda bo'ladi. Lekin parchin mixlar, payvand birikmalarning ba'zi yuklanishlarida siljish holati ro'y beradi.

Sof siljish deb jismning yuzalarida faqat urinma kuchlanishlarga paydo bo'ladigan kuchlarning holatiga aytiladi (5.1-rasm). (**rasm-fyodosov-68**)

Sof siljish hodisasini quyidagi sharnirlar yordamida mahkamlangan uskuna ichidagi plastinaning deformatsiyasidan ham ko'rish mumkin (5.2-rasm). (**rasm.fyodosov-69**)

Bu yerda plastinaning hamma nuqtalarida hosil bo'ladigan urinma kuchlanish teng bo'ladi:

$$\tau = \frac{P}{l\delta} \quad (5.1)$$

Bu yerda δ plastina qalinligi.

Sof siljish uchun misol tariqasida quyidagi yupqa devorli silindrni ko'rib o'taylik. Silindrning sirtiga kvadratlar chizilgan bo'lsin va uning uchlariga qarama-qarshi yo'nalgan juft kuchlar qo'yilgan bo'lsin. Bunda silindr sof siljishga ishlaydi. Unga chizilgan kvadratlar romb shaklini oladi va silindrning yasovchisi ma'lum bir burchakka og'adi (5.3-rasm a). (**leksiyadagi rasmlar 5.1-rasm,a**)

Agar silindrni yasovchisi bo'ylab qirqib uni yoysak sof siljishga ishlaydigan plastinkani olamiz (5.3-rasm b). (**rasm.5.1-b**)

Sof siljishga ishlaydigan plastinkada tomonlari d ga qalinligi esa l ga teng bo'lgan bir elementni ajratib olamiz (5.3-rasm d). (**rasm.5.1-c**)

Bu yerda: δ – *absolyut siljish*

γ – *nisbiy siljish burchagi*

$$\frac{\delta}{d} = \operatorname{tg} \gamma$$

γ – kichik bo'lgani uchun $\operatorname{tg} \gamma = \gamma$ unda

$$\gamma = \frac{\delta}{d} \quad (5.2)$$

Tajribalar asosida elastiklik chegarasida nisbiy siljish urinma kuchlanishga to'g'ri proporsional ekanligi ko'rsatilgan.

$$\gamma = \frac{\tau}{G} \quad (5.3)$$

Unda:

$$\tau = G\gamma \quad (5.4)$$

Bu yerda: G -siljishdagi materialning elastiklik moduli.

Cho'zilish va siqilishdagi hamda siljishdagi elastiklik modullari orasida quyidagi bog'liqlik mavjud:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)} \quad (5.5)$$

$$G \left[\frac{N}{m^2}; \frac{kN}{m^2}; \frac{MN}{m^2} \right]$$

5.2 Siljishda potensial energiya

Sof siljishdagi potensial energiya quyidagifa teng:

$$u = \frac{\tau^2}{2 \cdot G}$$

bu yerda: $\tau = Q/F$

Q –ko'ngdalang kuch, F – ko'ngdalang kesim yuzasi.

Unda $u = \frac{dU}{dV}$.

Bu yerdan deformatsiyaning potensial energiyasi teng bo'ladi:

$$U = \int_V u dV = \int_l \frac{Q^2(x)}{2GF^2(x)} dx \int_F dF = \int_l \frac{Q^2(x)F(x)}{2GF^2(x)} dx = \int_l \frac{Q^2(x)}{2GF(x)} dx \quad (5.6)$$

Unda ko'ngdalang kesimi o'zgarmas bo'lgan brussning uzunligi bo'ylab bir xil ko'ngdalang kuch hosil bo'lsa undagi potensial energiya teng bo'ladi:

$$U = \frac{Q^2 h}{2GF} \quad (5.7)$$

5.3 Siljishda mustahkamlik sharti

Siljishda mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\tau = \frac{Q}{F} \leq [\tau] \quad (5.8)$$

Demak siljishda hosil bo'ladigan urinma kuchlanish ruxsat etilgan urinma kuchlanishga teng yoki undan kichik bo'lishi kerak.

Bu yerda ko'p hollarda $[\tau] = (0,5, \dots, 0,6)[\sigma]$.

5.4 Parchin mixlar hisobi

Ikkita plastina parchin mixlar yordamida mahkamlangan bo'lib plastinalarga P-cho'zuvchi kuchlar qo'yilgan bo'lsin (5.4-rasm a). (**rasm.5.5-a, agamirov**). Bu yerda parchin mixlar plastina bilan tegib turgan yuzalarda kesilishga ishlaydi. Agarda parchin mixlar bitta kesish yuzasi bo'yicha yemirilsa bunday parchin mixlar birikmasiga bir kesimli ikkita yuza bo'ylab bo'lsa ikki kesimli birikmalar deyiladi. Faraz qilaylik yuzasiga faqat urinma kuchlanish ta'sir etayotgan bo'lsin va bu kuchlanish kesilish yuzasi bo'ylab bir xilda bo'lib, ta'sir etuvchi kuch statik ko'rinishga ega bo'lsin. Unda har bir parchin mixda hosil bo'layotgan ko'ngdalang kuch teng bo'ladi:

$$Q = \frac{P}{n} \quad (5.9)$$

Bu yerda P–birikmaga ta'sir etuvchi kuch; n-parchin mixlar soni.

Unda kesilishga ishlayotgan parchin mixlar mustahkamlik sharti teng:

$$\tau = \frac{P}{nF} \leq [\tau] \quad (5.10)$$

$$\text{Bu yerda: } F = \frac{\pi d^2}{4}$$

d —parchin mix diametri. Bu holatda $[\tau] = (0.6 \div 0.8)[\tau]$ deb qabul qilinadi.

Ikki kesimli yoki ko‘p kesimli parchin mixli birikmalarda (5.10) formuladagi n -ning o‘rniga bir tomonda yotgan parchin mixlar soni qo‘yiladi.

Bulardan tashqari cho‘zuvchi kuch ma‘lum miqdordan oshgandan so‘ng parchin mixlar ezilishga ishlaydi. Unda parchin mixlarning ezilishdagi mustahkamlik sharti quyidagiga teng:

$$\frac{P}{ndt} \leq [\sigma_{ezi}] \quad (5.11)$$

Bu yerda:

$[\sigma_{ezi}] = (2 \div 2.5)[\tau]$ —ezilishdagi ruxsat etilgan normal kuchlanish, t —biriktiralayotgan plastinalarning qalinligi.

Ikkita har xil qalinlikka ega bo‘lgan plastinalar uchun $t = t_{\min}$.

Plastinalarning kesilishga mustahkamlik quyidagiga teng:

$$\sigma = \frac{P}{F_1} = \frac{P}{t(b - n_1 d)} \leq [\sigma] \quad (5.12)$$

Bu yerda F_1 —plastinaning ko‘ngdalang kesimi, n_1 —shu kesimdsagi parchin mixlar soni, b —plastinaning eni (5.4-rasm a). (**rasm.5.5-agamirov**).

5.1-masala: Cho‘zuvchi F kuch bilan yuklangan bolt qalpog‘ining diametri D va balandligi h nianiqlang (III.1- shakl). Quyidagi joiz kuchlanishlar ma‘lum:

$$\delta_{adm} = 140 \text{ MPa (cho‘zilishdagi);}$$

$$\tau_{adm} = 140 \text{ MPa (kesilishdagi);}$$

$$\sigma'_{con} = 250 \text{ MPa (ezilishdagi);}$$

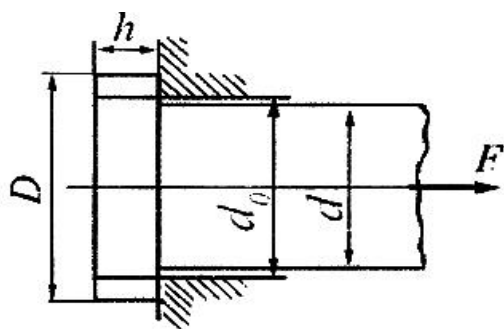
$$d_0 = 3,4 \cdot 10^2 \text{ m; } d = 3,2 \cdot 10^2 \text{ m.}$$

Material cho‘zilish, kesilish va ezilishlarga bir xil qarshilik ko‘rsatishi inobatda olingan holda, hisoblash olib borilsin.

Yechish: Chizmadan ko‘rinib turibdiki, boltning sterjen qismi cho‘zilishga, bosh qismi kesilishga, devorga tegib turgan tayanch yuzasi esa ezilishga qarshilik ko‘rsatadi.

a) sterjenning cho‘zilishdagi mustahkamlik shartidan joiz kuchni aniqlaymiz:

$$F_{adm} = \sigma_{adm} \frac{\pi d^2}{4} = 140 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,14(3,2 \cdot 10^{-2})^2}{4} = 112,6 \text{ kN.}$$



5.5-rasm

$F = F_{adm}$ (masalaning shartiga ko‘ra).

Bundan,

$$D \geq \sqrt{\frac{4F_{adm}}{\pi\sigma'_{con}} + d_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 112,6}{3,14 \cdot 250 \cdot 10^3} + (3,14 \cdot 10^{-2})^2} = 4,17 \cdot 10^{-2} \text{ m;}$$

$D = 4,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ deb qabul qilamiz.

c) Kesilishga mustahkamlik shartini yozamiz: $\frac{F}{A_{kes}} \leq \tau_{adm}$;

bu yerda, $A_{kes} = \pi d_0 \cdot h$; $F = F_{adm}$ (masalaning shartiga asosan).

$$\text{Demak, } h \geq \frac{F_{adm}}{\pi d_0 \tau_{adm}} = \frac{112,6}{3,14 \cdot 3,4 \cdot 10^{-2} \cdot 100 \cdot 10^3} = 1,055 \cdot 10^{-2} \text{ m;}$$

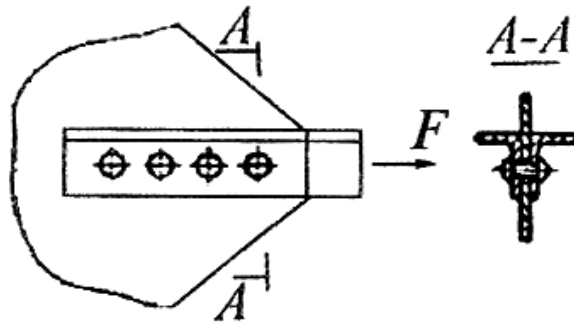
$h = 1,1 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ deb qabul qilinadi.

5.2-masala: Ikkita 90x56x8 li burchaklikdan iborat ferma raskosini $\delta = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ qalinlikdagi kosinkaga biriktirish uchun diametri $d = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ m}$ li parchin mixdan nechta zarur (5.6-rasm)? Raskosdagi cho‘zuvchi kuch $F = 300 \text{ kN}$ bo‘lib, uning materiali uchun $\sigma'_{con} = 280 \text{ MPa}$, $\tau_{adm} = 100 \text{ MPa}$ ga teng.

Yechish: Birikmada ikki kesilishli parchin mix ishlatil-ganligi sababli, uning kesilmaslik sharti

$$\tau_{kes} = \frac{F}{2n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq \tau_{adm}$$

ko‘rinishda yoziladi.



5.6-rasm

$$\text{Bunda, } n \geq \frac{N}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot \tau_{adm}} = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \frac{3,14(2,3 \cdot 10^{-2})^2}{4} \cdot 100} = 3,6.$$

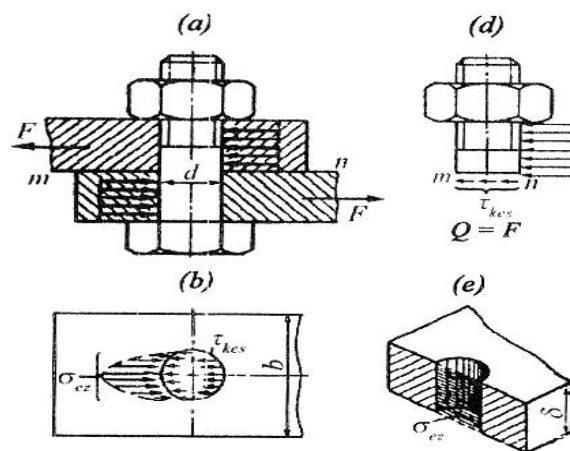
Ezilmaslik sharti esa quyidagicha:

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{n \cdot \delta \cdot d} \leq \sigma'_{con}.$$

$$\text{Bunda, } n \geq \frac{F}{\delta d \sigma'_{con}} = \frac{300 \cdot 10^{-3}}{1,2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot 280} = 3,9.$$

Demak, birikmaga $n=4$ ta parchin mix yetarli ekan.

5.3-masala: 5.7-rasmda tasvirlangan birikmadagi boltning diametrini aniqlash talab etiladi. List (polosa) ning qalinligi $\delta = 2 \cdot 10^{-2} m$ bo‘lib, uni cho‘zuvchi kuch $F=200$ kN ga teng. Bolt materiali uchun joiz kuchlanishlar ma‘lum: $[\sigma]_{ez} = 200 MPa$, $[\tau]_{kes} = 80 MPa$.



5.7-rasm

Yechish: Bolt bir kesilishli bo‘lganligi sababli kesilishdagi mustahkamlik shartini

$$\frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = [\tau]_{kes}$$

ko‘rinishida yozib, undan boltning diametrini topamiz:

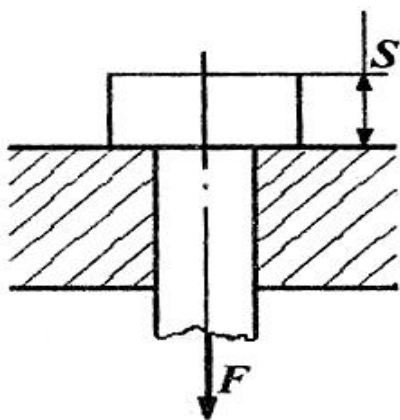
$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\delta \cdot [\sigma]_{ez}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 200 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 80 \cdot 106}} = 5,6 \cdot 10^{-2} m \approx 6 \cdot 10^{-2} m.$$

Ezilishdagi mustahkamlik sharti $\frac{F}{\delta d} \leq [\sigma]_{ez}$ dan diametrni aniqlaymiz (5.7-rasm e):

$$d \geq \frac{F}{\delta [\sigma]_{ez}} = \frac{200 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{-2} \cdot 200 \cdot 10^6} = 5 \cdot 10^{-2} m.$$

Shunday qilib, $d = 6 \cdot 10^{-2} m$ qabul qilindi.

5.4-masala: Cho‘zuvchi kuch $F=40$ kN bo‘lganda tortqining qalpog‘ida hosil bo‘luvchi kesuvchi kuchlanishning qiymatini aniqlang. Boltning diametri $d = 2 \cdot 10^{-2} m$, qalpog‘ning qalinligi esa $S = 2,4 \cdot 10^{-2} m$ ga teng (5.8-rasm).



5.8-rasm

Yechish: Shartli kesilish yuzasini hisoblaymiz:

$$A_{kes} = \pi d s = 3,14 \cdot 2,4 \cdot 10^{-2} = 15,072 \cdot 10^{-4} m^2.$$

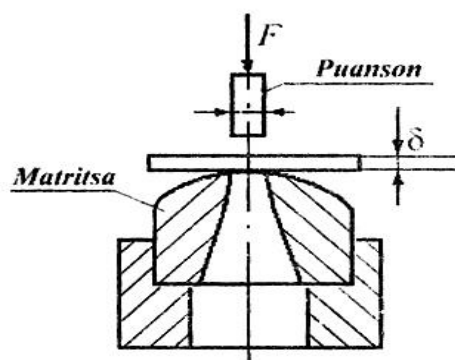
Tortqining qalpog‘idagi ezuvchi kuchlanish quyidagiga teng:

$$\sigma_{kes} = \frac{F}{A_{kes}} = \frac{40}{15,072 \cdot 10^{-4}} = 0,26 \cdot 10^3 \frac{kN}{m^2} = 0,26 MPa.$$

5.5-masala: Qalinligi $\delta = 1,4 \cdot 10^{-2} m$ bo‘lgan po‘lat listda (5.9-rasm) $d = 1,4 \cdot 10^{-2} m$ li teshik o‘yish uchun puansonga qanday F kuch qo‘yilishi kerak? List materialining kesilishiga qarshilik qiluvchi mustahkamlik chegarasi $\tau_b = 360 MPa$ ga teng.

Yechish: Listga teshik o‘yishda puanson kesgan yuza:

$$A_{kes} = \pi d \delta = 3,14 \cdot 1,4 \cdot 10^{-2} \cdot 1,2 \cdot 10^{-2} = 5,28 \cdot 10^{-4} m^2.$$



5.9-rasm

Teshik o'yish uchun zarur bo'lgan kuch esa quyidagicha topiladi:

$$F = \tau_b \cdot A_{kes} = 360 \cdot 10^3 \cdot 5,28 \cdot 10^4 = 190,08 kN.$$

Nazorat va muhokama savollari:

- 1) Qanday kuchlanish holati sof siljish deyiladi?
- 2) Siljishdagi Guk qonuni qanday ifodalanadi?
- 3) Birinchi va ikkinchi tur elastiklik modullari orasidagi matematik bog'lanishni yozing va tushuntiring.
- 4) Sof siljishda hajmning o'zgarishidan solishtirma potensial energiya hosil bo'lmasligini tushuntiring.
- 5) Siljishdagi potensial energiya qanday aniqlanadi?
- 6) Siljish deformatsiyasiga oid hisoblashlar qanday cheklanishlarga asoslangan?
- 7) Siljishdagi joiz urinma kuchlanish bilan oddiy cho'zilish yoki siqilishdagi joiz normal kuchlanish orasidagi bog'lanishni tushuntiring.
- 8) Ezilish deformatsiyasi qanday sharoitda paydo bo'ladi?

VI BOB. BURALISH

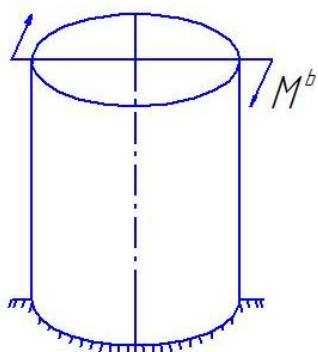
6.1 Umumiy tushunchalar

Silindrik sterjenning bir uchini mahkamlab, ikkinchi uchiga juft kuch qo'yilsa sterjen buraladi; uning ko'ndalang kesimlari mahkamlangan qismiga nisbatan aylanadi. Ta'sir ettirilgan juft kuch momenti **burovchi moment** deb ataladi va M^b orqali belgilanadi.

Silindrik sterjen buralishga ishlasa **val** deb ataladi. Silindrik sterjenlarning buralish nazariyasidan ko'pincha turli vallarni hisoblashda ishlatiladi, masalan transmissiya vali (tasmali).

Buralish deformatsiyasi mashinasozlikda eng ko'p uchraydigan deformatsiyalar turiga kiradi. Valning mustahkamligini ta'minlash uchun uning hafvli kesimini aniqlash lozim. Buning uchun valda hosil bo'ladigan eng katta burovchi moment qiymatini aniqlash lozim, ya'ni valning uzunligi bo'ylab o'zgaruvchi burovchi moment epyurasini qurish lozim bo'ladi.

Burovchi momentni bir jismdan ikkinchi jismga uzatishda qo'llaniladigan uskunaga shkiv deyiladi.



6.1-rasm

Har bir shkivga tasir qiladigan burovchi moment shu shkivga bog'langan stanok quvvati va aylanish tezligi orqali ma'lum formula yordamida topiladi.

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

Bu yerda N —stanok quvvati (ot kuchida), V —val sirtidagi nuqta tezligi, n —valning bir minutdagi aylanish soni, P —valga qo'yilgan aylana kuch, R —shkiv radiusi.

$$1 \text{ ot kuchi} = 0,736 \text{ kVt}$$

$$\text{Unda burovchi moment teng bo'ladi: } M^b = 7162 \frac{N}{n} N \cdot m$$

6.2 Silindrik sterjenlarning buralishidan hosil bo'ladigan kuchlanish va deformatsiya

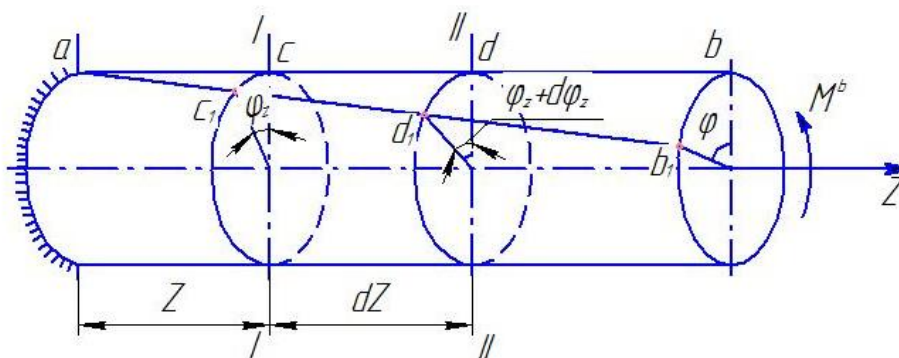
Doiraviy kesimli silindrik sterjenlar buralishga sinalganda uncha katta bo'lmagan elastik deformatsiya hosil bo'ladi natijada bu valning ko'rinishi va o'lchamlariga katta ta'sir ko'rsatmaydi. Shuning uchun quyidagi xulosalarni chiqarish mumkin:

1) Valning to'g'ri chiziqli o'qi deformatsiyadan keyin ham to'g'ri chiziqligicha qoladi;

2) Stejenning deformatsiyagacha bo'lgan tekis kesim yuzasi deformatsiyadan keyin ham tekisligicha qoladi.

3) Doira ko'rinishdagi valning kesim radiusi deformatsiyadan keyin ham shu ko'rinishda qoladi.

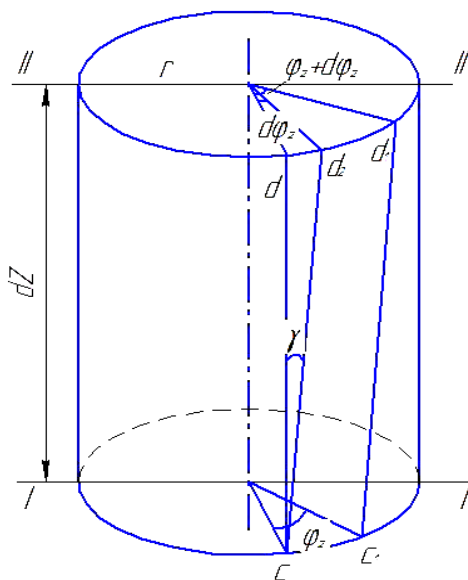
Bir uchi bilan mahkamlangan silindrik sterjen erkin uchining ko'ndalang kesim yuzasiga juft kuch qo'yilgan bo'lsin (6.2-rasm).



6.2-rasm

Deformatsiyadan keyin yonma-yon turgan sterjenning ko'ndalang kesimlari bir-biriga nisbatan siljidi, kesim mahkamlangan nuqtadan qancha uzoq bo'lsa, bu siljish shuncha katta bo'ladi.

Rasmdan ko'rinib turibdiki, deformatsiyadan oldingi valning ab yasovchisi gorizontal holatda bo'lsa, deformatsiyadan keyin a_1b_1 holatni oladi. Bu yerda φ – kesimning buralish burchagidir.



6.3-rasm

Sterjenning mahkamlangan kesimidan Z masofada yotgan dz uzunlikdagi valni ko‘rib o‘tamiz. Buning uchun I-I va II-II kesimlar o‘tkazamiz. Sterjenning mahkamlangan kesimidan Z masofada yotgan dz uzunlikdagi valni kesimi φ_z burchakga burilsa, $z + dz$ masofadagisi esa $\varphi_z + d\varphi_z$ burchakga buriladi.

C nuqtadan c_1d_1 ga parallel o‘tkazamiz.

Unda dd_2 yoy ikkinchi kesimni birinchi kesimga nisbatan absolyut siljishi bo‘lib, u teng bo‘ladi.

$$\overline{dd_2} = r \cdot d\varphi_z$$

$$\overline{dd_2} = \gamma \cdot dz$$

Bulardan:

$$\gamma = \frac{r \cdot d\varphi_z}{dz}$$

Bu yerda: $\frac{d\varphi_z}{dz} = \Theta$

Θ – sterjenning uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan buralish burchagi. Unda

$$\gamma = r \cdot \Theta$$

Bu formuladan ko‘rinib turibdiki, nisbiy siljish sterjen kesim yuzi radiusiga to‘g‘ri proporsional ekan. Unda ρ radiusli har qanday elementning nisbiy siljishi teng ekan:

$$\gamma_\rho = \rho \cdot \Theta \quad (6.1)$$

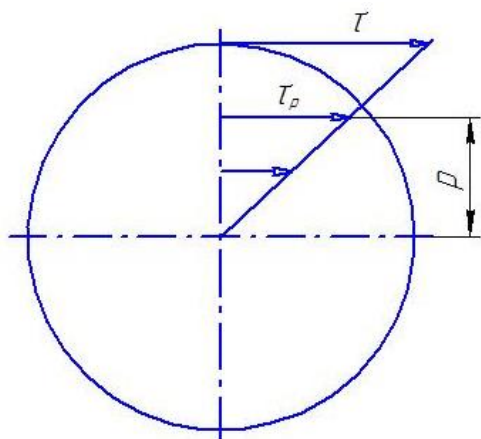
Sterjen buralganda uning kesimlari bir-biriga nisbatan siljishi tufayli, bu kesimlardagi urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun siljishdagi Guk qonunidan foydalanamiz:

$$\tau = \gamma \cdot G$$

Unda (6.1)ni bu formulaga qo‘yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\tau = \rho \cdot \Theta \cdot G \quad (6.2)$$

Unda buralishdagi zo‘riqish kuchi teng bo‘ladi: $\tau_\rho \cdot dF = \rho \cdot \Theta \cdot G \cdot dF$



6.4-rasm

Bu yerda:

$$dM = G \cdot \rho^2 \cdot \Theta \cdot dF$$

$$M^b = \int G \cdot \rho^2 \cdot \Theta \cdot dF = G \cdot \Theta \cdot \int \rho^2 dF$$

Bizga ma‘lumki:

$$J_\rho = \int \rho^2 dF$$

Unda:

$$M^b = G \cdot \Theta \cdot J_\rho$$

Bu formuladan valning nisbiy buralish burchagi teng bo‘ladi:

$$\Theta = \frac{M^b}{G \cdot J_\rho} \quad (6.3)$$

Unda valning buralish burchagi quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\Theta \cdot l = \varphi = \frac{M^b \cdot l}{G \cdot J_\rho} \quad (6.4)$$

(6.3) ni (6.2) ga qo‘yib, quyidagini hosil qilamiz.

$$\tau = \frac{M^b}{G \cdot J_\rho} \cdot \rho \cdot G = \frac{M^b}{J_\rho} \cdot \rho \quad (6.5)$$

Bu yerda: $\frac{J_\rho}{y} = W_\rho$. W_ρ – doiraviy kesim yuzasining qutb qarshilik momenti.

Unda valda hosil bo‘ladigan urinma kuchlanish teng bo‘ladi:

$$\tau = \frac{M^b}{W_\rho} \quad (6.6)$$

(6.5) va (6.6) lardan ko‘rinib turibdiki buralishda eng katta urinma kuchlanishlar kesimning chekka nuqtalarida hosil bo‘lar ekan (6.4-rasm).

6.3 Valning buralishdagi mustahkamlik sharti

Valning buralishdagi mustahkamlik sharti hosil bo'lgan maksimal urinma kuchlanishning ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan kichikligidan iborat.

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}^b}{W_{\rho}} \leq [\tau] \quad (6.7)$$

Bu yerda M_{\max}^b -valning eng xavfli kesimiga tegishli burovchi momentdir. Bu tenglama yordamida uch xil masalani yechish mumkin. Bulardan eng muhimi vallarning diametrini aniqlashdir. Buning uchun (6.7) dan val ko'ndalang kesimini qarshilik momentini topamiz.

$$W_{\rho} \leq \frac{M_{\max}^b}{[\tau]}$$

bu yerda $W_{\rho} = \frac{\pi d^3}{16}$ unda

$$\frac{\pi d^3}{16} \leq \frac{M_{\max}^b}{[\tau]}$$

bu formuladan valning dimetri teng bo'ladi:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M^b \cdot 16}{[\tau] \cdot \pi}} = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_{\max}^b}{[\tau]}}$$

Agarda burovchi momentni quvvat orqali ifodalasak, unda:

$$M^b = 9736 \frac{N}{n}$$

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{9736 \cdot N}{[\tau] \cdot n}}$$

Bu formuladan ko'rinib turibdiki, agarda aylanishlar soni oshsa, valning diametrini kamaytirish mumkin.

6.4 Buralgan sterjenlarning bikrlilik sharti

Buralishga ishlayotgan sterjenlar mustahkam bo'lishi bilan birga biki bo'lishlari ham kerak, ya'ni xosil bo'lgan nisbiy buralish burchagi ruxsat etilgan nisbiy buralish (shu material uchun) burchagidan ortib ketishi kerak emas.

$$\Theta_{\max} = \frac{M^b}{W_\rho} \leq [\Theta] \quad (6.8)$$

Θ – sterjen uchun ruxsat etilgan nisbiy buralish burchagi.

Ko‘pincha nisbiy buralish burchagi gradus qiymatda olinadi, u holda (6.8) quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi.

$$\Theta^0 = \frac{180}{\pi} \cdot \frac{M^b \cdot 100}{G \cdot J_\rho} \leq [\Theta^0] \quad (6.9)$$

Odatda o‘rtacha o‘lchamdagi vallar uchun:

$$\Theta^0 = 0,5 \frac{\text{grad}}{m}$$

Bu yerda valning diametrini (6.9) dan aniqlaymiz.

$$J_\rho = 0,1d^4$$

J_ρ – doiraviy kesim yuzasi uchun qutb inersiya momenti.

Unda:

$$d = \sqrt[4]{\frac{180}{\pi} \cdot \frac{M^b \cdot 100}{G \cdot 0,1 \cdot [\Theta]}} = 15,33 \sqrt[3]{\frac{M^b}{G \cdot [\Theta]}}$$

Agarda quvvat orqali ifodalasak, unda:

$$d = \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Ko‘pincha vallarning diametri mustahkamlik va bikrlilik shartlaridan topilib, ularning katta qiymati olinadi.

Odatda,

$$[\Theta^0] = 0,3 \div 1 \frac{\text{grad}}{m}$$

qabul qilingan.

6.1-masala: Aylanishlar soni $n = 300 \text{ ayl/min}$ quvvati $P = 450 \text{ kN}$ o.k ga teng bo‘lgan yaxlit valning diametri aniqlansin. Aylanish burchagi val uzuligining 2 m ga 1° dan oshmasligi kerak.

$$[\tau] = 40 \text{ MPa}, \quad G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$$

Yechish: Burovchi moment qiymatini aniqlaymiz.

$$T_e = 7160 = 7160 \frac{P}{n} = 7160 \frac{450}{300} = 10740M;$$

Valning diametrini aniqlaymiz:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T_e}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10740}{\pi \cdot 40 \cdot 10^6}} = 0.111m;$$

Valning diametri bikrlilik sharti bo'yicha quyidagiga teng:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32T_e}{\pi[\varphi_0]G}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 10740}{\pi \frac{1}{2 \cdot 57.2} \cdot 8 \cdot 10^{10}}} = 0.112m$$

Valning diametrini $d = 0,112m$ deb qabul qilamiz.

6.2-masala: Ikkita bir xil materialdan yasalgan, bir xil uzunlikdagi o'zaro teng burovchi moment uzatuvchi val berilgan. Ulardan biri yaxlit, ikkinchisi esa g'ovak bo'lib, uning g'ovakli koeffitsienti $\alpha = 0.8$ ga teng. Yaxlit val, g'ovakli valga nisbatan necha marta og'ir.

Yechish: Bir xil materialdan yasalgan, bir xil mustahkamlikka ega vallar deb burovchi momentning biror qiymatiga ega katta urinma hosil bo'ladigan vallar aytiladi. Unda:

$$\frac{T_e}{W_s^{yaxl}} = \frac{T_e}{W_s^{gov}};$$

$$\text{bu yerdan } W_s^{yaxl} = W_s^{gov} \text{ unda } \frac{\pi D^{yaxl}{}^3}{16} = \frac{\pi D^{gov}{}^3}{16} (1 - 4^\alpha)$$

Vallar massasining nisbati ular ko'ndalang kesimlarining nisbatiga tengligidan:

$$m^{yaxl} : m^{gov} = F^{yaxl} : F^{gov} = \frac{\pi D^{gov}{}^3}{16} (1 - \alpha^2);$$

Bu tenglamaga diametrlar nisbatini keltirib qo'yib quyidagini hosil qilamiz.

$$\frac{m^{yaxl}}{m^{gov}} = \frac{(1 - \alpha^{4^{\frac{2}{3}}})}{(1 - \alpha^2)} = 1,955;$$

Demak bir xil mustahkamlikda g'ovakli val yaxlit valga nisbatan ikki barobar yengil ekan.

6.3-masala: Agar ichki va tashqi diametrlarining nisbati $a = d_2 : d_1 = 0,7$ bo'lgan g'ovak val bilan diametri d ga teng yaxlit vallarning ko'ndalang kesim yuzalari bir xil bo'lsa, qaysi val chidamli bo'ladi? Ikkala valning bikrligi solishtirilsin.

Yechish: Masalaning shartidan $A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi d_1^2}{4} (1 - \alpha^2)$ munosabatni yozib olamiz.

Bundan, $d = \sqrt{1 - \alpha^2} d_1 = 0,714 d_1$ kelib chiqadi.

Ikkala valda ham eng katta urinma kuchlanish kesimdagi eng chekka nuqtalarda paydo bo'ladi:

$$\tau_{ya}^{\max} = \frac{16T_e^{\max}}{\pi d^3};$$

$$\tau_s^{\max} = \frac{16T_e^{\max}}{\pi d_1^3 (1 - \alpha^4)}.$$

Bundan chiqdi, g'ovak val yaxlit valga qaraganda

$$\frac{d_1^3 (1 - \alpha^4)}{d^3} = 2,088$$

marta mustahkamroq bo'lar ekan.

Vallarning bikrligi quyidagi nisbatda bo'ladi:

$$\frac{d_1^4 (1 - \alpha^4)}{d^4} = 2,92$$

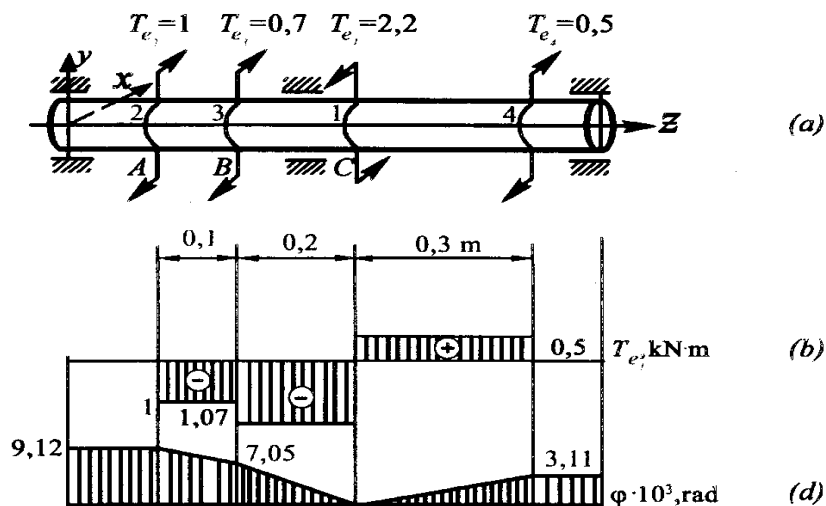
Demak, yaxlit valning bikrligi g'ovak valning bikrligi dan taxminan 3 marta katta ekan.

6.4-masala: O'zgarmas burchak tezlik bilan aylanayotgan 1-shkiv qolgan 3 ta shkivni aylanma harakatga keltiradi (6.5-rasm). Bu shkivlarda hosil bo'lgan momentlar quyidagilarga teng: $T_{e_2} = 1kN \cdot m$; $T_{e_3} = 0.7kN \cdot m$; $T_{e_4} = 0.5kN \cdot m$. Ko'ndalang kesimi yaxlit hamda g'ovak ko'rinishdagi ($d : D = 0.8$) vallarning diametrlari aniqlansin ($[\tau]_{ort} = 80MPa$). Burovchi moment hamda buralish burchaklari epyuralari ko'rilsin. Bikrlik shartlari quyidagi tengliklar bo'yicha tekshirilsin: $[\theta] = 3 \cdot grad / m$; $G = 8 \cdot 10^4 MPa$.

1-shkivdagi burovchi moment qiymatini aniqlaymiz:

$$\sum M_z = 0; \quad T_{e_1} = T_{e_1} + T_{e_3} + T_{e_4} = 2.2 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

Valni uchta oraliqqa bo'lib, ulardagi eguvchi momentlarni aniqlaymiz (oldingi masaladagidek) va uning epyurasini quramiz (6.5-rasm b). Demak, eng katta burovchi moment



6.5-rasm

$T_e^{\max} = 1.7 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ga teng. Buralishdagi mustahkamlik shartiga binon, val ko'ndalang kesimining qutb inersiya momentini aniqlaymiz:

$$W_p \geq \frac{T_e^{\max}}{[\tau]_{ort}} = \frac{1700}{80 \cdot 10^6} = 21.25 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Aylanma ko'rinishidagi kesimning qarshilik momenti $W_p = \pi D^3 / 16$ ekanligini e'tiborga olib, ko'ndalang kesim yaxlit bo'lgan valning diametrini aniqlaymiz:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 21.25}{3.14}} = 4.77 \text{ sm}$$

Kesimi g'ovak ko'rinishidagi val uchun:

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{3.14 D^3}{16} (1 - 0.8^4) = 0.116 D^3.$$

Shunga ko'ra, uning ichki va tashqi diametrlari:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{W_p}{0.116}} = \sqrt[3]{\frac{21.25}{0.116}} = 5.68 \text{ sm}$$

$d = 0.8 \cdot 5.68 = 4.54 \text{ sm}$ ga teng bo'ladi.

Yaxlit va g'ovak vallarning ko'ndalang kesim yuzalarini aniqlaymiz:

$$A_{yaxl} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3.14 \cdot 4.77^2}{4} = 17.9 \text{ sm}^2$$

$$A_{g'ovak} = \frac{\pi D^2}{4} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] = \frac{3.14 \cdot 5.68^2}{4} (1 - 0.8^2) = 9.12 \text{ sm}^2.$$

Bu qiymatlarni solishtirish shuni ko'rsatadiki, g'ovak valni qo'llaganda unga sarf bo'ladigan metall miqdori yaxlit valga nisbatan ikki baravar kam bo'lar ekan.

Keyingi hisoblarni g'ovak val uchun amalga oshiramiz.

Val ko'ndalang kesimi yuzalarining buralish burchaklarini 1-shkiv mahkamlangan kesim yuzasini qo'zg'almas deb hisoblab, shu kesimga nisbatan aniqlaymiz:

$$\varphi_{CD} = \frac{T_e^{CD} l_{CD}}{G \cdot I_p} = \frac{500 \cdot 0.3}{80 \cdot 10^{10} \cdot 60.3 \cdot 10^{-8}} = 3.11 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Bu yerda,

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] = \frac{3.14 \cdot 5.68^4}{32} [1 - 0.8^4] = 6.03 \text{ sm}^4$$

$$\varphi_{CB} = \frac{T_e^{BC} l_{BC}}{G \cdot I_p} = \frac{1700 \cdot 0.2}{80 \cdot 10^{10} \cdot 60.3 \cdot 10^{-8}} = 7.05 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_{BA} = \frac{T_e^{AB} l_{AB}}{G \cdot I_p} = \frac{100 \cdot 0.1}{80 \cdot 10^{10} \cdot 60.3 \cdot 10^{-8}} = 2.07 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

$$\varphi_{CB} = \varphi_{CB} + \varphi_{BA} = 7.05 \cdot 10^{-3} + 2.07 \cdot 10^{-3} = 9.12 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$$

Valning bikrlilik shartini tekshiramiz. Unda nisbiy buralish burchaklari:

$$\text{CD oraliqda } \theta_{CD} = \varphi_{CD} / l_{CD} = 3.11 \cdot 10^{-3} / 0.3 = 0.0104 \text{ rad} / m$$

$$\text{CB oraliqda } \theta_{CB} = \varphi_{CB} / l_{CB} = 7.05 \cdot 10^{-3} / 0.2 = 0.0353 \text{ rad} / m$$

$$\text{BA oraliqda } \theta_{BA} = \varphi_{BA} / l_{BA} = 2.07 \cdot 10^{-3} / 0.1 = 0.0207 \text{ rad} / m$$

ga teng bo'ladi.

Topilgan qiymatlardan ko'rinib turibdiki, eng katta nisbiy buralish burchagi quyidagiga teng:

$$\theta_{\max} = \theta_{CB} = 0.0353 < [\theta] = 3 : 57.3 = 0.0524 \text{ rad} / m$$

Bu yerda, $1_{rad} = 57.3grad$ Demak, valning bikrligi qanoatlantiradigan darajada ekan.

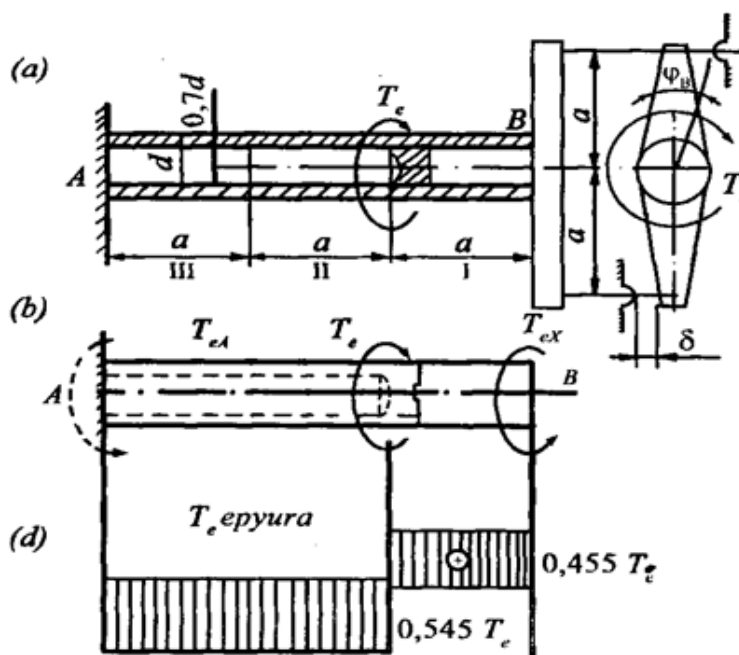
6.5-masala: Chap uchi bilan qistirib mahkamlangan, uchiga esa qo'zg'almas qilib, biriktirilgan bikr travers o'rnatilgan brusni tashqi moment burmoqda (6.6-rasm *a*). Traversning aylanishini maxsus tayanch cheklaydi.

Berilgan brus uchun burovchi moment epyurasini qurish talab etiladi.

Yechish: Brusning o'ng uchini tayanchdan ozod qilib, *B* kesimning qanchaga aylanishini hisoblaymiz (6.6-rasm *b*).

$$\varphi_{BT_e} = \frac{T_e \cdot 2a}{G \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4)} = \frac{T_e \cdot 2a}{G \frac{\pi d^4}{32} [1 - (0.7)^4]} = 26.8 \frac{T_e \cdot a}{Gd^4}.$$

Bundan chiqdi, masala statik noaniq ekan, chunki brus T_e moment bilan yuklanganda oraliq yopilib, travers va tayanch orasidagi qiymati hozircha noma'lum bo'lgan T_{eX} juft kuch vujudga keladi (6.6-rasm *b*).



6.6-rasm

Muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$-T_{eA} + T_e - T_{eX} = 0 \text{ yoki } T_{eA} + T_{eX} = T_e.$$

Kuchlar ta'sirining bir-biriga xalal bermaslik prinsipiga tayanib, qo'shimcha tenglama, ya'ni ko'chish tenglamasini tuzamiz:

$$\frac{T_e \cdot 2a}{G \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4)} - \frac{T_{ex} \cdot 2a}{G \frac{\pi d^4}{32} (1 - \alpha^4)} - \frac{T_{ex} \cdot 2a}{G \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{\delta}{a}$$

Tegishli soddalashtirishdan so'ng, $T_{ex} = 0.455 \cdot T_e$ ekanligi kelib chiqadi. Demak, qistirib mahkamlangan tayanchda, $T_{eA} = T_e - T_{ex} = 0.545T_e$ ga teng bo'lgan burovchi moment hosil bo'lar ekan.

Kesish usulini qo'llab, burovchi moment epyurasini quramiz (6.6-rasm *d*).

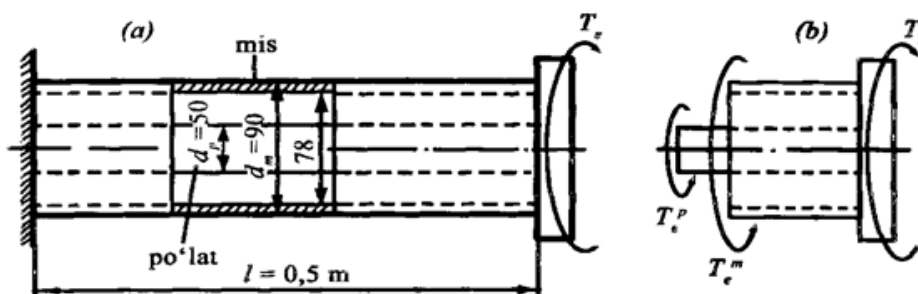
6.6-masala: Po'lat valik va mis trubka chap uchi bilan devorga qistirib mahkamlangan, o'ng uchiga esa biki disk biriktirilgan (6.7-rasm *a*). Diskka T_e tashqi moment qo'yilgan.

T_e momentning ruxsat etilgan qiymatini aniqlash talab etiladi.

Quyidagi ma'lumotlar berilgan:

po'lat uchun: $\tau_{adm}^p = 10MPa$ $G_p = 8 \cdot 10^4 MPa$

mis uchun: $\tau_{adm}^m = 50MPa$; $G_m = 4 \cdot 10^4 MPa$.



6.7-rasm

Yechish: Kesish usulini tatbiq etib (6.7-rasm *b*) quyidagi muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$T_e^p + T_e^m - T_e = 0;$$

bu yerda, T_e^p va T_e^m - tegishlicha po'lat valik va mis trubkalar qabul qiladigan burovchi momentlar.

Masala bir marta statik noaniq hisoblanadi. Shuning uchun qo'shimcha tenglama tuzish zarur.

Valik va trubkaning o'ng uchlaridagi kesimning buralish burchaklari teng, chunki disk ularga biki qilib mahkamlangan. Bu shartni quyidagicha yozamiz:

$$\varphi_p = \varphi_m \text{ yoki } \frac{T_e^p l}{G_p J_{\rho}^p} = \frac{T_e^m l}{G_m J_{\rho}^m}.$$

Bu formulaga son qiymatlarini qo'yib $T_e^p = 0.302T_e$; $T_e^m = 0.698T_e$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz. Valikni mustahkamlikka tekshiramiz:

$$\tau_{\max}^p = \frac{0.302 \cdot T_e}{W_{p_p}} \leq \tau_{adm}^p$$

Bundan,

$$T_{adm}^p = T_e = \frac{1}{0.302} \cdot W_{p_p} \tau_{\max}^p = \frac{\frac{\pi}{16} \cdot 50^3 \cdot 100}{0.302} = 8kN \cdot m;$$

trubkaning mustahkamlik shartidan esa,

$$T_{adm}^m = \frac{1}{0.698} \cdot W_{\rho_m} \tau_{adm}^m = \frac{\frac{\pi}{16} \cdot 90^3 \left[1 - \left(\frac{78}{90} \right)^4 \right] \cdot 50}{0.698} = 4.52kN \cdot m;$$

kelib chiqadi.

Bundan chiqdi, tashqi momentning ruxsat etilgan miqdori bo'lib, mis trubkaning mustahkamligi bilan aniqlanadi. Agar konstruksiya ruxsat etilgan momentga teng tashqi moment bilan yuklansa, u holda po'lat valik to'liq yuklanmaydi. Balki u ruxsat etilganiga nisbatan $\frac{8 \cdot 4,52}{8} \cdot 100\% = 43,5\%$ ga kam yuklanadi. Ammo bundan po'lat valikning diametrini kichiklashtirish mumkin ekan, degan xulosa kelib chiqmaydi. Chunki diametr o'zgarsa, tashqi moment qayta taqsimlanadi.

Nazorat va muhokama savollari:

1. Nisbiy buralish burchagi qanday aniqlanadi?
2. nisbiy siljish va nisbiy buralish burchaklari orasida qanday munosabat mavjud?
3. Buralishda qarshilik momenti qandayt aniqlanadi? Uning o'lcham birligini yozing.
4. Qanday kattalik buralishdagi birklik deyiladi? Uning o'lcham birligini yozing.
5. Buralishda Guk qonuni qanday ifodalanadi?

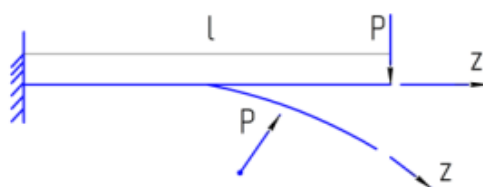
6. Kesimi doiraviy vallar buralganda kesimining qaysi nuqtalarida eng kata urinma kuchlanishlar paydo bo'ladi?
7. Kesimi doiraviy vallar buralganda mustahkamlik sharti qanday ko'rinishda yoziladi?
8. Buralishda deformatsiyaning potensial energiyasini aniqlash formulasini yozing va tushuntiring?
9. Buralishda statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?

VII BOB. EGILISH

7.1 Umumiy tushunchalar. Sof va ko'ndalang egilish

Amaliyotda eng ko'p uchraydigan deformatsiya turlaridan biri bu egilish deformatsiyasidir. Egilishga ishlaydigan konstruksiyalar bular ko'priklar, binolarning to'sinlari, yuk mashinalarining ramalari, kranlar va boshqa qurilmalar.

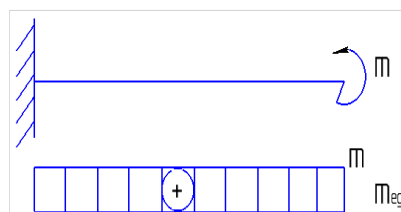
Egilish haqidagi dastlabki hodisalar Galiley tomonidan o'rganilgan, lekin u jismlarni absolyut qattiq deb qaragan. Robert Gukning qonuni e'lon qilingandan so'ng, bu masalaning yechimi berildi. Hodisaning zamonaviy ko'rinishi Lyu-Novie (1785-1836) tomonidan berilgan.



7.1-rasm

Tashqi ta'sirdan brus geometrik o'qining egri chiziq tarzida o'tishga egilish hodisasi deyiladi.

Bunda brus ko'ndalang kesim yuzalarida eguvchi moment va kesuvchi kuch ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Agar brus ko'ndalang kesim yuzasida faqat eguvchi moment hosil bo'lishidan yuzaga keluvchi deformatsiya turiga sof egilish deyiladi (7.2-rasm).

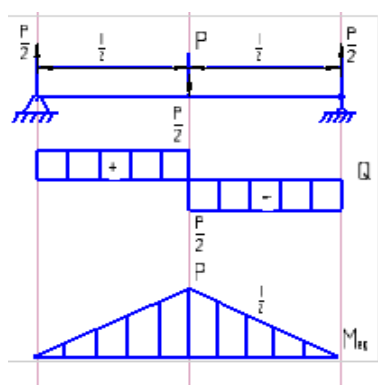


7.2-rasm

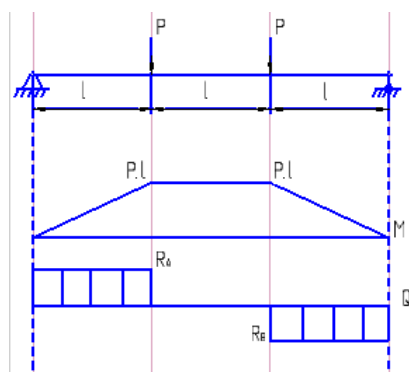
$$\left. \begin{array}{l} M_{egil} \neq 0 \\ Q = 0 \end{array} \right\} \text{sof egilish}$$

$$\left. \begin{array}{l} M_{egil} \neq 0 \\ q \neq 0 \end{array} \right\} \text{ko'ndalang tekis egilish}$$

Kesim yuzasida bir vaqtning o'zida ham eguvchi moment ham ko'ndalang kuch hosil bo'lishidan yuzaga keluvchi deformatsiya turiga esa ko'ndalang tekis egilish deyiladi (7.3 va 7.4-rasm).

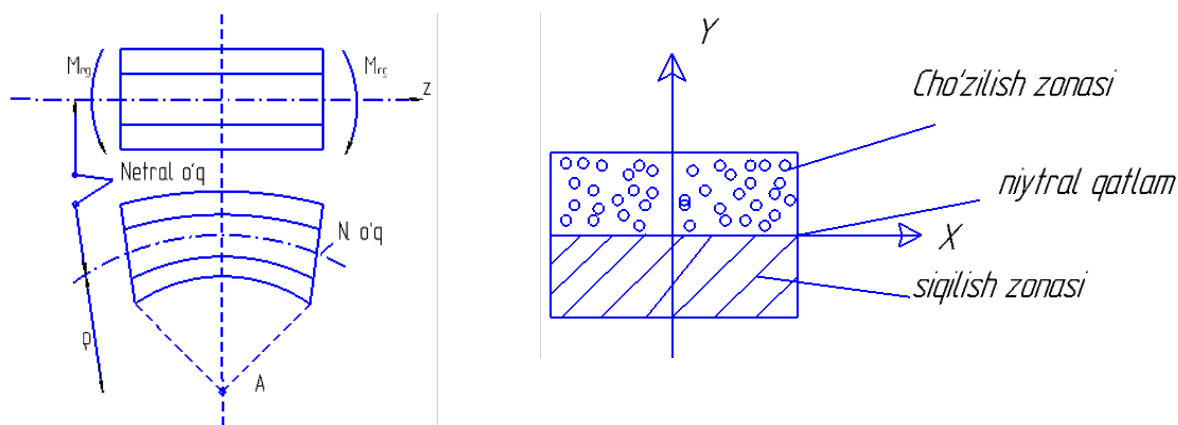


7.3-rasm



7.4-rasm

Egilish hodisasini o'rganish uchun oldi tomoniga to'r chizilgan kauchuk balka deformatsiyasini ko'rib o'taylik.



7.5-rasm

Balka M_{eg} ta'sirida sof egilishda bo'lsin. 7.5-rasmdan ko'rinib turibdiki, neytral qatlamdan yuqorida joylashgan tolalar cho'zilib, pastki tolalar esa siqilmoqda. Neytral qatlamda joylashgan tolalar uzunligi esa o'zgarmaydi.

Demak, egilishga ishlayotgan balkalarda bir paytning o'zida cho'zilish va siqilish hodisalari ro'y beradi.

Neytral qatlamning kuch tekisligi bilan kesishishidan hosil bo'lgan nuqtalarning geometrik orniga neytral o'q deb ataladi. Odatda $E_{cho'z} = E_{siq}$ bo'ladi.

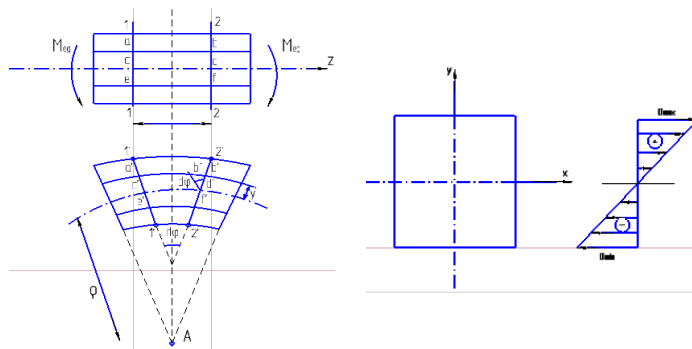
7.2 Egilishdagi normal kuchlanishlarni aniqlash

Ko'ndalang egilishda balka ko'ndalang kesimida tashqi kuchlar ta'sirida normal va urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Normal kuchlanish eguvchi moment ta'sirida hosil bo'lsa urinma kuchlanish esa ko'ndalang kuch ta'sirida hosil bo'ladi. Normal kuchlanishni aniqlash uchun yuqorida keltirilgan (rasm-6.4) balkaning deformatsiyalanish jarayonini ko'rib o'tamiz (rasm-6.5).

Sof egilishda bo'lgan balkani dz uzunlikda 1-1 va 2-2 kesimlar bilan fikran kesib neytral o'qdan y masofada yotgan tolaning deformatsiyasini o'rganamiz. Deformatsiyagacha ab , cd va ef uzunlikdagi tolalar deformatsiyadan keyin a^1b^1 , c^1d^1 va e^1f^1 uzunliklarga ega bo'ladi. Shakldan ko'rinib turibdiki ab tola cho'zilsa ef tola siqilar ekan. cd tola uzunligi esa o'zgarmas holda qoladi, chunki bu tola neytral qatlam ustida yotibdi.

d^1 nuqtadan c^1 a^1 ga parallel o'tkazamiz. Unda $b^1 b^1$ ab tolaning absolyut bo'ylama deformatsiyasidir. Bu erda $c^1d^1 = a^1b^1$. Unda ab tolaning nisbiy bo'ylama deformatsiyasi teng bo'ladi:

$$\varepsilon_z = \frac{b^1b^1}{ab} = \frac{b^1b^1}{c^1d^1} = \frac{yd\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}; \quad (7.1)$$



7.6-rasm

Bu yerda:

$$b'' = yd\varphi$$

$$c'd' = \rho d\varphi;$$

$\int_F y \cdot dF = 0$ yani neytral o'q kesimining markazidan o'tadi. Bizga ma'lumki,

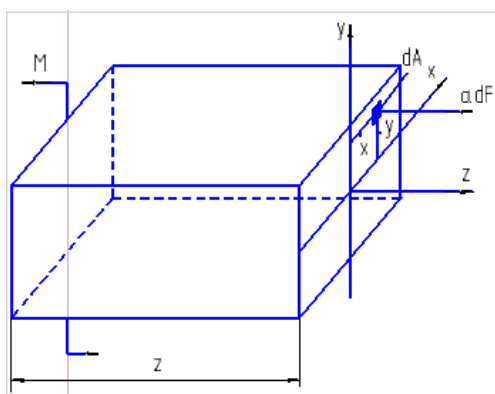
Guk qonuni bo'yicha

$$\sigma = E\varepsilon;$$

Unda

$$\sigma_z = E\varepsilon_z = E \cdot \frac{y}{\rho}; \quad (7.2)$$

(7.2) dan $E = const$; Bu yerdan σ_z ni topib bo'lmaydi, chunki ρ noma'lum. σ_z ni topish uchun sof egilishda bo'lgan Z uzunlikdagi balkani olib, uning muvozanatini tekshiramiz. Bu sistema fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasi bo'lgani uchun uning muvozanatda bo'lish sharti quyidagi 6 ta tenglamadan iborat:



7.7-rasm

$$\sum X = 0 \quad (1)$$

$$\sum Y = 0 \quad (2)$$

$$\sum Z = 0 \quad (3)$$

$$\sum M_x = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_y = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_z = 0 \quad (6)$$

Ularni ko'rib chiqamiz

1. $\sum X = 0$ bu yerda tenglama yo'q;

2. $\sum Y = 0$ bu yerda tenglama yo'q;

3. $\sum Z = 0 \int_F \alpha dF = 0$; bu tenglamaga (7.2) ni qo'yib quyidagini hosil qilamiz.

$\int_F E \frac{y}{\rho} dF = 0$; yoki $\frac{E}{\rho} \int_F y \cdot dF = 0$; bu yerda $\int_F y \cdot dF = S_x$ demak $\frac{E}{\rho} \neq 0$; $S_x = 0$ ya'ni

neytral o'q kesimning markazidan o'tadi.

$$4. \sum M_y = 0; \int_F x \sigma dF = 0; \frac{E}{\rho} \int_F x \cdot y \cdot dF = 0; \frac{E}{\rho} \neq 0; \int_F x \cdot y \cdot dF = 0;$$

bu yerda $\int_F x \cdot y \cdot dF = J_{xy}$;

Demak, x va y lar bosh markaziy o'qlar ekan.

$$5. \sum M_z = 0; \text{ bu yerda tenglama yo'q .}$$

$$6. \sum M_x = 0; \quad M - \int_F \sigma \cdot y \cdot dF = 0; \quad M - \frac{E}{\rho} \int_F y^2 \cdot dF = 0 \quad \int_F y^2 \cdot dF = J_x \quad \text{deb qarash,}$$

$$M = \frac{E}{\rho} \cdot J_x; \text{ bu yerdan } \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EJ_x} \text{ bu tenglamadan } \rho \text{ ning qiymatini (7.2) ga qo'ysak}$$

hosil bo'ladigan normal kuchlanish quyidagi qiymatga teng bo'ladi:

$$\sigma_z = y \cdot \frac{M}{J_x} \quad (7.3)$$

Bu yerda $\frac{J_x}{Y} = W_x$ – kesimning qarshilik momenti. Unda (7.3) quyidagi

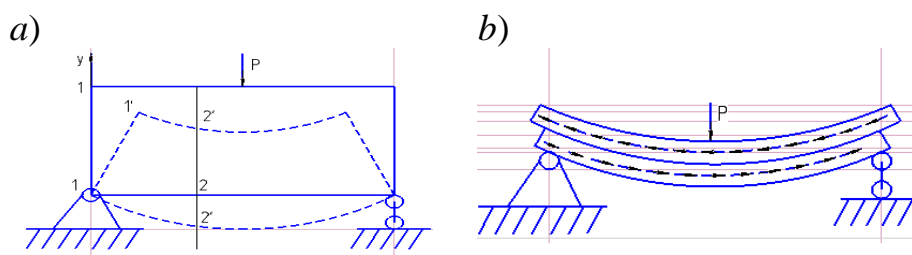
ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\sigma_z = \frac{M}{W_x} \quad (7.4)$$

7.3 Ko'ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash

Ko'ndalang egilishda balka ko'ndalang kesim yuzalarida eguvchi momentdan tashqari ko'ndalang kuch ham paydo bo'ladi. Eguvchi moment ta'siridan normal kuchlanish hosil bo'lsa, ko'ndalang kuch ta'siridan urinma kuchlanish yuzaga keladi.

Bu sxemadan ko'rinib turibdiki balkaning ko'ndalang kesim yuzlari biri ikkinchisiga nisbatan ko'ndalang egilishda siljiydi (7.7-rasm, a).

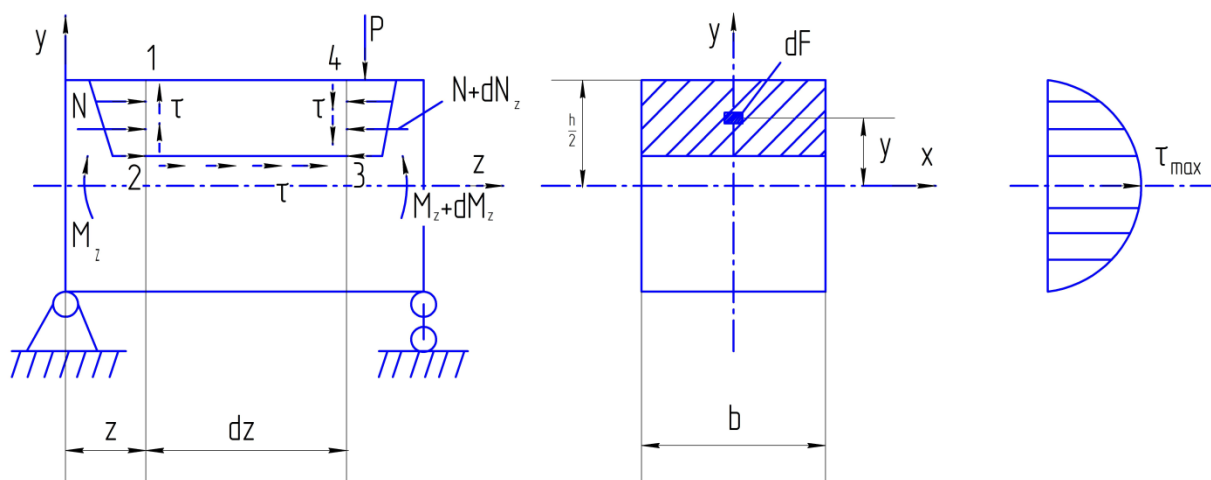


7.8-rasm

Demak ko'ndalang egilishda balka ko'ndalang kesimida urinma kuchlanishlar hosil bo'lar ekan (7.7-rasm, b). Buni aniqlash uchun quyidagi gipotezalarni qabul qilamiz.

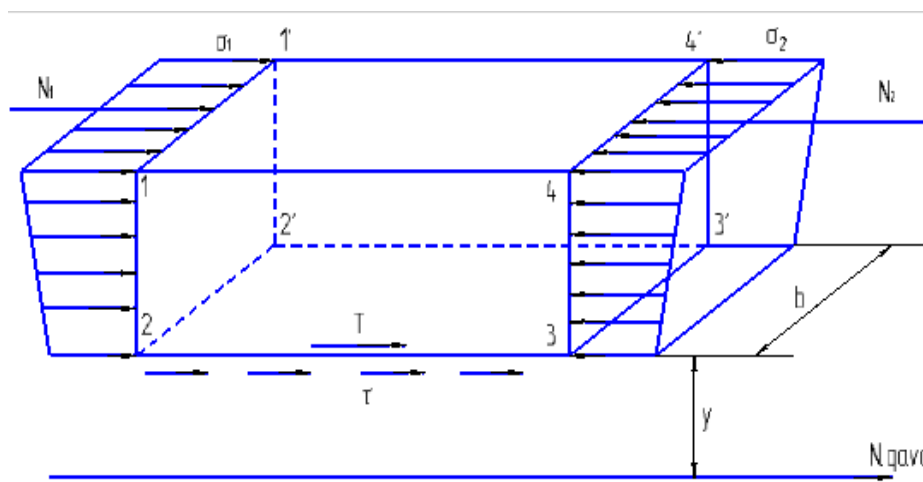
1. Ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan urinma kuchlanishlar ko'ndalang kuchga parallel yo'nalgan bo'ladi.
2. Ular ko'ndalang kesimning neytral o'qidan teng masofada turgan barcha nuqtalarda tekis taqsimlangan.

Ikkita tayanchda yotgan balkaga P kuchi ta'sir etayotgan bo'lsin (7.9-rasm).



7.9-rasm

Balkadan 1,2,3,4 elementni ajratib fazoda ko'ramiz.



7.10-rasm

1,2,2',1' tomonida hosil bo'ladigan normal kuchlanish teng:

$$\sigma_1 = \frac{M_z}{J_x} \cdot y$$

3,4,4',3' tomonidagi kuchlanish esa teng bo'ladi:

$$\sigma_2 = \frac{M_z + dM_z}{J_x} \cdot y$$

Ajratilgan elementning 2,2',3,3' tomoniga faqat urinma kuchlanish ta'sir etadi va undan hosil bo'lgan zo'riqish kuchining teng ta'sir etuvchisi teng bo'ladi.

$$T = \tau \cdot dz \cdot b$$

1,2,2',1' tomonidagi normal zo'riqish kuchlari teng ta'sir etuvchisi teng.

$$N_1 = \int_{F_{aj}} \sigma_1 dF$$

3,4,4',3' da esa

$$N_2 = \int_{F_{aj}} \sigma_2 dF$$

Bu kuchlardan z o'qiga proyeksiya olsak,

$$\sum Z = 0; \quad N_1 - N_2 + T = 0;$$

bu tenglamaga yuqoridagi qiymatlarni qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\int_{F_{aj}} \sigma_1 dF - \int_{F_{aj}} \sigma_2 dF + \tau \cdot b \cdot dz = 0$$

yoki

$$\frac{M_z}{J_x} \int_{F_{aj}} y dF - \int_{F_{aj}} \frac{M_z + dM_z}{J_x} y dF + \tau \cdot b \cdot dz = 0$$

bu tenglamadagi

$$\int_{F_{aj}} y dF = S_{aj}$$

unda

$$\frac{S_{aj}}{J_x} (M_z - M_z + dM_z) + \tau \cdot b \cdot dz = 0$$

$$\frac{S_{aj}}{J_x} dM_z + \tau \cdot b \cdot dz = 0$$

Bundan

$$\tau = \frac{S_{aj} dM_z}{dz \cdot J_x \cdot b}$$

bu yerda

$$\frac{dM_z}{dz} = Q$$

Unda ko'ndalang egilishda hosil bo'ladigan urinma kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\tau = \frac{S_{aj} \cdot Q}{J_x \cdot b} \quad (7.5)$$

Bu yerda S_{aj} – ajratilgan oraliq statik momenti;

Q – ko'ndalang kuch;

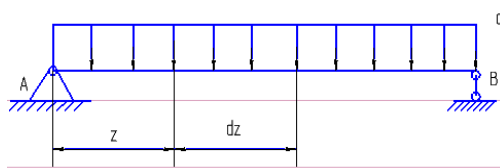
J_x – kesimning x o'qiga nisbatan inersiya momenti;

b – ko'ndalang kesim eni.

Demak ko'ndalang egilishda balka ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan urinma kuchlanish kesim markazida eng katta qiymatga ega bo'lib uning chekkalarida nolga teng (7.10-rasm).

7.4 Ko'ndalang kuch, eguvchi moment va berilgan kuch intensivligi orasidagi bog'lanishlar

Tekis ko'ndalang egilishda bo'lgan intensivligi q ga teng taralgan kuch ta'sirida bo'lgan balkadan uzunligi dz ga teng element ajratib olamiz va bu element muvozanatini tekshiramiz.



7.11-rasm

Kuchlardan y o'qiga proeksiya olamiz:

$$\sum Y = 0;$$

$$Q - qdz - Q - dQ = 0$$

Bundan

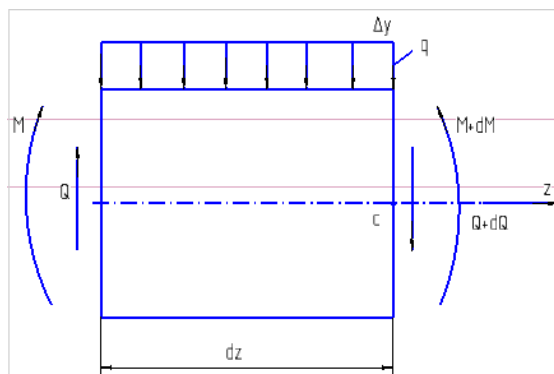
$$-qdz - dQ = 0$$

yoki

$$-q = \frac{dQ}{dz} \quad (7.6)$$

Demak, kesuvchi kuchdan absessa z o'qi bo'yicha olingan birinchi hosila yoyilgan kuch intensivligining teskari ishora bilan olingan qiymatiga tengdir.

Endi barcha ta'sir etayotgan kuchlardan C nuqtaga nisbatan moment olamiz:



7.12-rasm

$$\sum M_c = 0$$

$$M + Qdz - qdz \frac{dz}{2} - (M + dM) = 0$$

bu yerdan

$$Qdz - q \frac{(dz)^2}{2} - dM = 0 \quad (7.7)$$

bu yerda $(dz)^2$ kichik miqdor bo'lgani uchun uni: $q \frac{(dz)^2}{2} = 0$, unda (7.7)

quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$Q = \frac{dM}{dz} \quad (7.8)$$

Demak balka ko'ndalang kesimida xosil bo'ladigan eguvchi momentdan absessa z o'qi bo'yicha olingan birinchi hosila shu kesimdagi ko'ndalang kuchga tengdir. (7.6) va (7.8) lar Juravskiy formulasi deb ataladi.

7.5 Balkalarni normal kuchlanish bo'yicha egilishdagi mustahkamlik sharti

Biz yuqorida ko'rib o'tdikki, normal kuchlanish kesimning neytral o'qidan eng uzoq masofada maksimal qiymatga ega bo'lib neytral o'qda esa nolga teng. Urinma kuchlanish esa unga teskari ya'ni neytral o'qda maksimal qiymatga kesim yuzasida esa nolga teng. Agarda balkaning uzunligi kesim balandligiga nisbatan katta bo'lsa unda τ_{\max} , σ_{\max} ga nisbatan kichik qiymatga ega. Shuning uchun balkalarning mustahkamligi normal kuchlanish bo'yicha taminlanadi (Bundan yupqa devorli balkalar mustasno). Unda normal kuchlanish bo'yicha balkaning mustahkamlik sharti teng:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma] \quad (7.9)$$

Bu yerda $[\sigma]$ -ruxsat etilgan normal kuchlanish. Ular quyidagicha tanlanadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{oquv}}{n} \text{ – plastik materiallar uchun;}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_M}{n} \text{ – mo'rt materiallar uchun;}$$

n – ehtiyot koeffitsiyenti.

Agarda material cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatsa unda kuchlanishning ishorasidan qat'iy nazar eng katta qiymati olinadi. Cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatadigan mo'rt materiallar uchun eng katta cho'zuvchi yoki siquvchi kuchlanish qabul qilinadi.

(7.9) formula yordamida 3xil masalalar yechish mumkin.

1. Eguvchi moment va ruxsat etilgan kuchlanish berilgan bo'lsa balkaning ko'ngdalang kesimini tanlash:

$$W \geq \frac{M}{[\sigma]};$$

2. Balkaning ko'ngdalang kesimi va ruxsat etilgan kuchlanish berilgan bo'lsa uning yuk ko'tara olish qobilyatini tekshirish:

$$M \leq W[\sigma]$$

3. Balkaning ko'ngdalang kesimi va eguvchi momenti aniq bo'lsa balka mustahkamligini tekshirish:

$$\frac{M}{W} \leq [\sigma]$$

Shuni ta'kidlash lozimki balkaning yuk ko'tarish qobilyati kesimning qarshilik momentiga proporsional ravishda o'zgaradi. O'z navbatida material sarf bo'lishi kesim yuzasiga bog'liq. Shuning uchun qabul qilingan kesimni materialni iqtisod qilish nuqtayi nazardan solishtirma qarshilik momenti orqali ko'riladi. Ya'ni

$$W_{solish} = \frac{W}{F} \text{ (sm)}$$

Unda ko'ndalang kesimi to'g'ri burchakli to'rtburchakdan iborat bo'lgan balkalar uchun solishtirma qarshilik momenti teng bo'ladi:

$$W_{solish} = \frac{bh^2}{6bh} = 0.17h \text{ (sm)}$$

Kesimi doiradan iborat bo'lgan balka uchun:

$$W_{solish} = \frac{\pi r^3}{4\pi r^2} = 0.125d \text{ (sm)}$$

Kesimi qo'shtavr ko'rinishidagi balkalar uchun:

$$W_{solish} \approx 0,32h \text{ (sm)}$$

Shunday qilib yuqoridagilar shuni ko'rsatadiki kesimi qo'shtavr ko'rinishidagi balka bir xil h da kesimi to'g'ri burchakli to'rtburchak ko'rinishidagi balkaga nisbatan ikki baravar kesimi doiradan iborat bo'lgan balkalarga nisbatan esa 2,5 baravar arzon bo'lar ekan.

7.6 Balkalarning urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti

Balkaning mustahkamligini taminlash uchun unda hosil bo'ladigan eng katta urinma kuchlanish shu material uchun ruxsat etilgan urinma kuchlanishdan kichik bo'lishi shart. Ya'ni:

$$\tau_{\max} = \frac{S_{aj} \cdot Q_{\max}}{J_x \cdot b} \leq [\tau] \quad (7.10)$$

Bu formula yordamida ham 3 xil masalani hal qilish mumkin. Bu yerda urinma kuchlanish bo'yicha hamda normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartlari ifodalarini mantiqan farqlash zarur.

Urinma kuchlanishlar bo'yicha balkaning mustahkamlik sharti asosan uzunligi nisbatan kichik bo'lib kesim balandligi katta bo'lgan hamda yupqa devorli balkalarda qo'llaniladi.

7.7 Oddiy kesimlarning qarshilik momentlari

Har qanday kesimning qarshilik momenti quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$W = \frac{J_x}{Y_{\max}};$$

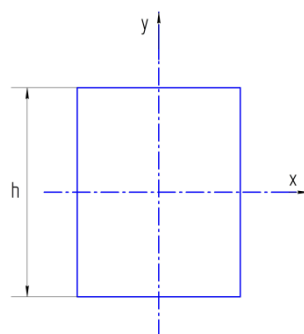
Unda oddiy kesimlar uchun qarshilik momentlari quyidagicha ifodalanadi:

1) To'g'ri burchakli to'rtburchak uchun:

Balka ko'ndalang kesim yuzalari uchun qarshilik momenti miqdorlari.

1) ko'ndalang kesimi to'g'ri burchakli to'rtburchak uchun

$$W_x^{\square} = \frac{bh^3/12}{h/2} = \frac{bh^2}{6};$$



7.13-rasm

2) Kvadrat uchun:

$$W_x^{\square} = \frac{bh^3/12}{h/2} = \frac{bh^2}{6};$$

unda:

$$b = h = a;$$

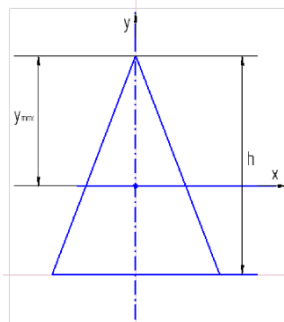
$$W_x^{\square} = \frac{a^3}{6};$$

3) Uchburchak uchun:

$$\frac{2}{3}h = Y_{\max};$$

unda:

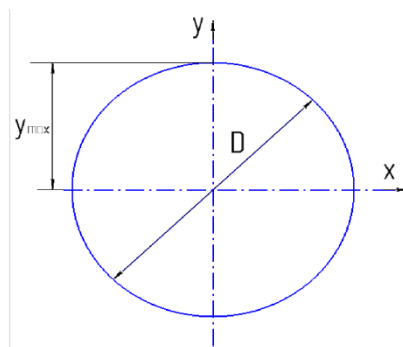
$$W_x = \frac{bh^3 / 36}{2h/3} = \frac{bh^2}{24};$$



7.14-rasm

4) Doira uchun:

$$W_x^0 = W_y^0 = \frac{\pi D^4 / 64}{D/2} = \frac{\pi D^3}{32};$$



7.15-rasm

7.1-masala: Ikki uchi bilan sharnirli qo'zg'almas va qo'zg'aluvchi tayanchlarga tiralgan oddiy to'singa 7.16-rasmda ko'rsatilgandek, to'plangan va juft kuchlar ta'sir etmoqda. Mazkur to'sinning tayanch reaksiyalarini aniqlash talab etiladi.

Yechish: To‘sinning chap tayanchini R_A va o‘ng tayanchini esa R_B reaksiyalar bilan almashtiramiz. Barcha kuchlardan A va B tayanchlarga nisbatan momentlar olib, berilgan masala uchun quyidagi ifodani tuzamiz:

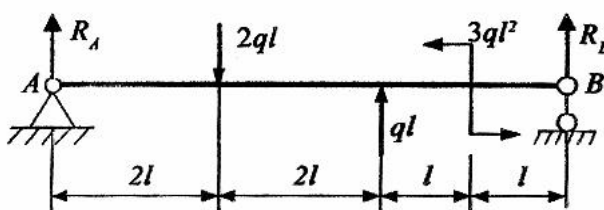
$$\sum M_A(P_i) = 0 \text{ yoki } 2ql \cdot 2l - ql(2l + 2l) - 3ql^2 - R_B \cdot 6l = 0$$

$$\sum M_A(P_i) = 0 \text{ yoki } 2ql \cdot 2l - ql \cdot (2l + 2l) - 3ql^2 - R_B \cdot 6l = 0;$$

$$\sum M_B(P_i) = 0 \text{ yoki } R_A \cdot 6l - 2ql \cdot 4l + ql \cdot 2l - 3ql^2 = 0.$$

Oxirgi tenglamalardan noma'lum reaksiyalarni aniqlaymiz:

$$R_A = 3ql/2 : R_B = ql/2$$



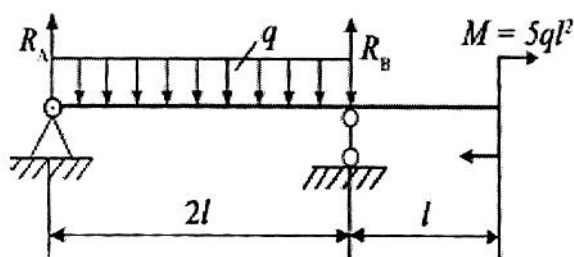
7.16-rasm

Demak, R_B tayanch reaksiyasining haqiqiy yo‘nalishi Y o‘qiga teskari yo‘nalgan ekan.

Quyidagi tenglamani tuzib, R_A va R_B larning qiymatlari to‘g‘ri topilganligiga ishonch hosil qilamiz:

$$R_A - 2ql + ql + R_B = 0 \quad \text{yoki} \quad 3\frac{ql}{2} - 2ql + ql - \frac{ql}{2} = 0;$$

7.2-masala: 7.17-rasmda tasvirlangan konsol uchli oddiy to‘sin juft kuch va tekis taralgan yoyilgan kuch ta’sirida bo‘lsin. To‘sinning tayanch reaksiyalarini aniqlaymiz. Quyidagilar ma’lum: q , M , l .



7.17-rasm

Yechish: To‘sinning tayanchlarini R_A va R_B reaksiyalar bilan almashtiramiz. Shuni eslatib o‘tish lozimki, yoyilgan kuchlardan biror nuqtaga moment olish uchun, dastlab, ularning teng ta‘sir etuvchisi aniqlanadi.

Statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum M_A = 0; \quad q \cdot 2l \cdot \frac{2l}{2} - R_B \cdot 2l + M = 0; \quad \text{bunda } R_B = \frac{7ql}{2};$$

$$\sum M_{B_i} = 0; \quad R_A \cdot 2l - q \cdot 2l \cdot \frac{2l}{2} + M = 0; \quad \text{bunda } R_A = -\frac{3ql}{2}$$

Tekshiramiz:

$$\sum Y_i = 0 \quad R_A - q \cdot 2l + R_B = \frac{-3ql}{2} - 2ql + \frac{7ql}{2} = 0.$$

Oxirgi tenglama tayanch reaksiyalarining to‘g‘ri aniqlanganligini tasdiqlaydi.

7.3-masala: 7.18-rasmda tasvirlangan ramaning tayanch reaksiyalari topilsin. Quyidagilar ma’lum: $F = 5 \cdot 10^4 \text{ N}$; $q = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ $l = 1.2 \text{ m}$.

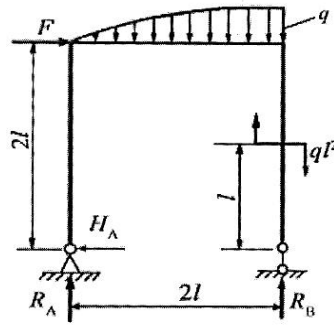
Yechish: Ramaning sharnirli qo‘zg‘almas tayanchini H_A va R_A , sharnirlar qo‘zg‘aluvchi tayanchini esa R_B reaksiyalar bilan almashtiramiz.

Muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum Z_i = 0 \quad F - H_A = 0; \quad H_A = 5 \cdot 10^4 \text{ N};$$

$$\sum M_{A_i} = 0;$$

$$F \cdot 2l + \frac{2q \cdot 2l}{3} \cdot \frac{5 \cdot 2l}{8} + M - R_B \cdot 2l = 0;$$



7.18-rasm

$$R_B = 8.2 \cdot 10^4 \text{ kN}$$

$$\sum M_{B_i} = 0; \quad R_A \cdot 2l + F \cdot 2l - \frac{2q \cdot 2l}{2} \cdot \frac{3 \cdot 2l}{8} + M = 0;$$

$$R_A = -5 \cdot 10^4 \text{ kN.}$$

Tekshirish:

$$\sum Y_i = 0; \quad R_A + R_B - \frac{2q \cdot 2l}{3} = 0; \quad -5 \cdot 10^4 + 8.2 \cdot 10^4 - 3.2 \cdot 10^4 = 0.$$

Demak, tayanch reaksiyalari to‘g‘ri topilgan.

7.4-masala: Egri brusga to‘plangan va yoyilgan kuch ta‘sir etmoqda (7.19-rasm) A va B tayanchlardagi reaksiyalar aniqlansin.

Quyidagilar ma‘lum: $\alpha = 45^\circ$; $q = l \cdot 10^4 \frac{N}{M}$; $F = 2 \cdot 10^4 \text{ N}$; $l = 1 \text{ m}$.

Yechish: Tayanchlarni tegishli nuqtalar bilan almashtirib, muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum Z_i = 0$$

$$F \cdot \cos \alpha - H_A = 0;$$

$$\sum M_{A_i} = 0,$$

$$F \cdot \sin \alpha (l - l \cos \alpha) + \frac{q \cdot 3l}{3} \cdot \left(\frac{3l}{4} + l \right) - R_B \cdot 4l + F \cdot \cos \alpha \cdot l \sin \alpha = 0;$$

$$\sum M_{B_i} = 0,$$

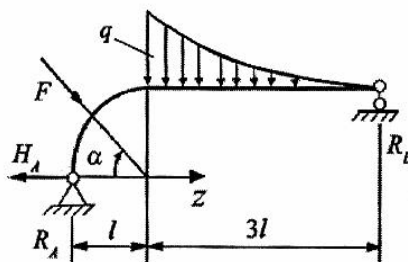
$$R_A \cdot 4l + H_A \cdot l - F \cdot \cos \alpha (l - l \sin \alpha) - F \cdot \cos \alpha (3l + l \cos \alpha) - \frac{q \cdot 3l}{3} \cdot \frac{3 \cdot 3l}{4} = 0;$$

Demak, $H_A = 1.414 \cdot 10^4 \text{ N}$; va $R_A = 1.6205 \cdot 10^4 \text{ N}$ ga teng ekan, bu qiymatlarning to‘g‘riligini tekshirish uchun $\sum Y_i = 0$ tenglamani tuzamiz:

$$R_A - F \cdot \sin \alpha - \frac{q \cdot 3l}{3} + R_B = 0$$

yoki

$$2.41 \cdot 10^4 - 2.41 \cdot 10^4 = 0.$$



7.19-rasm

Demak, reaksiya kuchlari to‘g‘ri topilgan.

Tashqi kuchlar bilan yuklatilgan turli xil to‘sinlar uchun ko‘ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini qurish

7.5-masala: Ikki oraliqdann iborat konsol uchun ko‘ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini quring (7.20-rasm, a).

Yechish: Kesish usuliga muvofiq har bir oraliqni z masofada fikran qirqib, konsoldan ajratilgan bo‘lakchani alohida chizib olamiz (7.20-rasm, b, d).

Kesim og‘irlik markaziga navbat bilan $Q_{I(z_1)}$, $Q_{II(z_2)}$ ko‘ndalang kuchlarni va $M_{I(z_1)}$, $M_{II(z_2)}$ eguvchi momentlarni qo‘yamiz.

Konsoldan ajratib olingan bo‘lakcha uchun ichki kuchlarning analitik ifodalarini tuzamiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq l$

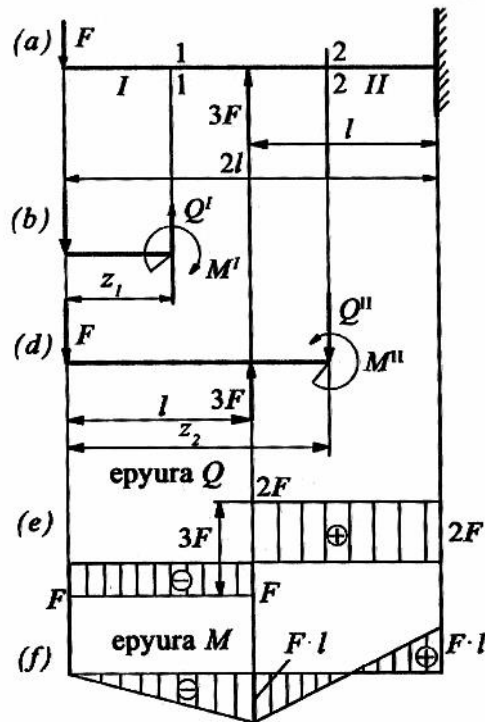
$$Q^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -F = const;$$

$$M^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{0_i} = -F \cdot z_1.$$

II oraliq: $l \leq z_2 \leq 2l$

$$Q^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = -F + 3F = 2F = \text{const};$$

$$M^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{0_i} = -F \cdot z_2 + 3F(z_2 - l).$$



7.20-rasm

Hosil bo‘lgan ifodalardan ko‘rinib turibdiki, ikkala oraliqda ham ko‘ndalang kuchlar $Q^I(z_1) = \text{const}$;

$Q^{II}(z_2) = \text{const}$ eguvchi moment $M^I(z_1), M^{II}(z_2)$ lar chiziqli qonuniyat bilan o‘zgarar ekan.

Har bir oraliq uchun quyidagi jadvalni tuzamiz.

I oraliq			II oraliq		
Z_1	Q	M	Z_2	Q	M
0	-F	0	0	2F	-Fl
l	-F	-Fl	2l	2F	Fl

Jadvaldagi qiymatlardan foydalanib, ichki kuchlarning miqdorlari – ordinatalarini aniq masshtab bilan konsol o‘qiga parallel o‘tkazilgan nol chizig‘iga perpendikular qilib joylashtiramiz. Natijada, har bir oraliq uchun ko‘ndalang kuch $Q(z)$ va eguvchi moment $M(z_l)$ larning epyuralari paydo bo‘ladi (7.20-rasm, e,f).

7.6-masala: Oddiy to‘singa F va $2F$ kuchlar ta’sir ko‘rsatmoqda (7.21-rasm, a). Ichki zo‘riqishlarning epyuralarini qurish talab etiladi.

Yechish: Dastlab A (qo‘zg‘almas sharnirli) va B (qo‘zg‘aluvchan sharnirli) tayanchlarda paydo bo‘luvchi reaksiyalarni aniqlash zarur (7.21-rasm, b). A tayanchdagi gorizontal tashkil etuvchi $H_A = 0$ ga teng. To‘sinning muvozanatini tekshiramiz:

$$\sum_{i=0}^n M_A(F_i) = 0;$$

$$Fl + 2F \cdot 2l - R_b \cdot 4l = 0;$$

$$\sum_{i=0}^n M_B(F_i) = 0;$$

$$-2F \cdot 2l - F \cdot 3l \cdot R_A \cdot 4l = 0;$$

Muvozanat tenglamalarini tayanch reaksiyalariga nisbatan yechsak, $R_A = \frac{7F}{4}$

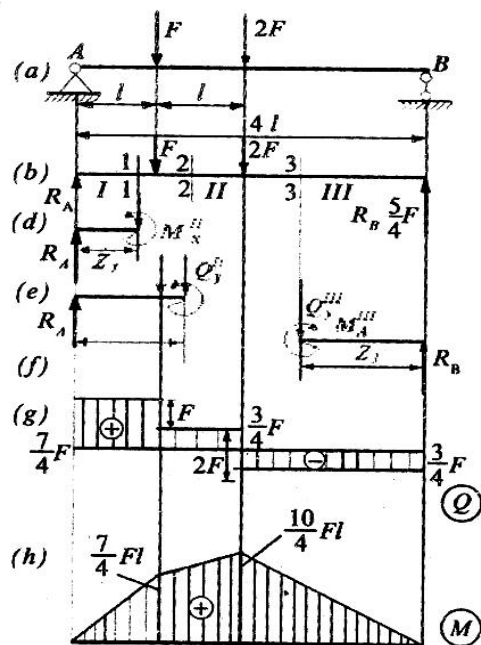
va $R_B = \frac{5F}{4}$ lar kelib chiqadi. Bu qiymatlarning to‘g‘riligiga ishonch hosil qilish uchun

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0;$$

tenglamani tuzamiz:

$$R_A - F - 2F + R_B = 0 \text{ yoki } \frac{7F}{4} - F - 2F + \frac{5F}{4} = 0$$

Oxirgi ifodaning chap tomoni ham nolga teng. Demak, tayanch reaksiyalari to‘g‘ri topilgan. Kesish usulidan foydalanib, uchala oraliq uchun ham to‘sindan «bo‘lakcha» ajratib olamiz va kesim og‘irlik markaziga ko‘ndalang kuch va eguvchi momentlarni joylashtiramiz (7.21-rasm, d,e,f).



7.21-rasm

Har bir bo‘lakcha uchun quyidagi analitik ifodalarni tuzamiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq l$

$$Q^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = R_A = \frac{7F}{4} = \text{const};$$

$$M^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{0i} = R_A \cdot z_1 = \frac{7F}{4} \cdot z_1$$

II oraliq: $l \leq z_2 \leq 2l$

$$Q^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = R_A - F = \frac{3F}{4} = \text{const};$$

$$M^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{0i} = R_A \cdot z_2 - F(z_2 - l).$$

III oraliq: (o‘ng tomon) $l \leq z_3 \leq 2l$

$$Q^{III}(z_3) = \pm \sum_{i=1}^3 Y_i = -R_B = -\frac{5F}{4} = \text{const};$$

$$M^{III}(z_3) = \pm \sum_{i=1}^3 M_{0i} = R_B \cdot z_3 = \frac{5F}{4} \cdot z_3.$$

Quyidagi jadvalni tuzamiz:

I oraliq			II oraliq			III oraliq		
Z_1	Q	M	Z_2	Q	M	Z_3	Q	M
0	$\frac{7F}{4}$	0	0	$\frac{3F}{4}$	$\frac{7Fl}{4}$	0	$-\frac{5F}{4}$	0
l	$\frac{7F}{4}$	$\frac{7Fl}{4}$	$2l$	$\frac{3F}{4}$	$\frac{7Fl}{4}$	l	$-\frac{5F}{4}$	$\frac{10Fl}{4}$

Jadvaldagi qiymatlar asosida qat'iy masshtab bilan ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini quramiz (7.21-rasm, g, h).

7.7-masala: Konsol uchli to'singa F va $M = 3Fl$ tashqi kuch ta'sir etmoqda (7.22-rasm, a). Ushbu to'sin uchun Q va M epyuralarini quring.

Yechish: 7.22-rasm (b) dan foydalanib, A va B tayanchlardagi reaksiya kuchlarini aniqlaymiz.

$$\sum_{i=0}^n M_A(F_i) = 0; \quad Fl + M - R_B \cdot 3l = 0;$$

$$\sum_{i=0}^1 M_B(F_i) = 0;$$

$$-F \cdot 4l + M + R_A \cdot 3l = 0.$$

muvozanat tenglamalaridagi tayanch reaksiyalariga nisbatan yechsak, $R_A = \frac{F}{3}$ va

$R_B = \frac{2F}{3}$ lar kelib chiqadi.

Endi R_A va R_B larning qiymatlarini tekshirib ko'ramiz:

$$\sum_{i=0}^n Y_i = 0;$$

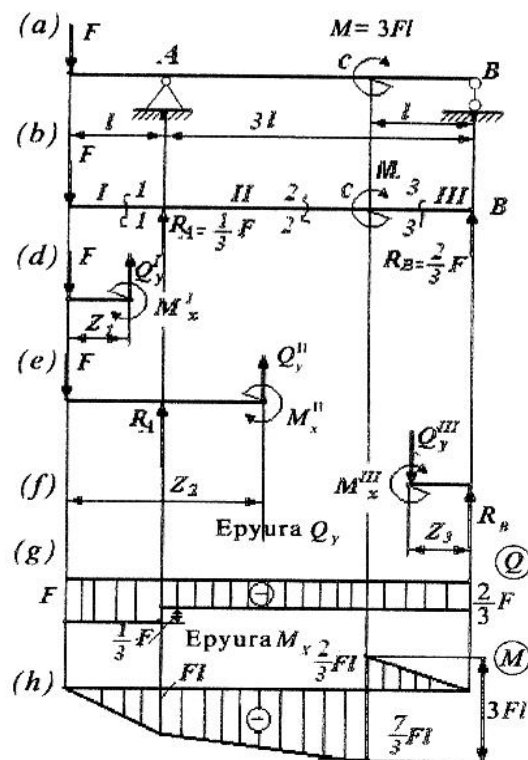
$$R_A - F + R_B = 0; \text{ yoki } \frac{F}{3} - F + \frac{2F}{3} = 0.$$

Oxirgi tenglama chap tomonining nolga tengligi reaksiya kuchlarining to'g'ri aniqlanganligini tasdiqlaydi.

Oldingi masalalardagi kabi har bir oraliqni navbat bilan fikran qirqamiz (7.22-rasm, d, e, f) hamda ichki zo'riqishlarning analitik ifodalarini tuzamiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq l$

$$Q_y^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -F = const; \quad M_x^I(z_1) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{0_i} = F \cdot z_1.$$



7.22-rasm

II oraliq: $l \leq z_2 \leq 4l$

$$Q_y^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = R_A - F = \frac{F}{3} - F = -\frac{2}{3}F = const;$$

$$M^{II}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{0_i} = R_A(z_2 - l) - F \cdot z_2 = \frac{F \cdot (z_2 - l)}{3} - F \cdot z_2.$$

III oraliq: (o'ng tomon) $0 \leq z_3 \leq l$

$$Q_y^{III}(z_3) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -R = -\frac{2F}{3} = const;$$

$$M^{III}(z_3) = \pm \sum_{i=1}^1 M_{0_i} = R_B \cdot z_3 = \frac{2}{3}F \cdot z_3.$$

Quyidagi jadvalni tuzamiz:

(7.22-rasm g, h) larda jadvallardagi qiymatlar bo'yicha qurilgan ko'ndalang kuch Q va eguvchi moment M laming epyuralari

7.8-masala: Qo'zg'almas va qo'zg'aluvchan tayanchlarda yotuvchi oddiy to'singa $q=const$ yoyilgan kuch intensivligi ta'sir ko'rsatmoqda (7.23-rasm, a), Q va M epyuralari qurilsin.

Yechish: Har galgidek, masalani yechishni tayanch reaksiyalarni aniqlashdan boshlaymiz (7.23-rasm, b). Buning uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzish kifoya:

$$\sum_{i=0}^n M_A(F_i) = 0;$$

$$ql \cdot \frac{l}{2} - R_B \cdot 2l = 0;$$

$$\sum_{i=0}^n M_B(F_i) = 0;$$

$$-ql \left(\frac{l}{2} + l \right) + R_A \cdot 2l = 0$$

Bulardan, $R_A = \frac{3}{4}ql$ va $R_B = \frac{ql}{4}$ ekanligi ma'lum.

Tayanch reaksiyalarning qiymatlarini tekshirib ko'rish maqsadida

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0; \quad R_A - ql + R_B = 0$$

tenglamani tuzamiz.

$$\text{Demak, } \frac{3}{4}ql - ql + \frac{1}{4}ql = 0 \text{ yoki } 0 = 0.$$

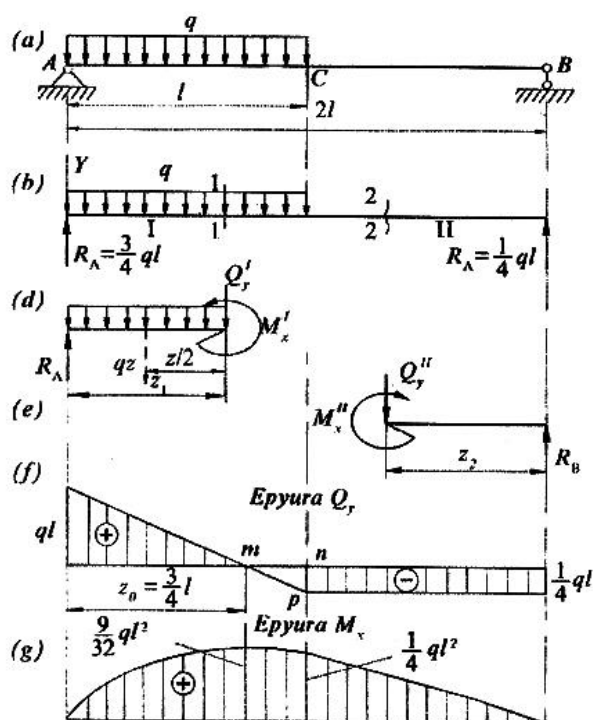
Kesish usulini qo'llab, (7.23-rasm, d, e) chizmalarni hosil qilamiz. Natijada, Q va M larning analitik ifodalari quyidagi ko'rinishda yoziladi:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq l$

$$Q_y^1(z_1) = \pm \sum_{i=1}^2 Y_i = R_A - qz_1 = \frac{3}{4}ql - qz_1;$$

$$M_x^1(z_1) = \pm \sum_{i=1}^2 M_{0_i} = R_A \cdot z_1 - qz_1 \cdot \frac{z_1}{2} = \frac{3ql \cdot z_1}{4} - \frac{qz_1^2}{2}$$

(bu yerda $z_1/2$ - kuch yelkasi, ya'ni teng ta'sir etuvchi qz_1 qo'yilgan nuqtadan I-I kesimning og'irlik markazigacha bo'lgan masofa).



7.23-rasm

II oraliq: (o'ng tomon) $0 \leq z_2 \leq l$

$$Q_y^{\text{II}}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^1 Y_i = -R_B = \frac{ql}{4} = \text{const};$$

$$M_x^{\text{II}}(z_2) = \pm \sum_{i=1}^1 M = -R_B z_2 = \frac{ql}{4} z_2 = \text{const};$$

ifodaning birinchisi yordamida ko'ndalang kuch epyurasi quriladi:

$$z_1 = 0 \text{ da } Q_y^{\text{I}}(0) = \frac{3}{4} ql$$

$z_2 = l$ esa $Q_y^{\text{II}}(0) = -\frac{ql}{4}$ bo'ladi.

Demak, I oraliqning boshlanishida ko'ndalang kuch musbat, oxirida esa manfiy qiymatga ega bo'lar ekan. Boshqacha aytganda, $0 \leq z_2 \leq l$ oraliqda ko'ndalang kuch nolga teng bo'lgan kesim mavjud bo'ladi. Buni aniqlash uchun

shu oraliqda ko‘ndalang kuch tenglamasini nolga tenglab, $z_1 = z_0$ ni aniqlaymiz:

$Q_y^I(z_1) = 0$ yoki $\frac{3ql}{4} - qz = 0$. Bundan, $z_0 = \frac{3l}{4}$ ekanligi kelib chiqadi.

$M_x^I(z_1)$ eguvchi momentning tenglamasi ikkinchi tartibli egri chiziq tenglamasidan iborat; shu sababli epyura qurish uchun eng kamida yana bitta nuqtadagi eguvchi moment qiymatini bilish shart. $z_0 = 3l/4$ bo‘lgan «o‘ziga xos» kesimda eguvchi momentning qiymatini topamiz:

$$M_0 = \frac{3ql}{4} \cdot z_0 - \frac{q}{2} \cdot z_0^2 = \frac{3ql}{4} \cdot \frac{3l}{4} - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{3l}{4}\right)^2 = \frac{9ql^2}{32}$$

Eslatma: materiallar qarshiligi to‘la kursida ko‘ndalang kuch nolga teng bo‘lgan kesimda eguvchi moment ekstremal (max yoki min) qiymatga erishishi isbotlangan. Shu bois, biz tekshirayotgan hol uchun $z_0 = \frac{3l}{4}$ da $M_0 = \frac{9ql^2}{32}$ bo‘ladi.

Odatdagidek, har bir oraliq uchun jadval tuzamiz:

I oraliq			II oraliq		
Z_1	Q	M	Z_2	Q	M
0	$\frac{3ql}{4}$	0	0	$-\frac{ql}{4}$	0
$\frac{3l}{4}$	0	$\frac{9ql^2}{32}$			
l	$-\frac{ql}{4}$	$\frac{ql^2}{4}$	l	$-\frac{ql}{4}$	$\frac{ql^2}{4}$

Jadvaldagi qiymatlar bo‘yicha ma’lum masshtabda ko‘ndalang kuch Q va eguvchi moment M larning epyuralarini quramiz (7.23-rasm, f, g).

7.9-masala: Konsol uchli to‘singa juft kuch va Q yoyilgan kuch ta’sir ko‘rsatmoqda (7.24-rasm, a). Shu to‘sin uchun ko‘ndalang kuch va eguvchi momentning epyurasi qurilsin. Quyidagilar ma’lum: $q = 4 \cdot 10^4 \text{ N/m}$, $M = 3 \cdot 10^4 \text{ N} \cdot \text{m}$;
 $l = 1 \text{ m}$

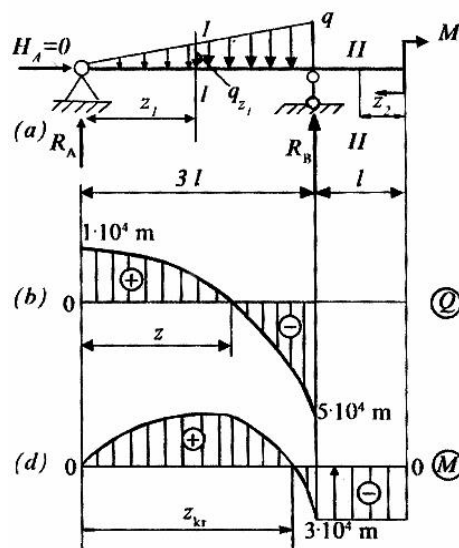
Yechish: To‘sinning tayanchlarini tayanch reaksiyalari bilan almashtiramiz:

R_A va R_B larni aniqlash uchun esa statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum M_A = 0;$$

$$q \cdot \frac{3l}{2} \cdot 2 \cdot \frac{3l}{3} + M - R_B \cdot 3l = 0;$$

bundan, $R_B = 5 \cdot 10^4 N$



7.24-rasm

$$\sum M_B = 0, \quad R_A \cdot 3l - q \cdot \frac{3l}{2} \cdot \frac{3l}{3} + M = 0;$$

bundan, $R_A = 1 \cdot 10^4 N$;

Tekshirish:

$$\sum Y_i = 0,$$

$$R_A - q \cdot \frac{3l}{2} + R_B = 0; \text{ yoki } 1 \cdot 10^4 - 1.5 \cdot 10^4 \cdot 4 \cdot 1 + 5 \cdot 10^4 = 0$$

Oxirgi tenglama tayanch reaksiyalarining to‘g‘ri topilganligini tasdiqlaydi.

To‘sin o‘qi bo‘yicha Z ni yo‘naltirib, oraliqni mos ravishda I va II raqamlari bilan belgilaymiz. Yana kesim usuliga murojaat etib, har bir oraliqni tegishlicha I-I va II-II tekisliklari bilan fikran qirqamiz.

Qirqimning ixtiyoriy tomonidan bo‘lakchalar ajratib olib, Q va M larning tenglamalarini tuzamiz:

I oraliq: (chap tomon uchun) $0 \leq z_1 \leq 3$

$$Q(z_1) = R_A - q(z_1) \cdot \frac{z_1}{2}; \quad M(z_1) = R_A \cdot z_1 - q(z_1) \cdot \frac{z_1}{2} \cdot \frac{z_1}{3};$$

bu yerda, $q(z_1)$ – ixtiyoriy Z_1 uzunlikka to‘g‘ri keluvchi yoyilgan kuch intensivligi bo‘lib, quyidagi munosabatdan topiladi:

$$\frac{q(z_1)}{q} = \frac{z_1}{3l} \text{ yoki } q(z_1) = \frac{q \cdot z_1}{3l};$$

Shunday qilib, I oraliqda ichki zo‘riqishlar quyidagi formulalar yordamida ifodalanadi (chiziqli bo‘lmagan bog‘lanish):

$$Q_y(z_1) = R_A - \frac{qz_1^2}{6l}; \quad M(z_1) = R_A \cdot z_1 - \frac{qz_1^3}{18l};$$

$$z_1 = 0 \text{ bo‘lsa, } Q_y(0) = 1 \cdot 10^4 N, \quad M(0) = 0;$$

$$z_1 = 3m \text{ bo‘lsa, } Q_y(3) = -5 \cdot 10^4 N, \quad M(3) = -3 \cdot 10^4 N \cdot m.$$

Bu oraliqda ichki zo‘riqishlar to‘sin o‘qi bo‘yicha chiziqli bo‘lmagan qonuniyatga ko‘ra o‘zgaruvchanligi sababli, ularning epyurasini qurishda quyidagi jadvaldan foydalanamiz (oldingi masalaga qarang). Unda:

$$Q^I(z_1) = 0, \quad R_A - \frac{q \cdot z_1^2}{6l} = 0$$

Bundan kritik nuqtani topamiz: $z = 0$

Demak, I oraliqning boshida Q ning epyurasiga urunma o‘tkazish lozim.

	$0 \leq Z_1 \leq 3l$
$Q^I(Z)$	–
$Q(Z)$	(kamayadi)

Ikkinchi tartibli hosila $Q^{II}(z_1) = -\frac{q}{3l}$ bo‘lganligi uchun epyurasi $[0, 3l]$ oraliqda qavariq bo‘ladi; bu epyuraning absissa o‘qi bilan kesishuv nuqtasi $M^I(z_1) = 0$ tenglamadan topiladi:

$$z_{kr1} = \left[\sqrt{\frac{6R_A \cdot l}{q}} \right] = \sqrt{\frac{3}{2}}m$$

tengli ko‘rinli bo‘ladi.

$$Q^I(z_1) = R_A - \frac{q \cdot z_1}{6l} = 0;$$

tenglamadan kritik nuqtani topamiz:

$$z_{kr1} = \sqrt{\frac{6}{4}} = \sqrt{\frac{3}{2}}m$$

Tekshirilayotgan oraliqda ikkinchi tartibli hosila $M''(z) = -\frac{qz_1}{3l} < 0$ bo‘lganligi uchun

M epyurasi qavariq bo‘ladi. Eguvchi moment epyurasi I oraliqda Z o‘qini ikki joyda: koordinata boshida va $M(z_1) = 0$ tenglamadan

aniqlanadi $z_{kr2} = \sqrt{\frac{18R_A \cdot l}{q}} = 2.12m$ masofada kesib o‘tadi,

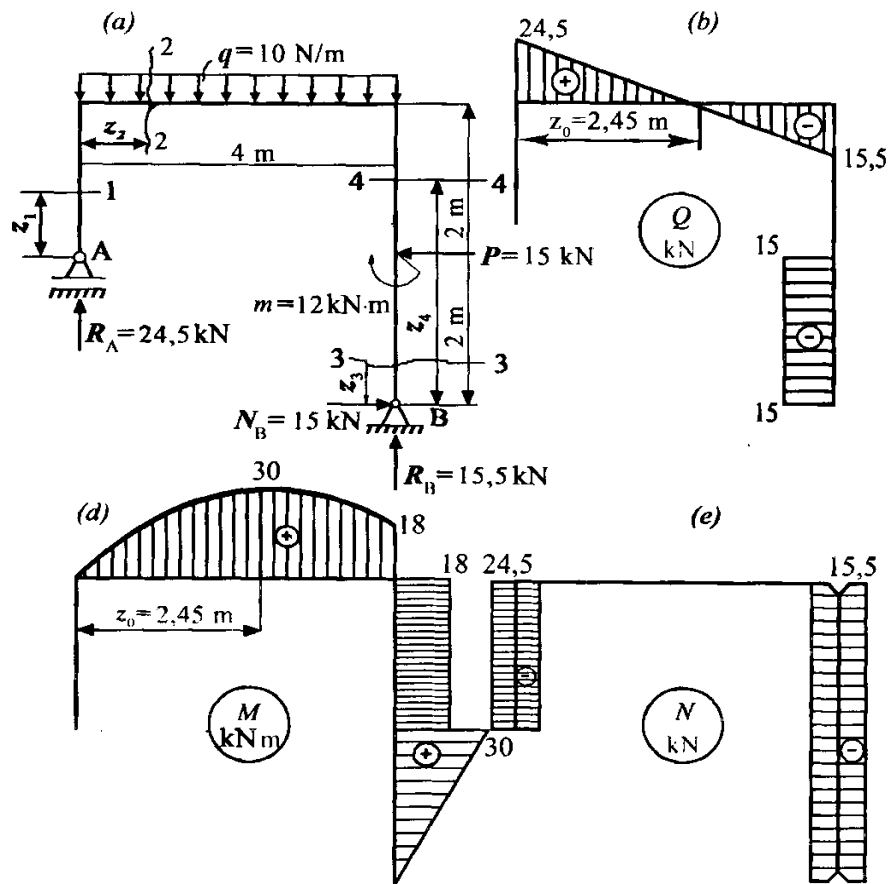
	$0 < Z_1 < Z_{kr}$	Z_{kr}	$Z_{kr} < Z_1 < 3l$
$M'(Z)$	+	0	-
$M(Z)$	↑	max	↓

II oraliq: (o‘ng tomon uchun) $0 \leq z_2 \leq l$

$$Q(z_2) = 0; \quad M(z_2) = -M = const.$$

VI. 12- shakl (b, d) da Q va M epyuralari tasvirlangan.

7.10-masala: Quyida berilgan statik aniq rama uchun kesuvchi kuch (Q) eguvchi moment (M) va bo‘ylama kuch (N) epyuralari qurilsin. Qiymatlar 7.25-rasmda berilgan.



7.25-rasm

Yechish:

1. Tayanch reaksiya kuchlarini aniqlaymiz:

$$\sum X = 0; H_B - P \Rightarrow H_B = P = 15 \text{ kN}$$

$$\sum M_A = 10 \cdot 4 \cdot 2 - 15 \cdot 2 + 12 - 4R_B = 0 \Rightarrow R_B = 15.5 \text{ kN};$$

$$\sum M_B = 4R_A - 10 \cdot 4 \cdot 2 - 15 \cdot 2 + 12 = 0 \Rightarrow R_A = 24.5 \text{ kN}$$

Tekshirish:

$$\sum Y = 0; 24.5 + 15.5 - 10 \cdot 4 = 0$$

Demak, tayanch reaksiya kuchlari to'g'ri topilgan.

Ramani to'rtta oraliqqa bo'lib, kesish usulini qo'llab, oraliqlardagi Q , M va N qiymatlarini aniqlaymiz.

2. Kesuvchi kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq:

$$0 \leq z_1 \leq 2m \quad Q; = 0$$

II oraliq:

$$0 \leq z_2 \leq 4m \quad Q = R_A - q \cdot z_2;$$

$$z_2 = 0 \text{ bo'lsa, } Q = 24.5kN$$

$$z_2 = 4m \text{ bo'lsa, } Q = 24.5 - 10 \cdot 4 = -15.5kN;$$

III oraliq: $0 \leq z_3 \leq 2m \quad Q = -H_B = -15kN;$

IV oraliq: $2m \leq z_4 \leq 4m \quad Q = -H_B + P = -15 + 15 = 0.$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha Q epyurasini quramiz (7.25-rasm, b).

3. Eguvchi moment qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq 2m \quad M = 0;$

II oraliq: $0 \leq z_2 \leq 4m \quad M = R_A \cdot z_2 - q \cdot z_2^2 / 2;$

$$z_2 = 0 \text{ bo'lsa } M = 0;$$

$$z_2 = 4m \text{ bo'lsa } M = 24.5 - 10 \cdot 4^2 / 2 = 18N \cdot m.$$

M ning ekstremal qiymatlarini aniqlaymiz:

$$\frac{dM}{dz} = R_A - q \cdot z_2; \quad 24.5 - 10 \cdot z_2 = 0;$$

$$z_0 = z_2 = 2.45m \text{ bo'lsa } M_{\max} = 24.5 \cdot 2.45 - 10 \cdot 2.45^2 / 2 = 31.2kN \cdot m.$$

III oraliq:

$$0 \leq z_3 \leq 2m \quad M = H_B \cdot z_3;$$

$$z_3 = 0 \text{ bo'lsa } M = 0;$$

$$z_3 = 2m \text{ bo'lsa } M = 15 \cdot 2 = 30kN \cdot m$$

IV oraliq: (sof egilish, chunki $Q_4 = 0$)

$$M = \text{const} = H_B \cdot 2m = 30 - 12 = 18kN \cdot m.$$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha M epyurasini quramiz (7.25-rasm, d).

4. Bo'ylama kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq 2m \quad N = -R_A = -24.5kN;$

II oraliq: $0 \leq z_2 = 4m \quad N = 0;$

III oraliq: $0 \leq z_3 \leq 2m \quad N = -R_B = -15.5kN;$

IV oraliq: $2m \leq z_4 \leq 4m$ $N = -R_B = -15.5$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha N epyurasini quramiz (7.25-rasm, e).

7.11-masala: Berilgan siniq balka uchun M , Q va N epyuralari aniqlansin.

Qiymatlar 7.26-rasmda berilgan.

Yechish:

1. Tayanch reaksiya kuchlarini aniqlaymiz:

$$\sum X = 0 \quad H_A - 10 \cdot 2 = 0 \Rightarrow H_A = 20 \text{ kN};$$

$$\sum Y = 0; \quad R_A - 10 \cdot 2 = 0 \Rightarrow R_A = 15 \text{ kN};$$

$$\sum M_A = 0; \quad 10 \cdot 2 \cdot 3 + 15 \cdot 2 - m_A = 0 \Rightarrow m_A = 90 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

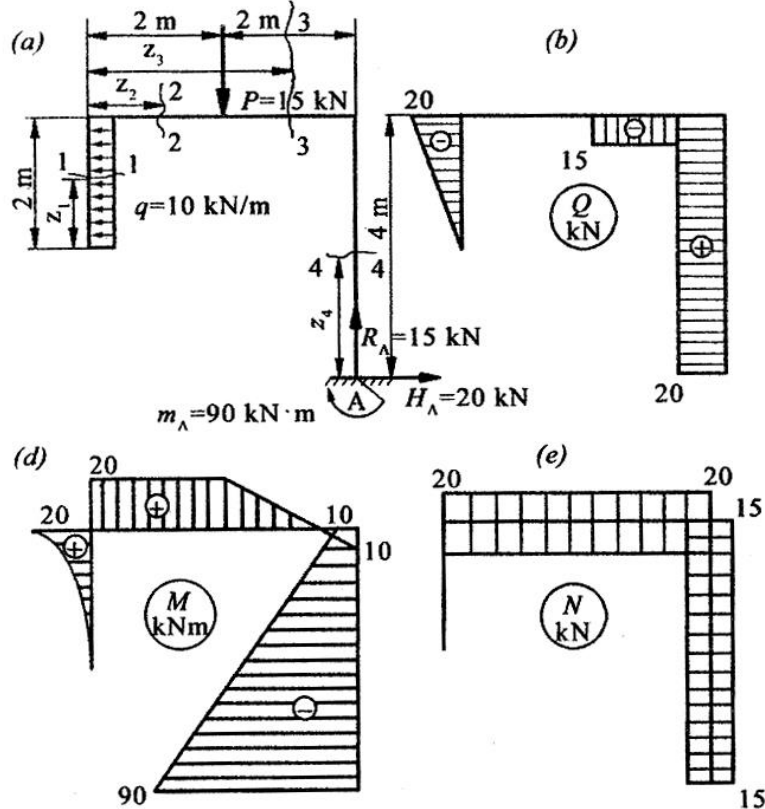
2. Kesuvchi kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq:

$$0 \leq z_1 \leq 2m \quad Q = q \cdot z_1;$$

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } Q = 0;$$

$$z_1 = 2m \text{ bo'lsa } Q = 10 \cdot 2 = 20 \text{ kN}.$$



7.26-rasm

$$\text{II oraliq: } 0 \leq z_2 \leq 2m \quad Q = 0;$$

$$\text{III oraliq: } 2m \leq z_3 \leq 4m \quad Q = -P = -15kN;$$

$$\text{IV oraliq: } 0 \leq z_4 \leq 4 \quad Q = -H_A = -20kN$$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha Q epyurasini quramiz (7.26-rasm, *b*).

3. Eguvchi moment qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq:

$$0 \leq z_1 \leq 2m \quad M = q \cdot z_1^2 / 2$$

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } M = 0;$$

$$z_1 = 2m \text{ bo'lsa } M = 10 \cdot 2^2 / 2 = 20kN \cdot m$$

$$\text{II oraliq: } 0 \leq z_2 \leq 2m \quad M = \text{const} = 10 \cdot 2 = 20kN \cdot m;$$

III oraliq:

$$2m \leq z_3 \leq 4m \quad M = q \cdot 2 \cdot 1 - P(z_3 - 2);$$

$$z_3 = 4m \quad M = 20kN \cdot m;$$

$$z_3 = 4m \quad M = 20 - 15(4 - 2) = -10kN \cdot m;$$

IV oraliq:

$$0 \leq z \leq 4m \quad M = -m_A + H_A \cdot z_4;$$

$$z_4 = 0 \quad M = -m_A = -90kN \cdot m;$$

$$z_4 = 4m \quad M = -90 + 20 \cdot 4 = -10kN \cdot m.$$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha M epyurasini quramiz (7.26-rasm, *d*).

4. Bo'ylama kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

$$\text{I oraliq: } 0 \leq z_1 \leq 2m \quad N = 0;$$

$$\text{II oraliq: } 0 \leq z_2 \leq 2m \quad N = 20kN;$$

$$\text{III oraliq: } 0 \leq z_4 \leq 4m \quad N = 20kN;$$

$$\text{IV oraliq: } 2m \leq z_4 \leq 4m \quad N = -R_A = -15kN$$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha N epyurasini quramiz (7.26-rasm, *e*).

7.12-masala: Berilgan siniq balka uchun M , Q va N epyuralari qurilsin. Qiymatlar 7.27-rasmda berilgan.

Yechish:

1. Tayanch reaksiya kuchlarini aniqlaymiz:

$$\sum X = 0 \quad H_A = 0;$$

$$\sum Y = 0 \quad R_A - 10 \cdot 2 - 15 = 0 \Rightarrow R_A = 35 \text{ kN};$$

$$\sum M_A = 0; \quad M_A - 10 \cdot 2 \cdot 1 - 15 \cdot 2 - 12 = 0 \Rightarrow M_A = 62 \text{ kN} \cdot \text{m};$$

2. Kesuvchi kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq:

$$0 \leq z_1 \leq 2m$$

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } Q = 35 \text{ kN};$$

$$z_1 = 2m \text{ bo'lsa } Q = 35 - 10 \cdot 2 = 15 \text{ kN}$$

II oraliq: $2m \leq z_2 \leq 4m \quad Q = 15 \text{ kN};$

III oraliq: $0 \leq z_3 \leq 2m \quad q = -P = -15 \text{ kN};$

IV oraliq: $0 \leq z_4 \leq 2m \quad Q = 0$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha Q epyurasini quramiz (7.27-rasm, b).

3. Eguvchi moment qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq:

$$0 \leq z_1 \leq 2m \quad M = -M_A + R_A \cdot z_1 - q \cdot z_1^2 / 2;$$

$$z_1 = 0 \text{ bo'lsa } M = -M_A = -62 \text{ kN} \cdot \text{m};$$

$$z_1 = 2m \text{ bo'lsa } M = -62 + 35 \cdot 2 - 10 \cdot \frac{2^2}{2} = -62 + 70 - 20 = -12 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

II oraliq:

$$2 \leq z_2 \leq 4m \quad M = -M_A + R_A \cdot z_2 - q \cdot 2(z_2 - 1);$$

$$z_2 = 2m \text{ bo'lsa } M = -62 + 35 \cdot 2 - 10 \cdot 2 \cdot 1 = -12 \text{ kN} \cdot \text{m};$$

$$z_2 = 4m \text{ bo'lsa } M = -62 + 35 \cdot 2 - 10 \cdot 2 \cdot 3 = 18 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

III oraliq:

$$0 \leq z_3 \leq 2m \quad M = P \cdot z_3$$

$$z_3 = 0 \text{ bo'lsa } M = 0;$$

$$z_3 = 2m \text{ bo'lsa } M = 15 \cdot 2 = 30 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

IV oraliq:

$$0 \leq z_4 \leq 2m \quad M = P \cdot z_4$$

$$z_4 = 0 \text{ bo'lsa } M = 0;$$

$$z_4 = 2 \text{ m bo'lsa } M = 15 \cdot 2 = 30 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha M epyurasini quramiz (7.27-rasm, d).

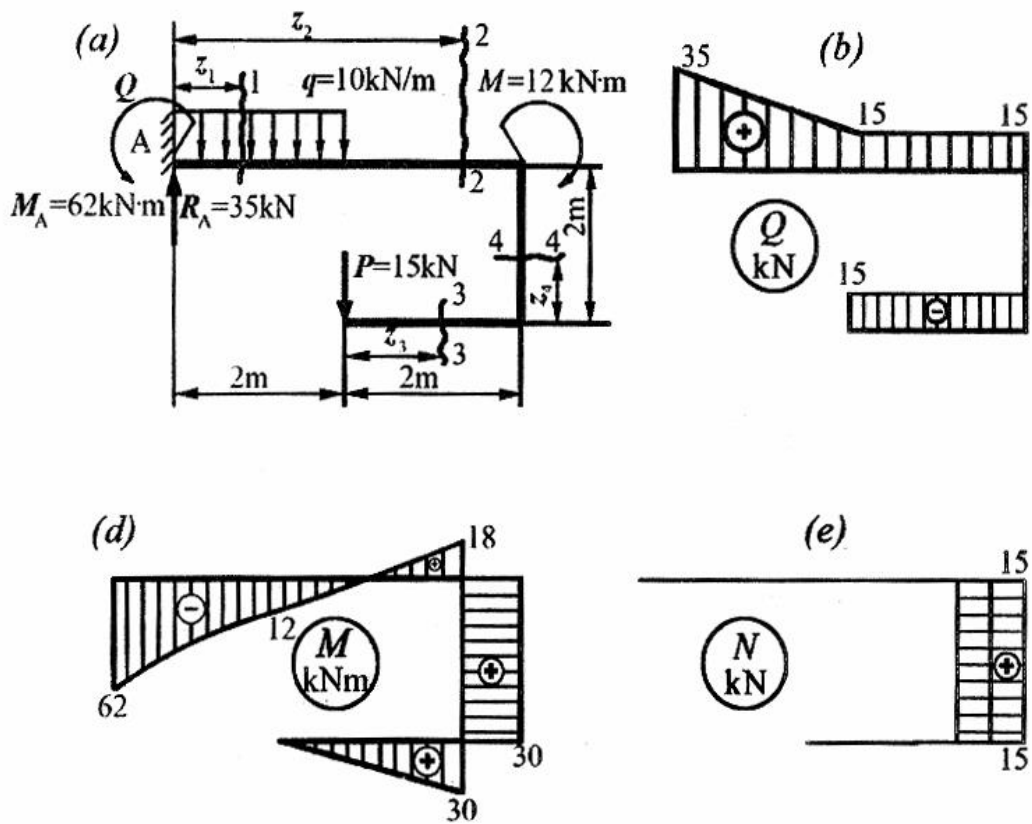
4. Bo'ylama kuch qiymatlarini aniqlaymiz:

I oraliq: $0 \leq z_1 \leq 2 \text{ m}$ $N = 0$

II oraliq: $2 \text{ m} \leq z_2 \leq 4 \text{ m}$ $N = 0$

III oraliq: $0 \leq z_3 \leq 2 \text{ m}$; $N = 0$;

IV oraliq: $0 \leq z_4 \leq 2 \text{ m}$; $N = 15 \text{ kN}$

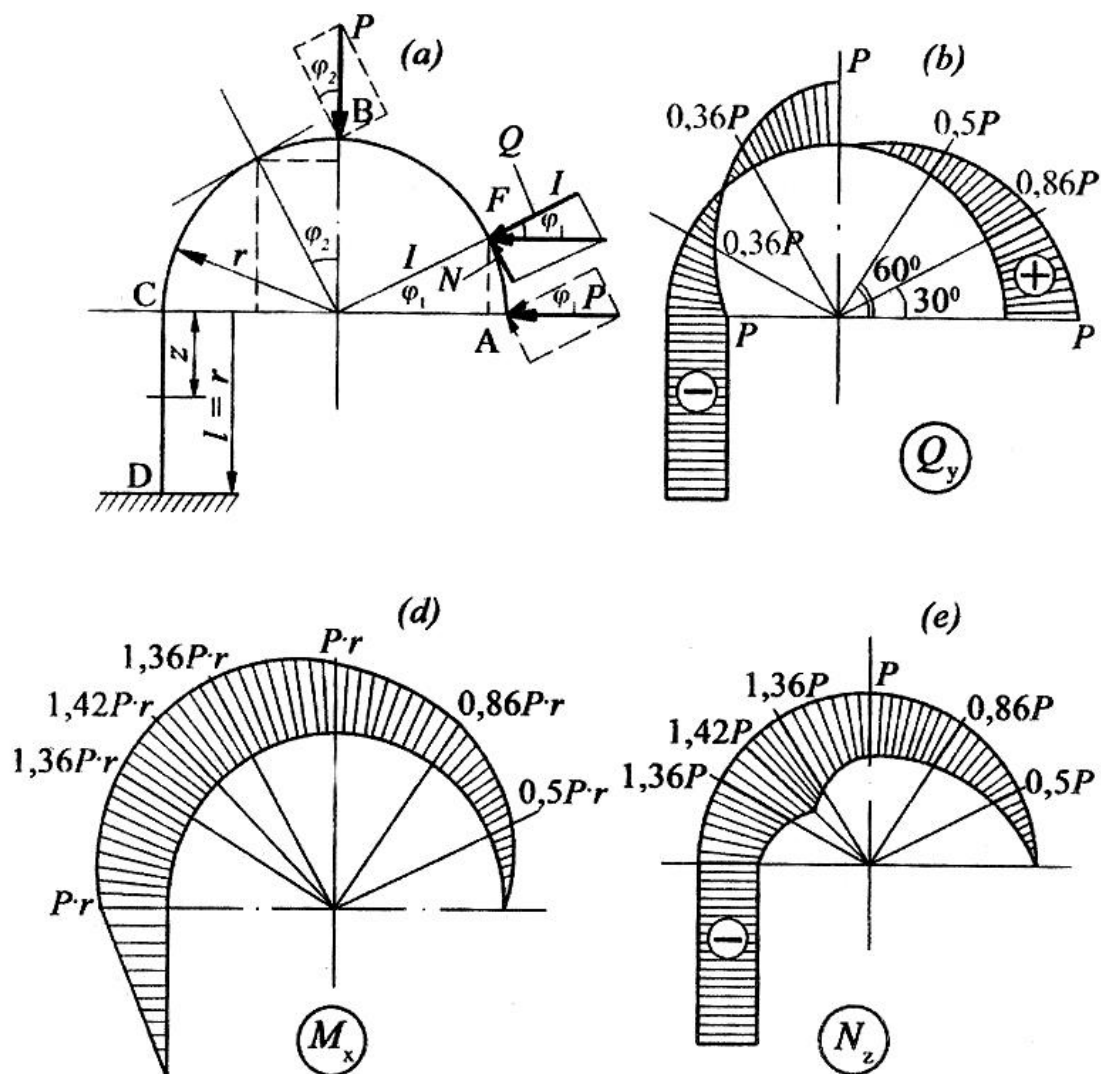


7.27-rasm

Aniqlangan qiymatlar bo'yicha N epyurasini quramiz (VI.15- shakl, e).

Yuqorida keltirilgan masalani sinq balkalardagi tayanch reaksiya kuchlarini aniqlamasdan yechish ham mumkin. Unda balka oraliqlari erkin uchidan boshlab fikran kesilib, har gal mahkamlangan tomon tashlab yuboriladi.

7.13-masala: Berilgan egri sterjen uchun M , Q va N epyuralari qurilsin. Qiymatlar 7.28-rasmda berilgan.



7.28-rasm

Yechish: Bu masalani tayanch reaksiya kuchlarini aniqlamasdan, erkin uchidan boshlab yechamiz. Brus uchta oraliqdan iborat bo‘lib, ular egri chiziqli AB va BC hamda to‘g‘ri chiziqli CD lardir.

Bu oraliqlarni alohida ko‘rib o‘tamiz:

1. AB oraliq: $0 \leq \varphi_1 \leq \pi/2$

AB oraliqdan fikran F nuqta orqali I-I kesim o'tkazamiz. R kuchni F nuqtaga ko'chiramiz. Unda birinchi oraliqda hosil bo'lgan ichki kuch faktorlari teng bo'ladi:

$$Q(\varphi_1) = P \cdot \cos \varphi_1; M_z^I(\varphi_1) = P \cdot r \cdot \sin \varphi_1; N_z^I(\varphi_1) = -P \cdot \sin \varphi_1$$

Yuqoridagi tenglamalarga φ_1 ning qiymatlarini qo'yib, quyidagi jadvalni tuzamiz:

	φ_1	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$
1	$Q^I(\varphi_1) = P \cdot \cos \varphi_1$	P	$0,86 P$	$-0,5 P$	0
2	$M_z^I(\varphi_1) = P \cdot r \cdot \sin \varphi_1$	0	$0,5 Pr$	$0,86 Pr$	Pr
3	$N_z^I(\varphi_1) = -P \cdot \sin \varphi_1$	0	$-0,5 P$	$0,86 P$	$-P$

2. BC oraliq $\frac{\pi}{2} \geq \varphi_2 \geq 0$.

Ikkinchi oraliqda esa tenglamalar quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\begin{aligned} Q_{II}(\varphi_2) &= -P \cdot \sin \varphi_2 + P \cdot \cos \varphi_2; \\ M_z^{II}(\varphi_2) &= P \cdot r \cdot \cos \varphi_2 + P \cdot r \cdot \sin \varphi_2; \\ N_z^{II}(\varphi_2) &= -P \cdot \cos \varphi_2 - P \cdot \sin \varphi_2; \end{aligned}$$

Bu tenglamalarga ham φ_2 ning qiymatlarini qo'yib, quyidagi jadvalni tuzamiz:

	φ_2	0	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$
1	$Q^{II}(\varphi_2) = -P \cdot \sin \varphi_2 + P \cdot \cos \varphi_2$	P	$0,36 P$	$-0,36 P$	$-P$
2	$M_z^{II}(\varphi_2) = P \cdot r \cdot \cos \varphi_2 + P \cdot r \cdot \sin \varphi_2$	Pr	$1,36 Pr$	$1,36 Pr$	Pr
3	$N_z^{II}(\varphi_2) = -P \cdot \cos \varphi_2 - P \cdot \sin \varphi_2$	$-P$	$-1,36 P$	$1,36 P$	$-P$

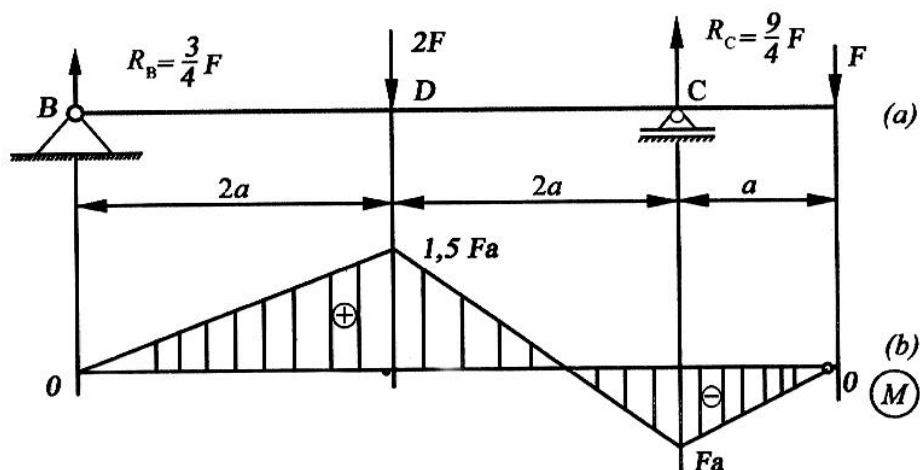
3. CD oraliq: $0 \leq z_3 \leq l$

Uchinchi oraliqda hosil bo'lgan ichki kuch faktorlari quyidagiga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} Q^{III}(z) &= -P & N^{III}(z) &= -P; \\ M_z^{III}(z) &= -P \cdot z + P \cdot 2; & M_z^{III}(0) &= P \cdot r; & M_z^{III}(l) &= 0 \end{aligned}$$

Topilgan qiymatlar bo'yicha Q (7.28-rasm, b), M (7.28-rasm, d) va N (7.28-rasm, e) epyuralarini quramiz.

7.14-masala: Uzunligi $l=5a$ bo'lgan qo'shtavrlı to'sinning sortament jadvalidagi nomeri 24 (ГОСТ 8239-72) bo'lib, to'plangan kuchlar bilan yuklangan (7.29-rasm, a) normal kuchlanish $\sigma=120\text{ MPa}$ dan oshmasligi uchun F kuchning eng katta qiymati qancha bo'ladi? Hisoblashda $a=0,9\text{ m}$ deb qabul qilinsin.



7.29-rasm

Yechish: N24 profil uchun $W_x = 289\text{ cm}^3$ to'sinning mustahkamlik shartidan

$$M_{\max} = \sigma_{\max} \cdot W_z = 120 \cdot 10^6 \cdot 289 = 34.68\text{ kN} \cdot \text{m} \quad (a)$$

bo'ladi.

Eguvchi moment epyurasidan ko'rinib turibdiki, (7.29-rasm, b) to'sinning D kesimi xavfli kesim bo'lib, unga eng katta eguvchi moment

$$M_{\max} = 1.5Fa \quad (b)$$

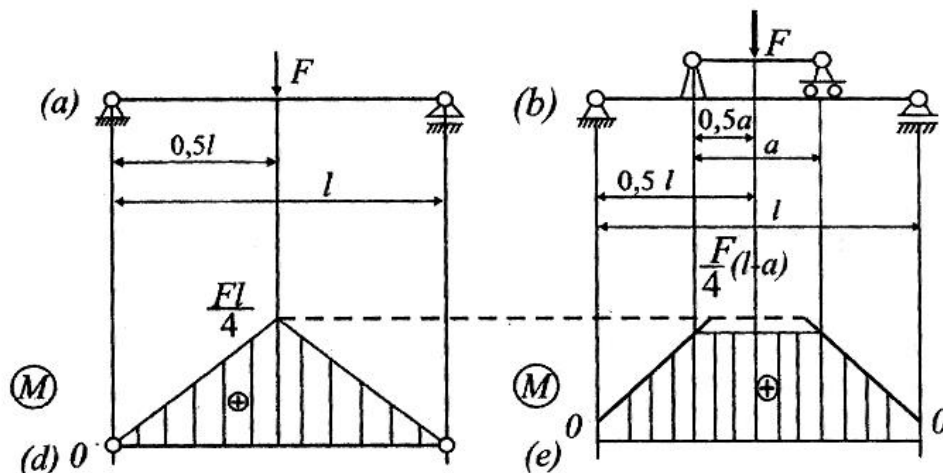
mos keladi.

(a) va (b) larni solishtirib, kuchning eng katta qiymatini aniqlaymiz:

$$1.5Fa = 34.68F = 25.69\text{ kN}$$

7.15-masala: Asosiy to'sinning o'rtasiga shunday F kuch qo'yilganki, uning ta'sirida xavfli kesimda vujudga keladigan eng katta normal kuchlanish to'sin materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanish σ_{adm} dan 20 % oshib ketadi (7.30-

rasm, a). Ortiqcha kuchlanishni yo‘qotish maqsadida yordamchi to‘sindan foydalanilgan (7.30-rasm, b). Yordamchi to‘sinning uzunligi aniqlansin.



7.30-rasm

Yechish: Ikkala hol uchun ham eguvchi moment epyuralarini qurib, xavfli kesimlardagi eng katta eguvchi momentlarni aniqlaymiz:

1-hol. Yordamchi to‘sin bo‘lmaganda (7.30-rasm, d):

$$M_{\max} = \frac{Fl}{4};$$

2-hol. Yordamchi to‘sin bo‘lganda (7.30-rasm, e):

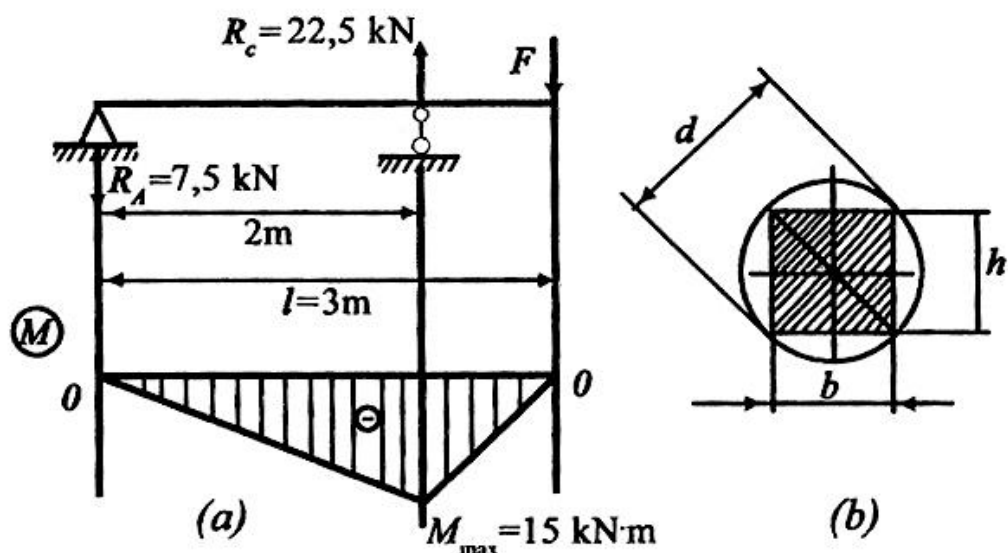
$$M_{\max} = \frac{Fl}{4} - \frac{Fa}{4}$$

ortiqcha kuchlanishni yo‘qotish uchun $\frac{Fl}{4}$ ni 20 % kamaytirish kifoya.

$$0,2 \cdot \frac{Fl}{4} = \frac{Fa}{4} = 0;$$

bundan, $a = 0,2l$ bo‘ladi.

7.16-masala: 7.31-rasmda tasvirlangan to‘sinning ko‘ndalang kesimi $b \times h$ o‘lchamli to‘g‘ri to‘rtburchakli bo‘lib, qarag‘ay yog‘ochidan yasalgan.



7.31-rasm

To'sinning uzunligi $l = 3m$ unga qo'yilgan kuch esa $F = 15kN$ ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma_{adm} = 10MPa$. Ko'ndalang kesimi doiraviy brusdan, ya'ni xuddi shunday o'lchamdagi to'sin arralash uchun brusning minimal diametri qancha bo'lishi kerak? $b:h$ ning qanday qiymatida to'sinning qarshilik momenti eng katta bo'ladi?

Yechish: Ta'sir reaksiyalarini aniqlab, eguvchi moment epyurasini quramiz (7.31-rasm, b). Xavfli kesimda $M_{max} = 15kN \cdot m$ ta'sir etayotganligi uchun qarshilik momenti

$$W_x = \frac{M_{max}}{\sigma_{adm}} = \frac{15 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^6} = 15 \cdot 10^{-4} m^3$$

bo'ladi.

Ikkinchi tomondan, ko'ndalang kesimning qarshilik momentini kesim yuza o'lchamlari orqali quyidagicha yozish mumkin:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{b(d^2 - b^2)}{6}$$

Qarshilik momenti eng katta qiymatga erishishi uchun

$$\frac{dW_x}{db} = \frac{1}{6}(d^2 - 3b^2) = 0$$

bo'lishi kerak.

Bundan,

$$b = \frac{d}{\sqrt{3}}; \quad h = \sqrt{\frac{2}{3}} \cdot d; \quad \frac{b}{h} = \frac{\sqrt{2}}{2}$$

kelib chiqadi. Demak $W_x = \frac{d^3}{9\sqrt{3}}$,

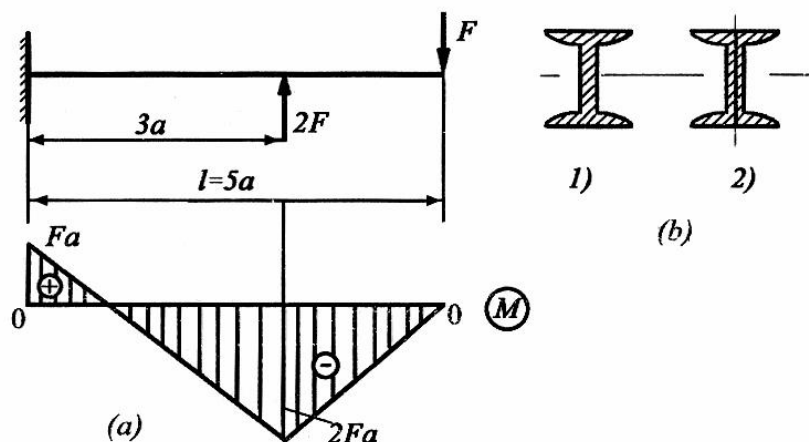
Oxirgi ifodani $15 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$ ga tenglab, d ni topamiz: $d = 28.610 \cdot 10^{-2} \text{ m}$.

7.17-masala: Uzunligi $l = 5a$ bo'lgan konsol uchun quyidagi ikki xil ko'rinishdagi kesim yuza tanlansin (7.32-rasm, *a*):

- 1) qo'shtavrli kesim yuza;
- 2) yonma-yon qo'yilgan ikkita shvellerdan iborat kesim yuza. Hisoblashlarda $a = 0.8 \text{ m}$, $F = 25 \text{ kN}$; va $\sigma_{adm} = 160 \text{ MPa}$ ga teng deb olinsin.

Yechish: Kesish usulidan foydalanib, eguvchi moment epyurasini quramiz (7.32-rasm, *b*). Hisob tenglamasidan qarshilik momentini aniqlaymiz:

$$W_x = \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = \frac{2Fa}{\sigma_{adm}} = \frac{2 \cdot 25 \cdot 10^3 \cdot 0.8}{160 \cdot 10^6} = 0.25 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 = 250 \text{ sm}^3$$



7.32-rasm

- 1) Qarshilik momentining bu qiymati bo'yicha ГОСТ 8239-72 dan profil nomeri 22^a bo'lgan qo'shtavrnı tanlaymiz; bu qo'shtavr qarshilik momenti $W_{xi} = 254 \text{ sm}^3$ massasi $q_1 = 25.8 \text{ kg/m}$ ga tengdir.

2) Bitta shveller uchun $W_x^1 = 0.5 \cdot W_x = 125 \text{ cm}^3$ bo'lgani uchun ГОСТ 8240-72 dan profil nomeri 18 bo'lgan shveller tanlanadi; bu shveller uchun: $W_x = 121 \text{ cm}^3$; $q_2 = 16.3 \text{ kg/m}$

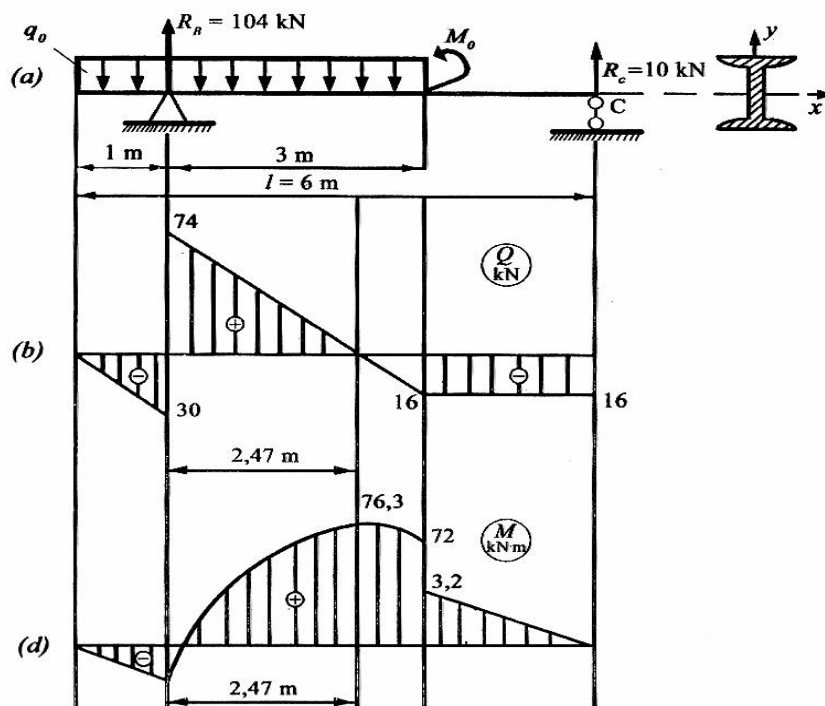
Shunday qilib qo'shtavrlı to'sin kesimi yonma-yon qo'yilgan ikkita shvellerdan iborat to'sindan 20,8 % yengil ekan.

7.18-masala: Uzunligi $l = 6 \text{ m}$ bo'lgan qo'shtavrlı to'sin juft kuch va tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan (7.33-rasm, a). To'sinning mustahkamligi normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha tekshirilsin.

Hisoblashlarda $q_0 = 30 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $M_0 = 40 \text{ kN} \cdot \text{m}$, $\sigma_{adm} = 160 \text{ MPa}$, $\tau_{adm} = 100 \text{ MPa}$ ga teng deb olinsin.

Yechish: Tayanch reaksiyalarini aniqlab, ko'ndalang kuch va eguvchi moment epyuralarini quramiz (7.33-rasm, b). Qo'zg'almas tayanchdan 2,47 m o'ngda joylashgan xavfli kesim uchun mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma_{adm}$$



7.33-rasm

Bundan, zaruriy qarshilik momenti :

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = \frac{76.3 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0.477 \cdot 10^{-3} m^3 = 477 sm^3$$

Qarshilik momentining bu qiymati bo'yicha sortament jadvalidan profil nomeri 30 bo'lgan qo'shtavrtanlaymiz; bu qo'shtavr uchun: $W_{xi} = 472 sm^3$; $I_{xl} = 7080 sm^4$; $b = 0.65 sm$ (qo'shtavr devorining qalinligi); $S_{\max} = 268 sm^3$.

Normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka tekshiramiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_{xl}} = \frac{76.3 \cdot 10^3}{472 \cdot 10^{-6}} = 161.65 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 161.65 MPa$$

bu kuchlanish xavfli emas, chunki u σ_{adm} dan atigi 1,03 % gina katta. Urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka tekshiramiz:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} S_{\max}}{b \cdot I_{xl}} \leq \tau_{\max}$$

bu yerda, $Q_{\max} = 74 kN$ bo'lib, ko'ndalang kuch epyurasidan olinadi. Shu tufayli

$$\zeta_{\max} = \frac{74 \cdot 10^3 \cdot 268 \cdot 10^{-6}}{0.65 \cdot 10^{-2} \cdot 7080 \cdot 10^{-8}} = 43.094 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 43.09 MPa;$$

bu kuchlanish m . dan 56,91 % kichik.

Shunday qilib, to'sinning kesim yuza o'lchamlari normal va urinma kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik shartini qanoatlantiradi.

7.19-masala: Uzunligi $l=4$ m bo'lgan to'sin tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan (7.34-rasm, a). Chizmada tasivirlangan yetti xil ko'rinishdagi kesim yuzalardan qaysi biri ratsional kesim yuza bo'la oladi?

Hisoblashlarda $q_0 = 50 kN/m$; $l = 4m$; $\sigma = 160 MPa$ ga teng deb olinsin.

Yechish: Tayanch reaksiyalarini topib, eguvchi moment epyurasini quramiz (7.34-rasm, b). Xavfli kesim tayanchlar o'rtasida bo'lib, unga

$$M_{\max} = \frac{q_0 l^2}{16} = 50.0 kN \cdot m$$

moment ta'sir etadi.

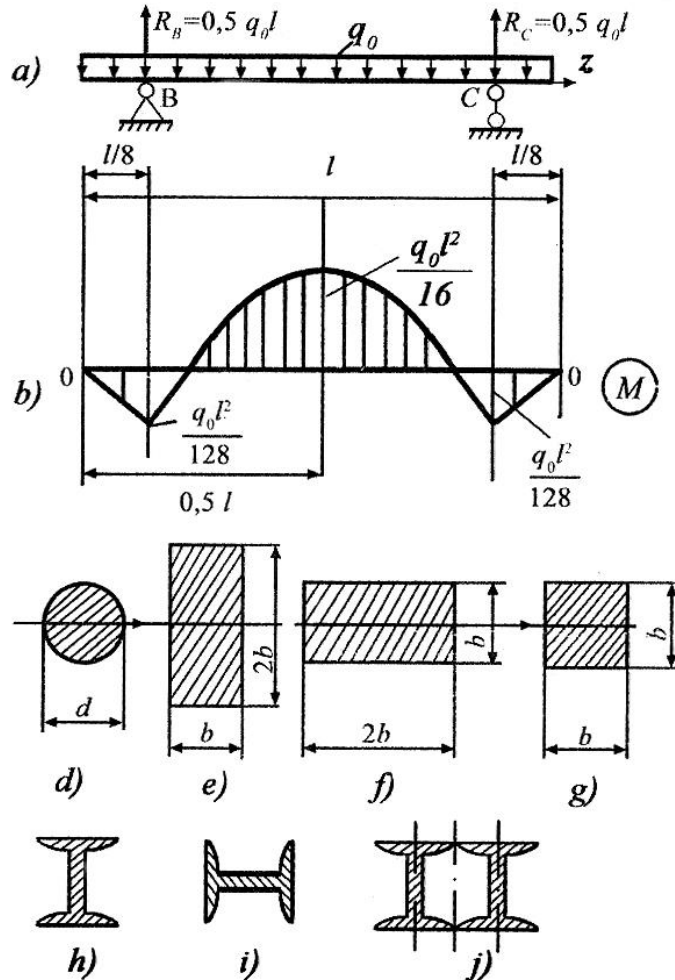
Hisob tenglamasidan qarshilik momentining zaruriy qiymatini aniqlaymiz:

$$W_x \geq \frac{M_{\max}}{\sigma_{adm}} = \frac{50 \cdot 10^3}{160 \cdot 10^6} = 0.3125 \cdot 10^{-3} m^3 = 312.5 sm^3$$

Endi har bir kesim yuza uchun navbat bilan tegishli hisoblashlami bajaramiz.

1. Doiraviy kesim yuza (7.34-rasm, d):

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \geq 312.5 sm^3; \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 312.5}{3.14}} = 14.71 sm$$



7.34-rasm

qabul qilamiz: $d_0 = 15 sm$, u holda:

$$W_0 = \frac{\pi d_0^3}{32} = 331.17 sm^3; \quad A = \frac{\pi d_0}{4} = 176.625 sm^3;$$

$$\delta_\sigma = \frac{W_w - W_0}{W_0} \cdot 100\% = -5.46\%$$

$$\eta = \sqrt[3]{\frac{A^3}{W^2}} = \sqrt[3]{\frac{(176.625)^3}{(331.17)^2}} = 3.6898$$

2. To'g'ri to'rtburchakli kesim yuza (7.34-rasm, e):

$$W = \frac{b \cdot (2b)^2}{6} = \frac{2}{3}b^3 \geq 312.5 \text{ sm}^3; \quad b \geq \sqrt[3]{468.75} = 7.7679 \text{ sm}$$

qabul qilamiz: $b_0 = 8 \text{ sm}$; u holda $W_0 = \frac{2b_0^3}{3} = 341.33 \text{ sm}^3$; $A = 2b_0^2 = 128 \text{ sm}^2$;

$$\delta_\sigma = \frac{W_x - W_0}{W_0} \cdot 100\% = -8.45\%; \quad \eta = \sqrt[3]{\frac{(128)^3}{(341.333)^2}} = 2.62$$

3. To'g'ri to'rtburchakli kesim yuza (7.34-rasm, f):

$$W = \frac{2b \cdot b^2}{6} = \frac{b^3}{3} \geq 312.5 \text{ sm}^3; \quad b = 9.787 \text{ sm}$$

Qabul qilamiz:

$$b_0 = 10 \text{ sm u holda } W_0 = \frac{b_0^3}{3} = 333.333 \text{ sm}^3 \quad A = 2b_0^2 = 200 \text{ sm}^2;$$

$$\delta_\sigma = \frac{W_x - W_0}{W_0} \cdot 100\% = \frac{312.5 - 333.333}{333.33} \cdot 100\% = -6.25\%$$

$$\eta = \sqrt[3]{\frac{A^3}{W_0^2}} = \sqrt[3]{72} \approx 41,16$$

4. Kvadrat kesim yuza (7.34-rasm, g):

$$W = \frac{b \cdot 2b^2}{6} = \frac{b^3}{3} \geq 312.5 \text{ sm}^3; \quad b = 12.33 \text{ sm}$$

qabul qilamiz: $b_0 = 13 \text{ sm}$ u holda $W_0 = b_0^3 / 3 = 366.166 \text{ sm}^3$; $A = 2b_0^2 = 169 \text{ sm}^2$

$$\delta_\sigma = \frac{W_x - W_0}{W_0} \cdot 100\% = \frac{312.5 - 366.166}{366.166} \cdot 100\% = -14,66\%$$

$$\eta = \sqrt[3]{\frac{A^3}{W_0^2}} = \sqrt[3]{\frac{169^3}{366.166^2}} = 3,3$$

5. Qo'shtavrli kesim yuza (7.34-rasm, h):

ГОСТ 8239-72 dan tanlaymiz: №24^a; $W_1 = 317 \text{ sm}^3$; $A = 37.5 \text{ sm}^2$;

$$\delta_\sigma = \frac{W_x - W_1}{W_1} \cdot 100\% = -1.42\%; \quad \eta = \sqrt[3]{\frac{A_1^3}{W_1^2}} = \sqrt[3]{\frac{37.5^3}{317^2}} = 0.8066$$

6. Qo'shtavrli kesim yuza (7.34-rasm, i):

ГОСТ 8239-56 dan tanlaymiz: №70^a; $W_H = 309 \text{ sm}^3$; $A = 202 \text{ sm}^2$;

$$\delta_{\sigma} = \frac{W_x - W_H}{W_H} = \frac{325.5 - 309}{309} \cdot 100\% = 1,32\%$$

$$\eta = \sqrt[3]{\frac{A_H^3}{W_H^2}} = \sqrt[3]{\frac{202^3}{309^2}} = 4,42$$

7. Yonma-yon joylashgan ikkita qo'shtavrli kesim yuza (7.34-rasm, j):

ГОСТ 8239-72 dan tanlaymiz

$$№18^a, \quad W_0^1 = 159 \text{sm}^3; \quad A_1^0 = 25.4 \text{sm}^2; \quad W_1 = 2 \cdot 159 = 318 \text{sm}^3; \quad A_1^0 = 2564 \text{sm}^2; \quad W$$

$$\delta_{\sigma} = \frac{W_x - W_t}{W_t} = \frac{325.5 - 2 \cdot 159}{2 \cdot 159} \cdot 100\% = -1,73\%; \quad \eta_H = \sqrt[3]{\frac{(2 \cdot 25.4)^3}{(2 \cdot 159)^2}} = 1,09$$

Hisoblangan qiymatlardan quyidagi xulosaga kelamiz: kesim shaklining ratsional koeffitsenti eng kichik, ya'ni $\eta=0,8066$ bo'lgan qo'shtavrli to'sin boshqalariga nisbatan ancha tejamli ekan.

7.20-masala: Uzunligi $l=3a$ kesimi bo'lgan halqasimon to'sin juft kuch va tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan (7.35-rasm, a). To'singa qo'yilgan tashqi kuchning ruxsat etilgan qiymatini aniqlang.

Hisoblashda $\sigma_{adm} = 160 \text{MPa}$, $\alpha = d : D = 0,7$, $a = 1,1 \text{m}$, $D = 25 \cdot 10^{-2} \text{m}$ ga teng deb olinsin.

Yechish: Tayanch reaksiyalarini topib, eguvchi moment epyurasini quramiz (7.35-rasm, b). Xavfli kesim uchun mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma_{adm};$$

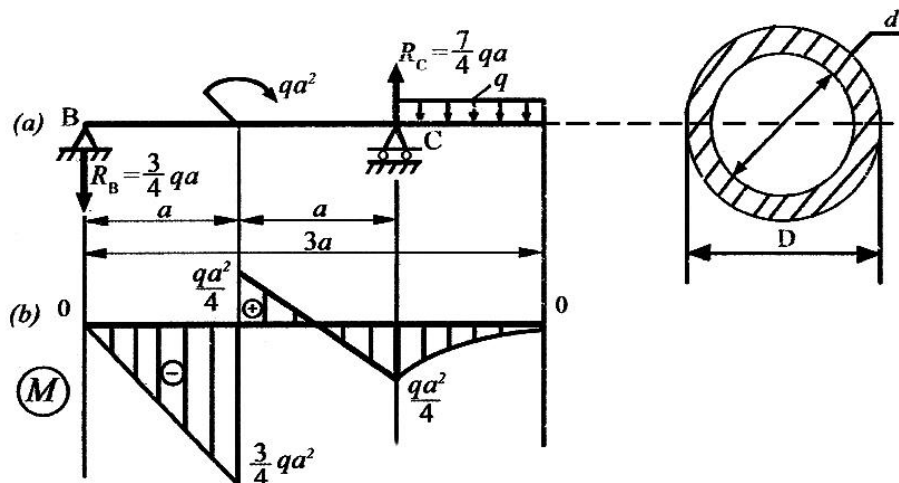
bu yerda, $M_{\max} = \frac{3qa^2}{4}$ bo'lib, eguvchi moment epyurasidan olinadi.

$$W_x = \frac{\pi D^3(1-d^4)}{32} - \text{qarshilik momenti.}$$

Demak, tashqi kuchning ruxsat etilgan qiymati:

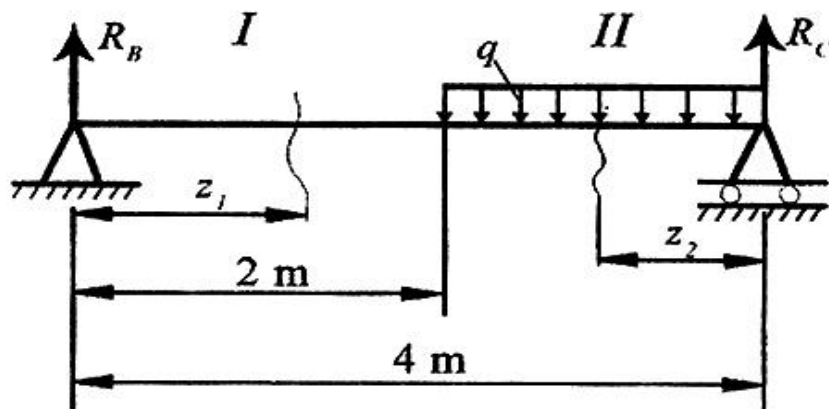
$$q_{adm} = q \leq \frac{4 \cdot \pi D^3(1-d^4) \sigma_{adm}}{3 \cdot 32 \cdot a^2} \text{ yoki } q_{adm} = \frac{4 \cdot 3.14 \cdot (25 \cdot 10^{-2})^3 (1-0.2401) \cdot 160 \cdot 10^6}{96 \cdot 1.21} = 205.4 \text{kN/m}$$

ga teng ekan.



7.35-rasm

7.21-masala: Profil nomeri 60 bo‘lgan qo‘shstavrlı po‘lat to‘sin tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan (7.36-rasm). Mazkur to‘sin uchun deformatsiyaning potensial energiyasini aniqlash talab etiladi. Qo‘shstavr uchun ko‘ndalang kesim yuzining shakliga bog‘liq bo‘lgan koeffitsient $K=1.9$ deb olinsin.



7.36-rasm

Yechish: Dastlab, tayanch reaksiyalarini topamiz: $R_B = 200kN$, $R_C = 600kN$. Keyin esa to‘sinning har bir oralig‘i uchun ichki zo‘riqishlarning ifodalarini tuzamiz. Egilishdagi potensial energiyani aniqlaymiz:

$$0 \leq z_1 \leq 2, \quad Q(z_1) = R_B, \quad M(z_1) = R_B \cdot z_1;$$

$$0 \leq z_2 \leq 2, \quad Q(z_2) = qz_2 - R_c, \quad M(z_2) = R_c \cdot z_2 - 0.5q \cdot z_2^2;$$

Egilishdagi potensial energiyani aniqlaymiz:

$$U_M = \sum \int \frac{M^2(z) dz}{2EI_x} = \frac{1}{2EI_x} \left[\int_0^2 (200z_1)^2 dz_1 + \int_0^2 (600z_2 - 200z_2^2)^2 dz_2 \right] = 1180J$$

Siljishdagi potensial energiyani aniqlaymiz:

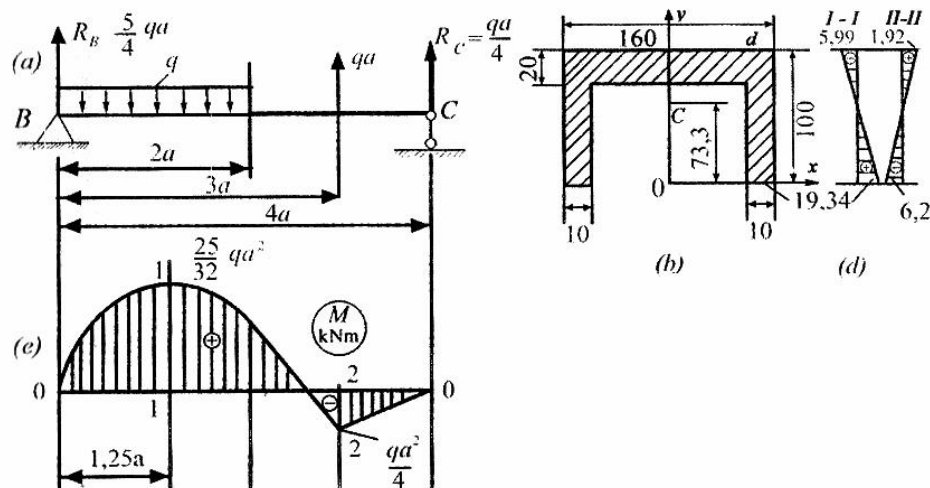
$$U_Q = \sum \int \frac{KQ^2(z) dz}{2GF} = \frac{1.9}{2GF} \left[\int_0^2 (200z_1)^2 dz_1 + \int_0^2 (400z_2 - 600z_2^2)^2 dz_2 \right] = 229J$$

Hisoblashlardan ko‘rinib turibdiki, siljishdagi potensial energiya egilishdagi potensial energiyaning 19,4 % ni tashkyl qilar ekan. Shunday qilib, potensial energiya:

$$U_M + U_Q = 1409J;$$

7.22-masala: To‘plangan kuch va tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan oddiy to‘sin "П" shaklli ko‘ndalang kesimga ega (7.37-rasm, a). To‘sin cho‘yandan yasalgan bo‘lib, tayanchlar orasidagi masofa $l = 4a$ ga teng.

To‘sin mustahkamlikka tekshirilsin. Hisoblashlarda $\sigma_{adm}^+ = 35MPa$; $\sigma_{adm}^- = 110MPa$. $a = 0.5m$; $q = 5kN/m$; ga teng deb olinsin. Kesimning o‘lchamlari shaklda mm hisobida berilgan (7.37-rasm, b).



7.37-rasm

Yechish: Tayanch reaksiyalari aniqlangach, eguvchi moment epyurasini quramiz (7.37-rasm, *d*). Epyuradan xavfli kesimlardagi eguvchi momentlarni aniqlaymiz:

I-I kesimda (bu yerda neytral o‘qdan yuqoridagi tolalar siqiladi):

$$M_{\max} = \frac{25qa^2}{32} = 0.9765kNm;$$

II—II kesimda (bu yerda neytral o‘qdan yuqoridagi tolalar cho‘ziladi):

$$M_{\max} = \frac{qa^2}{4} = 0,3125 \text{ kNm};$$

Kesim yuza vertikal o‘qqa nisbatan simmetrik bo‘lgani uchun, Y_c neytral o‘qning holatini aniqlaydi: $Y_c = \frac{10 \cdot 16.5 - 8 \cdot 14 \cdot 4}{10 \cdot 16 - 8 \cdot 14} = 7.33sm = 73.3mm$. Inersiya momentini hisoblaymiz:

$$I_{x_c} = \frac{16 \cdot 10^3}{12} + 2.33^2 \cdot 16 \cdot 10 - \frac{14 \cdot 8^3}{12} - 3.33^2 \cdot 14.8 = 370sm^4$$

Kesimlardagi cho‘zuvchi va siquvchi kuchlanishlarni aniqlaymiz.

I-I kesim uchun eng katta cho‘zuvchi kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_A = \frac{M_{\max}}{I_{x_c}} \cdot y_A = \frac{25qa^2}{32 \cdot 370 \cdot 10^{-8}} \cdot 7.33 \cdot 10^{-2} = 19.4 \cdot 10^{-6} \frac{N}{m^2} = 19.34MPa;$$

bo‘lib σ_{adm} dan 44,7 % kichikdir.

Eng katta siquvchi kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_B = -\frac{M_{\max}}{I_{x_c}} \cdot y_b = \frac{-25qa^2 \cdot 2.27 \cdot 10^{-2}}{32 \cdot 370 \cdot 10^{-8}} = -5.99 \cdot 10^6 N/m^2 = -5.99MPa$$

II-II kesim uchun eng katta cho‘zuvchi kuchlanish quyidagiga teng:

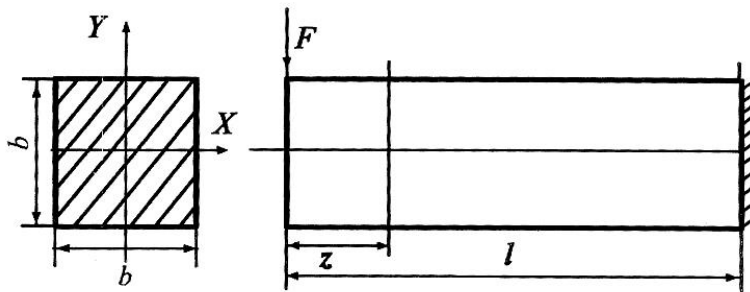
$$\sigma_B = -\frac{M_{\max}}{I_{x_c}} \cdot y_b = \frac{0.3125 \cdot 10^3 \cdot 2.27 \cdot 10^{-2}}{370 \cdot 10^{-8}} = 1.92 \cdot 10^6 N/m^2 = 1.92MPa$$

Eng katta siquvchi kuchlanish esa quyidagiga teng

$$\sigma_A = -\frac{M_{\max}}{I_{x_c}} \cdot y_A = \frac{0.3125 \cdot 7.33 \cdot 10^3 \cdot 10^{-2}}{370 \cdot 10^{-8}} = -6.2 \cdot 10^6 N/m^2 = -6.2MPa$$

(7.37-rasm, *e*) da keltirilgan kuchlanish epyuralaridan ko‘rinib turibdiki, to‘sinning mustahkamligi ta'minlangan.

7.23-masala: Kesimi kvadrat shaklidagi ($b = 5 \cdot 10^{-2}$ m) konsolning uchiga F kuch qo'yilgan (7.38-rasm). Konsolning shunday ko'ndalang kesimi topilsinki, unda eng katta normal kuchlanish eng kattarurinma kuchlanishdan 3 marta katta bo'lsin.



7.38-rasm

Yechish: Ma'lumki, eng katta normal kuchlanish kesimning chetki nuqtasida bo'lib,

$$\sigma_{\max} = -\frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{Fz}{\frac{b^3}{6}} = \frac{6F \cdot z}{b^3}$$

formuladan topiladi. Urinma kuchlanishning eng katta qiymati esa xolis qatlamda yotuvchi nuqtalarda bo'ladi:

$$\tau_{\max} = \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{b^2}$$

Masalaning shartiga ko'ra:

$$\frac{6Fz}{b^3} = 3 \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{F}{b^2}$$

bo'lishi kerak, bunda, $z = \frac{3}{4}b$ ekanligi kelib chiqadi.

Nazorat va muhokama savollari:

1. Egilishda ichki kuch omillaridan qaysilari paydo bo'ladi?
2. Sof egilish va ko'ngdalang egilish nima?
3. Neytral o'q va neytral qatlam nima?

4. Sof egilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
5. Ko'ngdalang egilishda normal kuchlanish qanday formula yordamida aniqlanadi?
6. Normal kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega?
7. Urinma kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega?
8. To'sinlarning mustahkamligini bosh kuchlanishlar asosida tekshirish tartibini izohlang?
9. Kesim shaklining ratsional koeffitsiyenti nimalarga bog'liq?
10. Solishtirma potensial energiya formulasini yozing va uning mohiyatini tushuntiring?

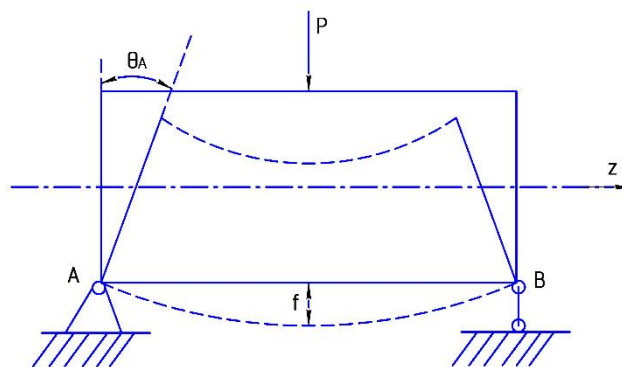
VIII BOB.

8.1 Egilishda deformatsiyalarni aniqlash. Umumiy tushunchalar.

Deformatsiya turlari

Balkalarni hisoblashda ularning yuqori bikrlikka ega bo'lishini ta'minlash uchun ularda hosil bo'ladigan deformatsiyalarini aniqlash zarurdir.

Umumiy holda tekis egilishda balka ko'ndalang kesimi uch xil erkinlik darajasiga ega, ikkita chiziqli (z , y o'qlari bo'yicha) ko'chish va bitta burchakli (x o'qiga nisbatan) ko'chish. Materiallar qarshiligi fanida katta bikrlikka ega bo'lgan balkalar ko'rilgani uchun elastic deformatsiya natijasidagi ko'chishlar katta qiymatga ega bo'lmaydi. Shuning uchun egilishda balka uzunligi o'zgarishi e'tiborga olinmaydi. Tekis egilishda balkaning to'g'ri chiziqli geometric o'qi egri chiziqli holatiga keladi. Buning natijasida kesim og'irlik markazlari balka o'qiga perpendicular yo'nalishda chiziqli ko'chadi. Bunga balkaning chiziqli ko'chishi deyiladi (ko'chish, salqilik) (8.1-rasm).



8.1-rasm

bu yerda f – salqilik, θ_A – A kesim aylanish burchagi.

Balka egilganda uning tekis ko'ndalang kesim yuzasi tekisligicha qolib, faqat avvalgi holatiga nisbatan aylanadi. Har bir kesimning avvalgi vaziyatiga nisbatan aylanish burchagi shu kesimning burchakli deformatsiyasi yoki aylanish burchagi deyiladi va θ harfi orqali belgilanadi. Bu deformatsiyalarni aniqlash

bikrlik nuqtayi nazaridan katta ahamyatga ega. Ular statik noaniq balkalarni yechishda ayniqsa zarurdir.

Hozirda deformatsiyalarni aniqlashning quyidagi usullari mavjud:

1. Balka egilgan o'qining differensial tenglamasini integrallash usuli;
2. Boshlang'ich parametrlar usuli (universal tenglama);
3. Kostelyano formulasi usuli;
4. Mor usuli;
5. Vereshagin usuli.

8.2 Balka egilgan o'qining differensial tenglamasini integrallash usuli

Berilgan AB balkaning elastiklik chizig'i AC_1B bo'lsin. Oliy matematikadan ma'lumki, hosilaning geometrik ma'nosi egri chiziqqa o'tkazilgan urinmaning absissa o'qi bilan hosil qilgan burchak tangensi egri chiziqni bildiruvchi funksiyaning birinchi xosilasiga teng. Ya'ni:

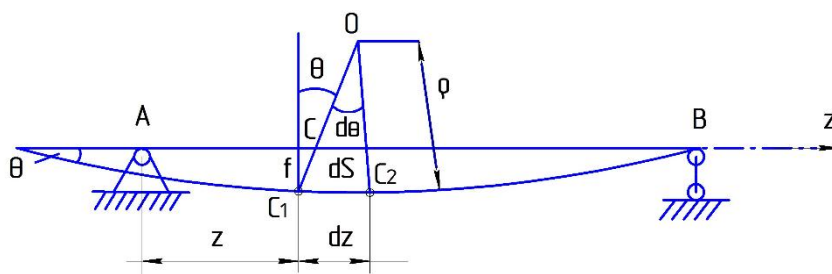
$$f(z) = f;$$

unda

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{df}{dz}$$

bu yerda θ kichik burchak bo'lgani sababli $\operatorname{tg} \theta = \theta$ shuning uchun,

$$\theta = \frac{df}{dz} \quad (8.1)$$



8.2-rasm

Ya`ni balkaning salqiligidan uning bo`ylama o`qi bo`yicha olingan hosila kesim yuzasining aylanish burchagini beradi.

Ikkita yonma-yon yotgan C_1 va C_2 kesimlarning yoy uzunligi dS bo`lsin. Unda $d\theta$ burchak C_2 kesimning C_1 kesimga nisbatan aylanish burchagi bo`ladi.

Bu yerda: $C_1 C_2 = dS$, $dS = dZ$.

$C_1 C_2$ – yoyning egrilik radiusi ρ bo`lsa unda:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d\theta}{dz} \quad (8.2)$$

(8.2) ni (8.1) ga qo`ysak,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d}{dz} \left(\frac{df}{dz} \right);$$

yoki

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d^2 f}{dz^2} \quad (8.3)$$

Bizga ma`lumki,

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EJ_x}$$

unda

$$\frac{d^2 f}{dz^2} = \frac{M(z)}{EJ_x}$$

bu yerda,

$$EJ_x \frac{d^2 f}{dz^2} = M(z) \quad (8.4)$$

Bizga oliy matematikadan ma`lumki,

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 f}{dz^2}}{\left[1 + \left(\frac{df}{dz}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}}} = \pm \frac{d^2 f}{dz^2};$$

bu yerda,

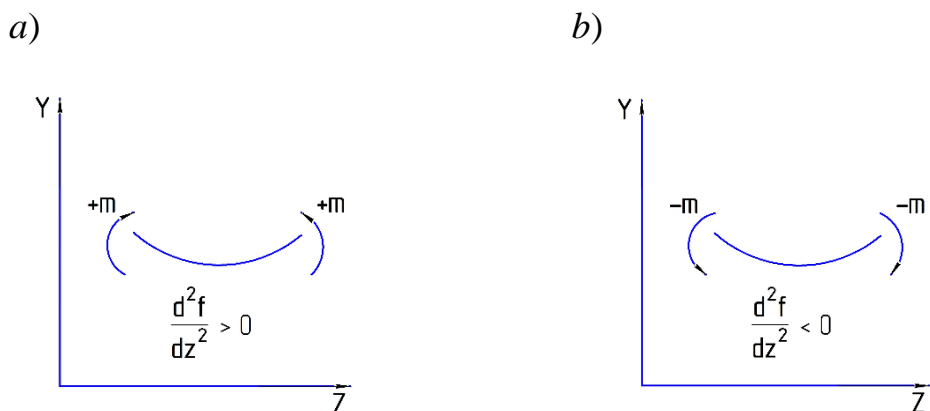
$$\left[1 + \left(\frac{df}{dz}\right)^2\right]^{\frac{3}{2}} = 0;$$

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{d^2 f}{dz^2};$$

unda,

$$\pm EJ_x \cdot \frac{d^2 f}{dz^2} = M(z) \quad (8.5)$$

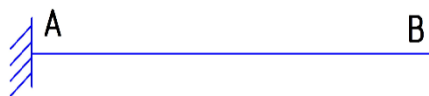
Bu tenglama balka elastiklik chizig`ining differensial tenglamasi deb ataladi. Bu tenglama ishorasini olayotganda quyidagi qoidadan foydalanamiz.



8.3-rasm

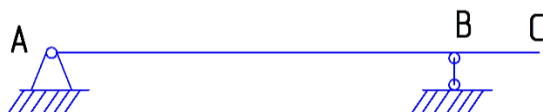
(8.5) ifodani bir marta integrallab aylanish burchagini topish formulasini, ikki marta integrallab esa salqilikni topish formulasini keltirib chiqarish mumkin. Bunday integrallardan paydo bo`ladigan doimiy sonlar balka uchlarning mahkamlanish shartidan topiladi.

Integrallash doimiyliklarini aniqlashda balkalarning mahkamlanish shartidan foydalaniladi (8.4 va 8.5-rasm).



8.4-rasm

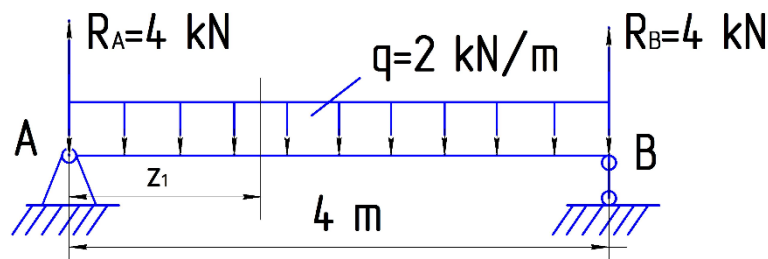
Bu balka uchun $f_A = 0$, $f_B \neq 0$, $\theta_A = 0$, $\theta_B \neq 0$.



8.5-rasm

$$f_A = 0, \theta_B \neq 0, f_B = 0, \theta_B \neq 0, f_C = 0, \theta_C \neq 0.$$

Masala:



8.6-rasm

$$M_z = R_A Z_1 - q \frac{Z_1^2}{2} = 4Z_1 - Z_1^2$$

$$EJ_x \cdot \frac{d^2 f}{dz^2} = 4Z_1 - Z_1^2$$

$$EJ_x \int d\left(\frac{df}{dz}\right) = \int (4Z_1 - Z_1^2) dz + D_1$$

$$\frac{df}{dz} = \frac{1}{EJ} [\int (4Z_1 - Z_1^2) + D_1]$$

$$\theta = \frac{1}{EJ} \left[\left(\frac{4Z_1^2}{2} - \frac{Z_1^3}{3} \right) + D_1 \right] = \frac{1}{EJ_x} \left[2Z_1^2 - \frac{Z_1^3}{3} + D_1 \right]$$

$$EJ_x \int df = \int \left[2Z_1^2 - \frac{Z_1^3}{3} + D_1 \right] dz + D_2$$

$$f = \frac{1}{EJ_x} \left[2 \frac{Z_1^3}{3} - \frac{Z_1^4}{12} + D_1 Z + D_2 \right]$$

$$Z=0 \text{ da } D_2=0;$$

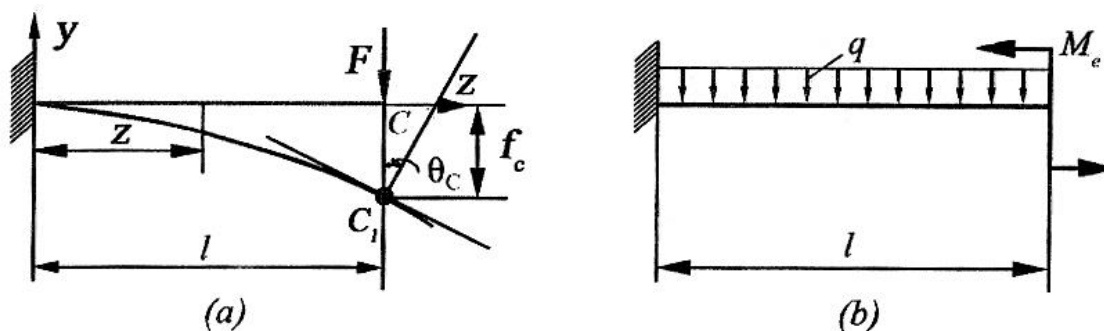
$$Z=4 \text{ da } f = \frac{1}{EJ_x} = \left[2 \cdot \frac{4^3}{3} - \frac{4^4}{12} + 4D_1 \right] = 0$$

$$D_1 = -5,34$$

8.1-masala: Uzunligi l , bikrligi o'zgarmas $EI_x = const$ bo'lgan konsol erkin uchining aylanish burchagi va salqiligi quyidagi uch hol uchun aniqlansin: a) o'ng

uchiga F yuk qo'yilgan; b) o'ng uchiga M juft kuch qo'yilgan; d) tekis taralgan q yuk qo'yilgan (8.7-rasm *a, b*).

Masala egilgan o'qning taqribiy differensial tenglamasini bevosita integrallash usuli yordamida yechilsin.



8.7-rasm

Yechish: Masalani birinchi hol uchun ko'rib chiqamiz (8.7-rasm, *a*). Tayanch kesimni koordinatalar boshi deb hisoblab, Y o'qini yuqoriga va absissalar o'qini esa o'ng tomonga yo'naltiramiz. Tanlangan koordinatalarga ko'ra, elastik chiziqning taqribiy differensial tenglamasi $F = 300\text{kN}$, $EI_x v_z'' = M_z$ ko'rinishga ega bo'ladi.

Koordinata boshidan ixtiyoriy Z masofadagi kesim uchun eguvchi momentning ifodasini yozamiz: $M_z = -F(l-z)$ u holda yuqoridagi tenglama:

$$EI_x v_z'' = -F(l-z)$$

ko'rinishida bo'ladi.

Bu tenglamani ketma-ket ikki marta integrallaymiz:

$$EI_x v_z' = EI_x \theta_z = -F \left(lz - \frac{z^2}{2} \right) + C; \quad (8.6)$$

$$EI_x v_z = EI_x \theta_z = -F \left(l \frac{z^2}{2} - \frac{z^3}{2} \right) + Cz + D; \quad (8.7)$$

Integral o'zgarmlarni aniqlash uchun chegaraviy shartlardan foydalanamiz:

$$Z = 0 \text{ bo'lsa } \theta(l) = 0; \quad v(l) = 0$$

Bu shartni (8.6) va (8.7) tenglamalarga qo'yib $C=0$ va $D=0$ ekanligiga ishonch hosil qilamiz. Shunday qilib, aylanish burchagi va salqilik tenglamasi quyidagicha bo'lar ekan:

$$\theta_z = -\frac{Flz}{2EI_x} \left(2 - \frac{z}{l} \right);$$

$$v_z = -\frac{Flz}{6EI_x} \left(3 - \frac{z}{l} \right).$$

Bu ifodalarning birinchisidagi manfiy ishora C kesimning soat strelkasi yo'nalishida aylanishini, ikkinchisidagi manfiy ishora esa salqilikning pastga qarab yo'nalganligini ko'rsatadi.

Ikkinchi holni qaraymiz (8.7-rasm, *b*).

Oxirgi tenglamalarga $z=l$ ni qo'yib, so'ralgan kesimning aylanish burchagi va salqiligini topamiz:

$$\theta_C = -\frac{Fl^2}{2EI_x}; \quad v_B = f_B = -\frac{Fl^3}{6EI_x}.$$

Yuqoridagi ishlarni yana takrorlab, quyidagi ko'rinishdagi aylanish burchagi va salqilik tenglamalariga ega bo'lamiz:

$$\theta_z = \frac{1}{EI_x} \left(M_e Z - \frac{Z^3}{6} \right)$$

$$v_z = \frac{1}{EI_x} \left(M_e \frac{Z^2}{2} - q \frac{Z^4}{24} \right)$$

Bu tenglamalardan konsol erkin uchidagi kesimning aylanish burchagi va salqiligini osongina aniqlash mumkin.

Quyidagi xususiy hollarni qaraymiz:

a) konsolga faqat juft kuch qo'yilgan bo'lsin, ya'ni $q=0$, $M_e \neq 0$ ga teng, u holda:

$$\theta_C = \frac{M_e l}{EI_x}$$

$$v_C = f_C = \frac{M_e l^2}{2EI_x}$$

b) konsolga faqat tekis taralgan kuchlar ta'sir etayotgan bo'lsin, ya'ni, $M_e = 0$, $q \neq 0$ u holda,

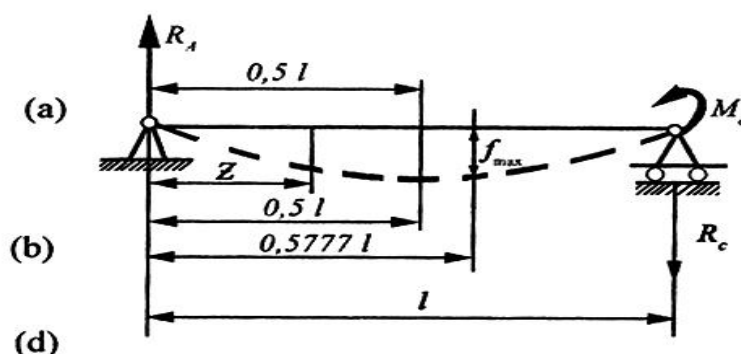
$$\theta_c = \frac{ql^3}{6EI_x}$$

$$v_c = f_c = \frac{ql^4}{24EI_x}$$

8.2-masala: Oddiy to'sinning o'ng tayanchiga juft kuch qo'yilgan (8.8-rasm). To'sin o'zgarmas bikrikka ega bo'lib, uzunligi l ga teng.

To'sinning eng katta salqiligi topilsin va u tayanchlar o'rtasidagi kesimning salqiligi bilan solishtirilsin.

Masala elastik chiziqning taqribiy differensial tenglamasini bevosita integrallash usuli bilan yechilsin.



8.8-rasm

Yechish: Tayanch reaksiyalarini topamiz: $R_A = R_B = \frac{M_e}{l}$.

O'ng tayanchdan ixtiyoriy Z masofada joylashgan kesimdagi eguvchi moment:

$$M(z) = \frac{M_e}{l} Z$$

ga teng. U holda,

$$EI_x v_z'' = \frac{M_e}{l} Z \quad (8.8)$$

Oxirgi tenglamaning integralini yozamiz,

$$EI_x \theta_z = \frac{M_e}{l} \cdot \frac{z^2}{2} + C \quad (8.9)$$

$$EI_x v_z'' = \frac{M_e}{l} \cdot \frac{z^3}{6} + C_z + D \quad (8.10)$$

To'sinning tayanchlariga tiralgan kesimlarida salqilikning 0 ga tengligi quyidagi chegaraviy shartlarni beradi.

$Z = 0$ da $\theta_{z=0} = 0$ bo'ladi.

$Z = l$ da $\theta_{z=l} = 0$ bo'ladi.

Bulardan, $D=0$ va $C=Me/6$ ekanligi kelib chiqadi.

Nihoyat, aylanish burchagi va salqilik uchun quyidagi tenglamalarga ega bo'lamiz.

$$\theta_z = \frac{M_e z^2}{2l \cdot EI_x} - \frac{M_e l}{6EI_x} \quad (8.11)$$

$$v_z = \frac{1}{EI} \cdot \frac{M_e z^3}{6l} - \frac{M_e z^3}{6EI_x} Z \quad (8.12)$$

(8.10) tenglamaga $Z = 0,5l$ ni qo'yib, tayanchlar orasidagi kesimning salqiligini topamiz.

$$v_D = v_{Z=0,5l} = -\frac{M_e l}{16EI_x}$$

(8.12) tenglamani nolga tenglab, salqiligi eng katta bo'lgan kesimning absissasi Z_0 ni aniqlaymiz.

$$\frac{M_e z^2}{2l \cdot EI_x} - \frac{M_e l}{6EI_x} = 0;$$

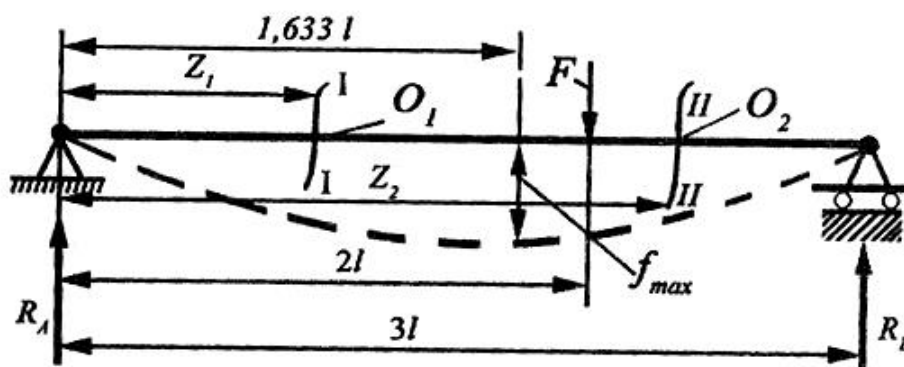
bundan, $Z = 0,577l$. Maksimal salqilikni hisoblaymiz.

$$f_{\max} = \frac{1}{EI_x} \cdot \frac{M_e (0,577)^3}{6l} - \frac{M_e l}{6EI_x} \cdot 0,577l = -\frac{M_e l^2}{15,57EI_x}$$

Demak, v_D maksimal salqilikdan 2,76 % ga farq qilar ekan.

8.3-masala: Uzunligi $3l$, bikrligi o'zgarmas bo'lgan oddiy to'singa to'plangan kuch qo'yilgan. Ana shu to'sin uchun aylanish burchagi va salqilik

tenglamalarini, maksimal salqilik hamda tayanch kesimlarining aylanish burchaklarini toping (8.9-rasm).



8.9-rasm

Masalani yechish uchun egilgan o'qning taqribiy differensial tenglamasini bevosita integrallash usuli tavsiya etiladi.

Yechish: Avval to'sinning tayanch reaksiyalarini topamiz.

$$R_A = \frac{F}{3}; \quad R_B = \frac{2F}{3}$$

F yuk to'sinni ikkita oraliqqa (uchastkaga) ajratganligi sababli, har bir oraliq uchun quyidagi ifodalarni tuzish zarur:

I oraliq ($0 \leq z_1 \leq 2l$)

II oraliq ($2l \leq z_2 \leq 3l$)

$$M(z_1) = \frac{F}{3} z_1; \quad (a) \quad M(z_2) = \frac{F}{3} z_2 - F(z_2 - 2l); \quad (a')$$

$$EI_x v_1'' = \frac{F}{3} z_1; \quad (b) \quad EI_x v_2'' = \frac{F}{3} z_2 - F(z_2 - 2l); \quad (b')$$

$$EI_x \theta_{z_1} = \frac{F z_1^2}{3 \cdot 2} + C_1; \quad (d) \quad EI_x \theta_{z_2} = \frac{F z_1^2}{3 \cdot 2} - F \frac{(z_2 - 2l)}{2} + C_2; \quad (d')$$

$$EI_x v_{z_1} = \frac{F z_1^3}{3 \cdot 6} + C_1 z_1 + D_1 \quad (e)$$

$$EI_x v_{z_2} = \frac{F z_1^2}{3 \cdot 6} - F \frac{(z_2 - 2l)^3}{6} + C_2 z_2 + D_2. \quad (e')$$

Yuqoridagi tenglamalar tarkibidagi C_1, D_1, C_2, D_2 ixtiyoriy o'zgarmaslarni aniqlash uchun quyidagi to'rtta chegaraviy shartlardan foydalanamiz: $Z_1 = 0$ da $v_{z_1} = 0$, bundan, $D = 0$ kelib chiqadi.

$$Z_2 = 3l \text{ da } v_{z_2} = 0 \text{ yoki } \frac{F(3l)^2}{3 \cdot 6} - F \frac{l^3}{6} + C_2 3l + D_2 = 0 \text{ bo'ladi.}$$

$$Z_1 = Z_2 = 2l \text{ da } \theta_{z_1} = \theta_{z_2} \text{ yoki } \frac{F(2l)^2}{3 \cdot 2} - C_1 = \frac{F(2l)^2}{3 \cdot 2} + C_2;$$

bundan, $C_1 = C_2$ kelib chiqadi.

$$Z_1 = Z_2 = 2l \text{ da } v_{z_1} = v_{z_2} \text{ yoki } \frac{F}{3} \cdot \frac{(2l)^3}{6} + C_1 \cdot 2l + D_1 = \\ = \frac{F}{3} \cdot \frac{(2l)^3}{6} + C_2 2l + D_2 = 0$$

bo'ladi.

Bundan, $D_1 = D_2$ kelib chiqadi.

$$\text{Shunday qilib, } D_1 = D_2 = 0; C_1 = C_2 = \frac{4Fl^2}{9}$$

I va II oraliqlar uchun aylanish burchagi hamda salqilik qiymatlarini aniqlaymiz.

I oraliq:

II oraliq:

$$\theta_{z_1} = \frac{1}{EI_x} \left(\frac{FZ_1^2}{6} - \frac{4Fl^2}{9} \right) = \frac{F}{6EI_x} \left(Z_1^2 - \frac{8l^2}{3} \right); \quad (f)$$

$$\theta_{z_2} = \frac{F}{6EI_x} \left[Z_2^2 - 3(Z_2 - 2l)^2 \frac{8l^2}{3} \right]; \quad (f^1)$$

$$v_{z_1} = \frac{F}{18EI_z} (Z_1^3 - 8l^2 Z_1). \quad (g)$$

$$v_{z_2} = \frac{F}{18EI_x} [Z_2^3 - 3(Z_2 - 2l)^3 - 8l^3 Z_2]. \quad (g^1)$$

Endi salqilikning eng katta qiymati f_{\max} ni aniqlashga o'tamiz. Odatda, salqiligi f_{\max} bo'lgan kesimda aylanish burchagi nolga teng bo'ladi; tekshirilayotgan to'sinda bunday kesim $0 \leq z_1 \leq 2l$ oraliqda yotishi tabiiy. Shuning uchun:

$$\frac{dv_{z_1}}{dz_1} = \frac{F}{6EI_x} \left(Z_1^2 - \frac{8l^2}{3} \right) = 0.$$

bundan,

$$\begin{aligned} Z_1 = 1,6331, \text{ demak, } f_{max} &= \frac{F}{18EI_x} [(1,6331)^3 - 8l^2 \cdot 1,6331] \\ &= -0,4838 \frac{Fl^3}{EI_x}. \end{aligned}$$

(f) tenglamaga $Z=0$ ni, (f') tenglamaga esa $Z_2=3l$ ni qo'yib, tayanch kesimlaridagi aylanish burchagini topamiz:

$$\theta_B = -\frac{4Fl^2}{9EI_x}; \quad \theta_c = \frac{5Fl^2}{9EI_x}.$$

8.3 Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlash

Egishda deformatsiyalarni balka egilgan o'qining differensial tenglamasi yordamida aniqlash ko'p oraliqli masalalarni yechishda yana murakablashadi. Sababi balka n ta oraliqdan iborat bo'lsa $2n$ ga teng bo'lgan ixtiyoriy o'zgarma son hosil bo'ladi. Unda $2n$ ga teng bo'lgan algebraik tenglamani birgalikda yechimga to'g'ri keladi.

Biz quyida nisbatan sodda bo'lgan universal formulani ko'rib chiqamiz.

Universal formulani keltirib chiqarishda quyidagi qonunlarga rioya etamiz:

1. Barcha oraliqlar uchun eguvchi moment tenglamalarini faqat bir tomondan tuzamiz;
2. Eguvchi moment tenglamasiga kirgan qavslar ichidagi hadlarni integrallashda qavslarni ochmaymiz;
3. Juft kuchdan quyidagi ko'rinishda moment olamiz - $m(x-\alpha)^o$;
4. Tekis taralgan kuch balkaning oxirigacha qo'yilmagan bo'lsa uni fikran davom ettiramiz va kerakli oraliqqa teskari yo'nalgan taralgan kuch qo'yamiz.

Balkaning hamma oraliqlari uchun eguvchi moment tenglamalarini tuzamiz:

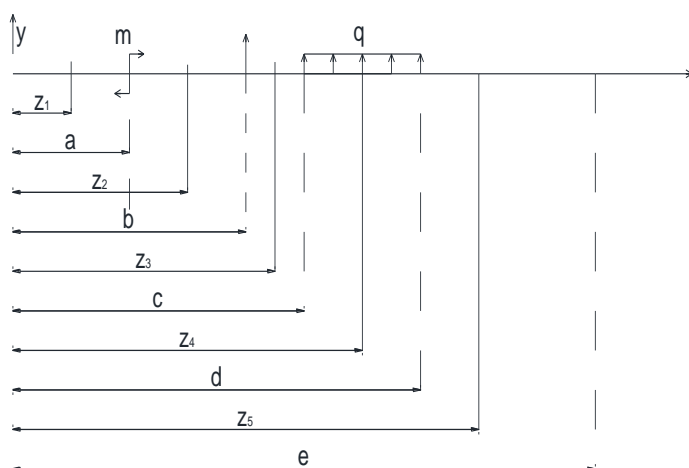
$$M_I = 0$$

$$M_{II} = m(z_2 - a)^\circ$$

$$M_{III} = m(z_3 - a)^\circ + p(z_3 - b)$$

$$M_{IV} = m(z_4 - a)^\circ + p(z_4 - b) + q \frac{(z_4 - c)^2}{2}$$

$$M_V = m(z_5 - a)^\circ + p(z_5 - b) + q \frac{(z_5 - c)^2}{2} - q \frac{(z_5 - d)^2}{2}$$



8.10-rasm

Endi bu tenglamalarni quyidagicha yozamiz:

$$I - \text{uchastaka: } EJ_y y_1'' = 0$$

$$II - \text{uchastaka: } EJ_y y_2'' = m(z_2 - a)^\circ$$

$$III - \text{uchastaka: } EJ_y y_3'' = m(z_3 - a)^\circ + p(z_3 - b)$$

$$IV - \text{uchastaka: } EJ_y y_4'' = m(z_4 - a)^\circ + p(z_4 - b) + q \frac{(z_4 - c)^2}{2}$$

$$V - \text{uchastaka: } EJ_y y_5'' = m(z_5 - a)^\circ + p(z_5 - b) + q \frac{(z_5 - c)^2}{2} - q \frac{(z_5 - d)^2}{2}$$

Bu tenglamalarni bir marta integrallab xar bir oraliq kesimi aylanish burchagini aniqlaymiz:

$$I-: EJ_x y_1' = EJ_x \theta_1 = c_1$$

$$II-: EJ_x y_2' = EJ_x \theta_2 = m(z_2 - a)^\circ + c_2$$

$$III-: EJ_x y_3 = EJ_x \theta_3 = m(z_3 - a)^\circ + p(z_3 - b) + c_3$$

$$IV-: EJ_x y_4' = EJ_x \theta_4 = m(z_4 - a)^\circ + p(z_4 - b) + q \frac{(z_4 - c)^2}{2} + c_4$$

$$V-: EJ_x y_5' = EJ_x \theta_5 = m(z_5 - a)^\circ + p(z_5 - b) + q \frac{(z_5 - c)^2}{2} - q \frac{(z_5 - d)^2}{2} + c_5$$

Yana bir marta integrallab salqilik tenglamalarini hosil qilamiz:

$$I-: EJ_x y_1 = c_1 \cdot z_1 + D_1$$

$$II-: EJ_x y_2 = \frac{m(z_2 - a)^2}{2} + c_2 \cdot z_2 + D_2$$

$$III-: EJ_x y_3 = EJ_x \theta_3 = \frac{m(z_3 - a)^2}{2} + \frac{p(z_3 - b)}{6} + c_3 \cdot z_3 + D_3$$

$$IV-: EJ_x y_4 = EJ_x \theta_4 = \frac{m(z_4 - a)^2}{2} + \frac{p(z_4 - b)}{6} + q \frac{(z_4 - c)^2}{24} + c_4 \cdot z_4 + D_4$$

$$V-: EJ_x y_5 = EJ_x \theta_5 = \frac{m(z_5 - a)^2}{2} + \frac{p(z_5 - b)}{6} + q \frac{(z_5 - c)^2}{24} - q \frac{(z_5 - d)^2}{24} + c_5 \cdot z_5 + D_5 \quad (a)$$

Ixtiyoriy o'zgarmas sonlarni aniqlashda quyidagilardan foydalanamiz:

1. $z_1 = z_2 = a$ bo'lganda $y_1 = y_2$ va $y_1' = y_2'$
2. $z_2 = z_3 = b$ bo'lganda $y_2 = y_3$ va $y_2' = y_3'$
3. $z_3 = z_4 = c$ bo'lganda $y_3 = y_4$ va $y_3' = y_4'$
4. $z_4 = z_5 = d$ bo'lganda $y_4 = y_5$ va $y_4' = y_5'$

bu shartlarni yuqoridagi tenglamalarga qo'yib quyidagilarni topamiz:

$$c_1 = c_2 = c_3 = c_4 = c_5$$

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

Demak yuqoridagi o'nta ixtiyoriy o'zgarmas sonlar o'rniga ikkita C va D sonlar qoldi.

Balkaning kordinata boshidagi boshlang'ich salkilikni f_0 va aylanamiz burchagini θ_0 orqali belgilasak I – oraliq tenglamalaridan:

$$EJ_x \theta_0 = C_1 \quad \text{---} \quad EJ_x f_0 = D_1 \quad (b)$$

(b) ni (a) ga qo'yib, umumlashgan holda V-oraliq uchun quyidagini yozish mumkin.

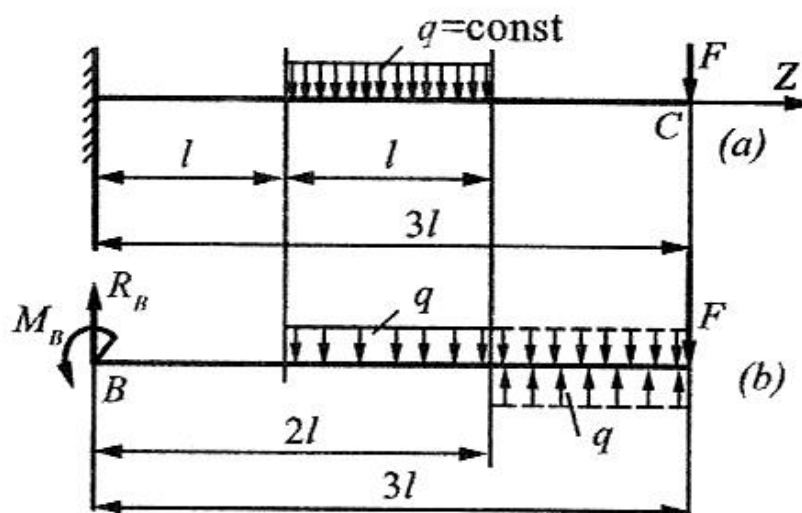
$$f = f_0 + \theta_0 z + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum \frac{M(z-a)^2}{2} + \sum \frac{p(z-b)^3}{6} + \sum \frac{M(z-c)^4}{24} - \sum \frac{M(z-d)^4}{24} \right] \quad (8.13)$$

Bu tenglamadan bir marta hosila olib quyidagini olamiz.

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EJ_x} \left[\sum M(z-a) + \sum \frac{p(z-b)^3}{2} + \sum \frac{q(z-c)^3}{6} - \sum \frac{q(z-d)^3}{6} \right] \quad (8.14)$$

(8.13) salqilikni aniqlash, (8.14) esa kesimning aylanish burchagini aniqlash universal formulalaridir.

8.4-masala: Uzunligi $3l$ va bikrligi o'zgarmas bo'lgan konsol $F=2ql$ to'plangan kuch va tekis taralgan yoyilgan kuchlar bilan yuklangan (8.11-rasm, a). Universal formula yordamida konsol erkin uchining salqiligi va aylanish burchagi aniqlansin.



8.11-rasm

Yechish: Tayanch reaksiyalarini aniqlaymiz:

$$\sum M_{R_i} = 0; -M_B + ql(1 + 0,5l) + F \cdot 3l = 0;$$

bunda,

$$M_B = 7,5 ql^2;$$

$$\sum Y_i = 0; R_B - ql - F = 0;$$

bundan,

$$R_B = 3 ql.$$

Konsolni uchta oraliqqa ajratamiz, keyin esa 8.3-§ da aytib o‘tilgan 1- va 5-qoidalarga tayanib (8.11-rasm, b):

- koordinatalar boshini chap tayanch ustiga qo‘yamiz;
- III oraliqni sun‘iy ravishda tekis taralgan kuchlar bilan yuklaymiz va ularni muvozanatlaydigan kuchlarni ham kiritamiz.
- Har bir oraliqning boshlanishi uchun quyidagi ifodalarni tuzib chiqamiz:

I oraliq:

$$v_0 = 0; \theta_0 = 0; m_1 = -7,5 ql^2$$

$$F_1 = 3ql; a_1 = 0; b_1 = 0;$$

$$c_1 = 0; q_1 = 0.$$

II oraliq: $m_2 = 0; q_2 = -q; F_2 = 0; c_2 = l.$

III oraliq: $m_3 = 0; q_3 = q; F_3 = 0; c_3 = 2l.$

Bu ifodalarni (VIII.3), (VIII.2) universal formulaga qo‘yib, tegishli aylanish burchagi va salqilikning tenglamalarini umumiy holda yozib olamiz:

$$\theta_z = \frac{1}{EI_x} \left(-7,5ql^2 \cdot Z + 3ql \frac{Z^2}{2} \right) \Big|_{z>0}^I + \frac{1}{EI_x} \left[-q \frac{(Z-l)^3}{6} \right] \Big|_{z>R}^{II} + \frac{1}{EI_x} \left[q \frac{(Z-2l)^3}{6} \right] \Big|_{z=2l}^{III}; \quad (a)$$

$$v_z = \frac{1}{EI_x} \left(-7,5ql^2 \cdot \frac{z^2}{2} + 3ql \frac{z^3}{6} \right) \Big|_{z>0}^I + \frac{1}{EI_x} \left[-q \frac{(z-l)^4}{24} \right] \Big|_{z>l}^{II} + \frac{1}{EI_x} \left[q \frac{(z-2l)^4}{24} \right] \Big|_{z=2l}^{III}. \quad (b)$$

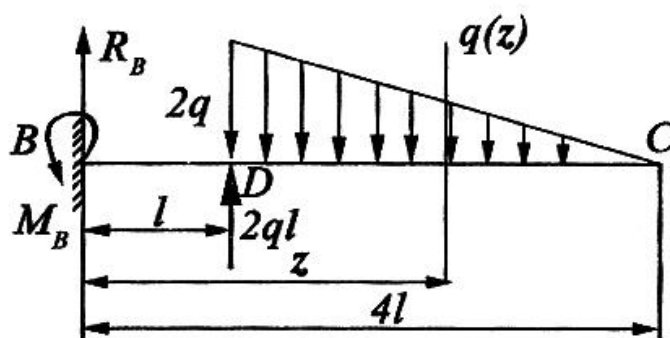
So‘ralgan kesimning aylanish burchagi va salqiligini topish uchun oxirgi ifodalarni $z=3l$ da hisoblaymiz:

$$\theta_C = \theta_{z=3l} = \frac{1}{EI_x} \left[-7,5ql^2 \cdot 3l + 3ql \frac{(3l)^2}{2} \right] + \frac{1}{EI_x} \left[-q \frac{(2l)^3}{6} \right] + \frac{1}{EI_x} \left(q \frac{l^3}{6} \right) = -10,17 \frac{ql^3}{EI_x};$$

$$v_C = v_{z=3l} = \frac{1}{EI_x} \left[-7,5ql^2 \frac{(3l)^2}{2} + 3ql \frac{(3l)^3}{3} \right] + \frac{1}{EI_x} \left[-q \frac{(2l)^4}{24} \right] + \frac{1}{EI_x} \left(q \frac{l^4}{24} \right) = -20,875 \frac{ql^4}{EI_x};$$

Izoh: bordi-yu, so‘ralgan kesim II oraliqda yotsa, (a) va (b) ifodalardagi oxirgi had e‘tiborga olinmaydi.

8.5-masala: Bikrligi o‘zgarmas konsol 8.12-rasmda ko‘rsatilganidek, to‘plangan kuch va yoyilgan kuchlar bilan yuklangan. Konsol erkin uchidagi aylanish burchagi va to‘plangan kuch qo‘yilgan kesimning salqiligi topilsin.



8.12-rasm

Yechish:

1) Tayanch reaksiyalarini topamiz:

$$R_B = ql \qquad M_B = 2ql^2.$$

2) Konsolni ikkita oraliqqa ajratib, yoyilgan kuchning ta'sir etish qonuniyatini aniqlaymiz:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_1} \text{ yoki } q(z) = \frac{1}{\alpha_1} \cdot 2q;$$

Bunda,

$$q'(Z) = -\frac{2q}{\alpha_1} = \text{const.}$$

3) Har bir oraliqning boshlanishi uchun quyidagi ifodalarni tuzib olamiz:

I oraliq:

$$v_0 = 0; \theta_0 = 0; \quad m_1 = -2ql^2; \quad F_1 = ql;$$

$$q_1 = 0; \quad a_1 = 0; \quad b_1 = 0; \quad c_1 = 0.$$

II oraliq:

$$m_2 = 0; \quad F_2 = 2ql; \quad q_2 = -2q;$$

$$q'_2 = -(-2q/3l) = 2q/3l; \quad b_2 = l; \quad c_2 = l; \quad d_2 = l.$$

Bundan chiqdi, aylanish burchagi va salqilik tenglamalari quyidagi ko'rinishda

$$\theta_z = \frac{1}{EI_x} \left(-2ql^2 \cdot z + ql \frac{z^2}{2} \right) \Big|_{z>0}^I$$

$$+ \frac{1}{EI_x} \left[2ql \frac{(z-l)^2}{2} - 2q \frac{(z-l)^3}{6} + \frac{2q}{3l} \cdot \frac{(z-l)^4}{24} \right] \Big|_{z>l}^{II};$$

$$v_z = \frac{1}{EI_x} \left(-2ql^2 \cdot \frac{z^2}{2} + ql \frac{z^3}{6} \right) \Big|_{z>0}^I$$

$$+ \frac{1}{EI_x} \left[2ql \frac{(z-l)^3}{6} - 2q \frac{(z-l)^4}{24} + \frac{2q}{3l} \cdot \frac{(z-l)^5}{120} \right] \Big|_{z>l}^{II}$$

C kesimning aylanish burchagini topamiz:

$$\theta_c = \theta_{z=4l} = \frac{1}{EI_x} \left(-2ql^2 \cdot 4l + ql \frac{16l^2}{2} \right) + \frac{1}{EI_x} \left[2ql \cdot \frac{(3l)^2}{2} - 2q \frac{(3l)^3}{6} + \frac{2q}{3l} \cdot \frac{(3l)^4}{24} \right] = -\frac{87}{96} \cdot \frac{ql^3}{EI_x}$$

D kesimning salqiligini hisoblaymiz:

$$v_D = v_{z=l} = \frac{1}{EI_x} \left(-2ql^2 \cdot \frac{l^2}{2} + ql \cdot \frac{l^3}{6} \right) = -\frac{5}{6} \cdot \frac{ql^4}{EI_x}$$

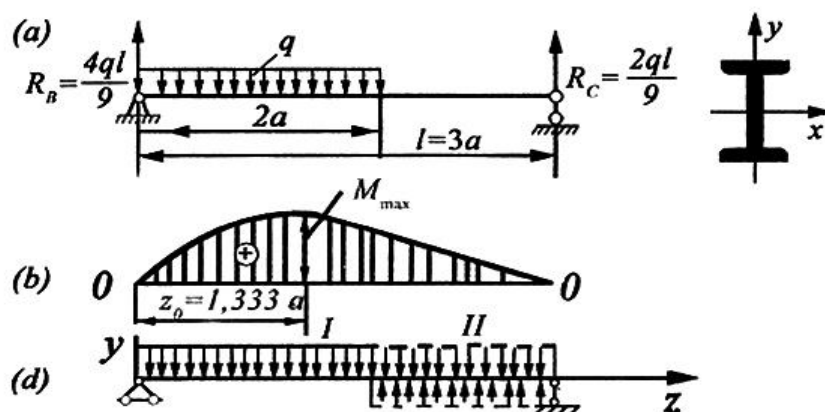
8.6-masala: Uzunligi $l=3a$ bo'lgan oddiy to'sin tekis taralgan kuchlar bilan yuklangan (8.13-rasm). Mustahkamlik va bikrlilik shartlaridan foydalanib, qo'shtavrli kesim tanlansin. Hisoblashlarda

$$\sigma_{adm} = 160 \text{ MPa}, \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad f_{adm} = \frac{1}{600}, \quad a = 1,2 \text{ m}, \\ q = 20 \text{ kN/m} \quad \text{deb qabul qilinsin:}$$

Yechish: Tayanch reaksiyalarini aniqlab, eguvchi moment epyurasini quramiz (8.13-rasm, b).

Epyuradan $M_{\max} = 9,87 \cdot 10^{-2} ql^2$ ekanligi ma'lum.

8.13-rasm (b) ni chizib, to'sinning har bir oralig'i uchun tegishli ifodalarni yozib olamiz.



8.13-rasm

I oralig: $v_0 = 0; \theta_0 \neq 0; F_1 = 4ql/9; q_1 = -q.$

II oraliq: $m_2 = 0; F_2 = .0; q_2 = q; c_2 = 2a$.

Bu ifodalardan foydalanib, aylanish burchagi va salqilikning tenglamalarini umumiy holda yozamiz:

$$\theta_z = \theta_0 + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{9} ql \cdot \frac{Z^2}{2} - q \frac{Z^3}{6} \right) \Big|_I + \frac{1}{EI_x} \left[q \frac{(Z-2a)^3}{6} \right] \Big|_{II} ;$$

$$v_z = \theta_0 z + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{9} ql \cdot \frac{Z^3}{6} - q \frac{Z^4}{24} \right) \Big|_I + \frac{1}{EI_x} \left[q \frac{(Z-2a)^4}{24} \right] \Big|_{II} .$$

C tayanchda salqilikning nolga tenglik shartidan θ_0 ni aniqlaymiz:

$$\theta_0 l + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{9} ql \cdot \frac{l^3}{6} - q \frac{l^4}{24} \right) + \frac{1}{EI_x} q \frac{l^4}{24 \cdot 81} = 0; \text{ bundan, } \theta_0 = -\frac{8}{243} \frac{ql^3}{EI_x}.$$

Nihoyat quyidagilarga ega bo‘lamiz:

$$\theta_z = -\frac{8}{243} \frac{ql^3}{EI_x} + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{18} ql \cdot Z^2 - \frac{q}{6} Z^3 \right) \Big|_I + \frac{q(Z - \frac{2}{3}l)^4}{6EI_x} \Big|_{II} ;$$

$$v_z = -\frac{8}{243} \frac{ql^3}{EI_x} \cdot Z + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{27} ql \cdot Z^3 - \frac{q}{24} Z^4 \right) \Big|_I + \frac{q(Z - \frac{2}{3}l)^4}{24EI_x} \Big|_{II} ;$$

Eng katta salqilikni aniqlaymiz – tekshirilayotgan to‘sinda f_{max} I oraliqda yotadi. Shuning uchun:

$$-\frac{8}{243} \frac{ql^2}{EI_x} + \frac{1}{EI_x} \left(\frac{4}{18} ql \cdot Z^2 - \frac{q}{6} Z^3 \right) = 0.$$

Tenglamani yechib, $Z = 0,482l$ ni hosil qilamiz

Demak,

$$\begin{aligned} f_{max} &= -\frac{8}{243} \frac{ql^3}{EI_x} \cdot 0,482l + \frac{1}{EI_x} \left[\frac{2}{27} ql \cdot (0,482)^3 - \frac{q}{24} (0,482l)^4 \right] = \\ &= -9,876 \cdot 10^{-3} \frac{ql^4}{EI_x}. \end{aligned}$$

To‘sin uchun bikiqlik shartini yozamiz:

$$9,876 \cdot 10^{-3} \frac{ql^4}{Ef_{adm}} \leq f_{adm};$$

bundan, inersiya momentining qiymati $I_x \geq \frac{9,876 \cdot 10^{-3} ql^4}{Ef_{adm}}$ yoki

$$I_x = \frac{9,876 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^3 (3 \cdot 1,2)^4 \cdot 600}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3 \cdot 1,2}$$

$$= 2764,6510^{-8} \text{m}^4 = 2764,65 \text{sm}^4$$

Inersiya momentining bu qiymatiga qarab, ГОСТ 8239-72 dan profil nomeri 22a bo'lgan qo'shtavrni tanlaymiz. Bu qo'shtavr uchun quyidagilarni jadvaldan olish mumkin: $I_x=2790 \text{ sm}^4$; $W_x=254 \text{ sm}^3$; endi tanlab olingan qo'shtavrni mustahkamlikka tekshiramiz:

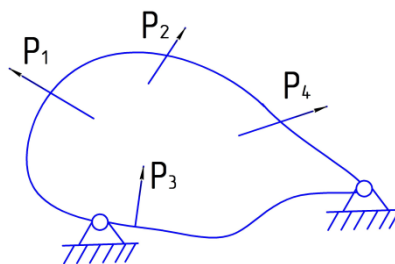
$$\sigma_{adm} \geq \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{9,87 \cdot 10^{-2} \cdot 20 \cdot 10^3 (3 \cdot 1,2)^2}{254 \cdot 10^{-6}} = 100,72 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$= 100,72 \text{MPa} < \sigma_{adm} = 160 \text{MPa}.$$

To'sinning mustahkamligi ta'minlangan.

8.4 Deformatsiyalarni aniqlash energetik usuli. Kostelyano teoremasi

Jismda to'plangan umumlashgan potensial energiyadan umumlashgan kuch bo'yicha olingan xususiy hosila umumlashgan ko'chishga tengdir. Ya'ni



8.14-rasm

$$\delta = \frac{\partial u}{\partial P_i}$$

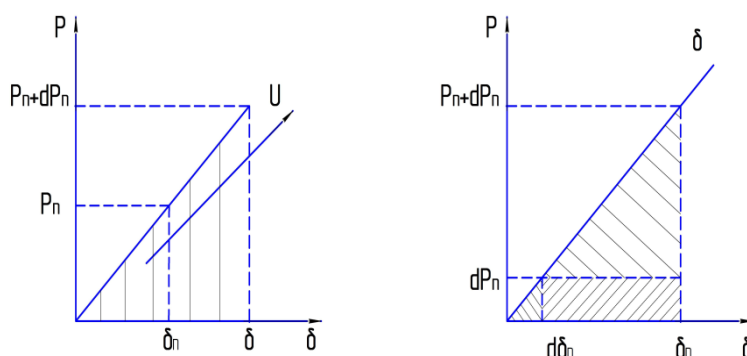
Isboti: Elastik jismlarga ixtiyoriy yo`nalgan kuchlar sistemasi ta`sir etayotgan bo`lsin. Bu kuchlar bajargan ishi ta`sirida jismda hosil bo`lgan potensial energiya U ga teng bo`lsin. Birorta kuchning qiymatini, masalan P_n kuchni dP_n ga orttirilsin.

Unda U potensial energiya $\frac{\partial u}{\partial P_i} dP_n$ ga ortadi.

$$U + \frac{\partial u}{\partial P_i} dP_n \quad (8.15)$$

Endi kuchlarning ta`sir qilish tartibini o`zgartiramiz ya`ni oldin dP_n qo`yamiz. Undan keyin esa P_n kuchni qo`yamiz, unda ulardan hosil bo`lgan potensial energiya teng bo`ladi.

$$U + dP_n \delta_n + \frac{1}{2} dP_n d\delta_n \quad (8.16)$$



8.15-rasm

Energiya saqlanish qonuniga binoan (8.15) va (8.16) lar o`zaro tengdir, ya`ni:

$$U + \frac{\partial u}{\partial P_i} dP_n = U + dP_n \delta_n + \frac{1}{2} dP_n d\delta_n$$

$$\delta_n = \frac{\partial u}{\partial P_i} \quad (8.17)$$

Kostelyano teoremasi.

Bu teoremani egilish deformatsiyasiga tadbiq qilamiz:

I-teorema. Balka egilishda deformatsiyaning potensial energiyasidan biror to'plangan kuch bo'yicha olingan hususiy hosilasi shu to'plangan kuch qo'yilgan kesimning salqiligiga teng.

$$f = \frac{\partial u}{\partial P_i} \quad (8.18)$$

Bizga ma'lumki egilishda potensial energiya teng:

$$u = \int_0^e \frac{M^2(z)dz}{2EJ_x} \quad (8.19)$$

(8.19) ni (8.18) ga qo'ysak

$$f_i = \frac{\partial u}{\partial P_i} \left[\int_0^e \frac{M^2(z)dz}{2EJ_x} \right] \quad (8.20)$$

Bu tenglamada hosila p kuch bo'yicha olinayapdi, integrallasg esa z bo'yicha bo'lyapdi.Unda egilishdagi ko'chish uchun Kostelyano teoremasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$f_i = \int_0^e \frac{M(z)dz}{EJ_x} \cdot \frac{\partial M(z)}{\partial P_i} \quad (8.21)$$

II-teorema: Egilishda deformatsiyaning potensial energiyasidan biror juft kuch bo'yicha olingan hususiy hosila shu juft kuch qo'yilgan kesimning aylanish burchagiga teng.

$$\theta_i = \frac{\partial u}{\partial m_i} \quad (8.22)$$

(8.19) ni (8.22) ga qo'ysak:

$$\theta_i = \frac{\partial u}{\partial m_i} \left[\frac{M^2(z)dz}{2EJ_x} \right]$$

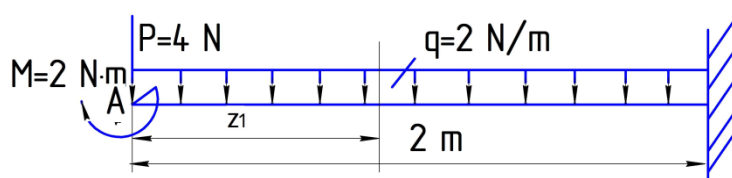
Bu tenglamani integrallasak:

$$\theta_i = \int_0^e \frac{M(z)dz}{EJ_x} \cdot \frac{\partial M(z)}{\partial m_i} \quad (8.23)$$

Misol: Konsol balkaga to'plangan P, taralgan q va juft kuch M berilgan bo'lsin. A nuqtaning salqiligi va shu nuqta joylashgan kesimning aylanish burchagini Kostelyano formulasi yordamida aniqlash kerak bo'lsin.

$$\theta_A = ? \quad f_A = ?$$

$$EJ_x = const$$



8.16-rasm

Tashqi kuchlarda eguvchi moment tenglamasini tuzamiz

$$M(z) = m - Pz_1 - q \frac{z_1^2}{2}$$

Bu tenglamadan to'plangan kuch P bo'yicha hususiy hosila olamiz.

$$\frac{\partial M(z)}{\partial P} = -z_1$$

Bularni Kostelyano formulasiga qo'yib A(.) salqiligi aniqlaymiz.

$$\begin{aligned} f_A &= \frac{1}{EJ_x} \int_0^2 (m - Pz_1 - q \frac{z_1^2}{2})(-z_1) dz = \frac{1}{EJ_x} \int_0^2 (-mz_1 + Pz_1^2 + q \frac{z_1^3}{2}) dz = \frac{1}{EJ_x} [-m \frac{z_1^2}{2} + \frac{Pz_1^3}{3} + q \frac{z_1^4}{8}] \Big|_0^2 = \\ &= \frac{1}{EJ_x} [-4 + \frac{32}{3} + 4] = \frac{32}{3EJ_x}; \end{aligned}$$

f_A ning (+) ishorali chiqqanligi A(.) ko'chishi P kuch yo'nalishi bo'ylab ekanligini ko'rsatadi.

Endi eguvchi momentdan juft kuch bo'yicha hususiy hosila olamiz:

$$\frac{\partial M(z)}{\partial M} = 1$$

unda:

$$\theta_A = \frac{1}{EJ_x} \int_0^e (m - Pz_1 - q \frac{z_1^2}{2})(1) dz = \frac{1}{EJ_x} [mz_1 - P \frac{z_1^2}{2} - \frac{qz_1^3}{6}] \Big|_0^e = \frac{1}{EJ_x} [4 - 8 - \frac{8}{3}] = -\frac{20}{3EJ_x};$$

θ_A ning (-) ishorasi A kesmaning aylanish burchagi juft kuch yo`nalishiga teskari yo`nalishda ekanligini ko`rsatadi.

Agar balkaning salqiligi topilishi kerak bo`lgan kesimga to`plangan kuch qo`yilmagan bo`lsa, aylanish burchagi topilishi kerak bo`lgan kesimga juft kuch qo`yilmagan bo`lsa, ularni sun`iy ravishda qo`yish, ularni e`tiborga olgan holda eguvchi moment tenglamasini tuzish hamda potensial energiyadan hususiy hosila olish kerak, lekin Kostelyano formulasiga haqiqiy eguvchi moment tenglamasini qo`yish lozim.

8.5 Deformatsiyalarni aniqlash Mor integrali

Mor integrali kostelyano teoremasining hususiy holini bildiruvchi ifodadir.

Biz ko`rib o`tdikki eguvchi moment (M) umumiy holda balkaga qo`yilgan to`plangan kuch (P), Juft kuch (m) va taralgan kuch (q) larning chiziqli funksiyasidir. Ya`ni:

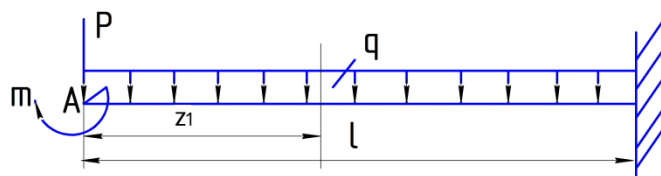
$$M = a_1 P_1 + a_2 P_2 + \dots + b_1 m_1 + b_2 m_2 + \dots + c_1 q_1 + c_2 q_2 + \dots \quad (8.24)$$

Bizga quyidagi yuklangan balka berilgan bo`lsin. Bu balka uchun eguvchi moment tenglamasini tuzamiz:

$$M(z) = m - Pz_1 - q \frac{z_1^2}{2} \quad (8.25)$$

(8.25) ni (8.24) ga solishtirsak,

$$a_1 = -z_1; \quad b_1 = 1; \quad c_1 = \frac{-z_1^2}{2}$$



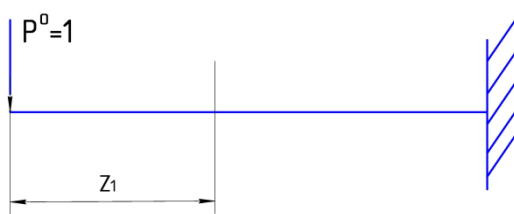
8.17-rasm

Qolgan koeffitsiyentlar nolga teng.

(8.25) dan P bo'yicha hususiy hosila olamiz.

$$\frac{\partial M(z)}{\partial P} = -z_1 \quad (8.26)$$

Endi quyidagi holatni ko'ramiz. A nuqtaga birlik kuch qo'yib undan eguvchi moment tenglamasini tuzamiz.



8.18-rasm

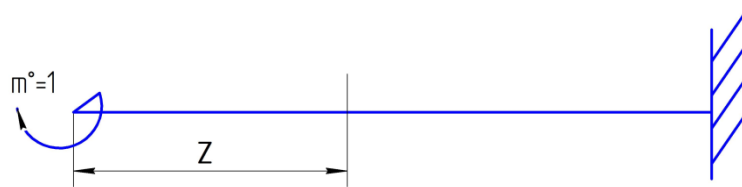
$$M^0 = -P^0 z_1 = -z_1 \quad (8.27)$$

(8.27) bilan (8.26) ni solishtirsak eguvchi momentdan to'plangan kuch bo'yicha olingan hususiy hosila, birlik kuchdan tuzilgan eguvchi momentga teng ekan.

Endi (8.25)dan juft kuch (m) bo'yicha xususiy hosila olamiz.

$$\frac{d(M(z))}{dm} = 1 \quad (8.28)$$

Quyidagi holatni ko'ramiz:



8.19-rasm

$$M^0 = m^0 = 1 \quad (8.29)$$

(8.28) bilan (8.29) ni solishtirsak quyidagi xulosa kelib chiqadi.

Berilgan kuchlardan tuzilgan eguvchi momentning ifodasidan biron juft kuch bo'yicha olingan hususiy hosila aylanish burchagi topishi kerak bo'lgan kesimga qo'yilgan birlik juft kuchdan tuzilgan eguvchi moment ifodasiga tengdir.

Demak (8.26) va (8.27) ifodalarning o'ng tomoni va (8.28) va (8.29) ifodalarning o'ng tomonlari bir-biriga tengligidan foydalanib va (8.21) va (8.23) tenglamalarni umumlashtirib quyidagi formulani olish mumkin. ($EJ = \text{const}$)

$$\delta = \frac{1}{EJ_x} \int_0^l M(z) \cdot M^0 dz \quad (8.30)$$

(8.30) formula Mor integrali deb ataladi.

Bu yerda:

δ – balka yoki rama ko'ndalang kesim yuzasining ko'chishi. (salqilik yoki ko'ndalang kesim aylanish burchagi);

E – elastiklik moduli;

J_x – Ko'ndalang kesim yuzasining enersiya moment.

$M(z)$ – balka yoki ramaga qo'yilgan oldindan berilgan kuchlardan tuzilgan eguvchi moment ifodasi.

M_0^- – birlik kuchdan tuzilgan eguvchi moment ifodasi (birlik kuch ko'chish miqdori topilishi kerak bo'lgan kesimga qo'yiladi, bunda balkaga qo'yilgan barcha kuchlar tashlab yuboriladi)

Agar:

a) $M_0^- > P^0 = 1$ teng bo'lgan kuchdan tuzilgan bo'lsa $\delta = f$ bo'lib salqilikni bildiradi.

b) $M_0^- > M^0 = 1$ teng bo'lgan juft momentdan tuzilgan bo'lsa $\delta = \theta$ bo'lib aylanish burchagini bildiradi.

8.7-masala: Bikrligi o'zgarmas bo'lgan oddiy to'sinning o'rtasiga $2F$ kuch qo'yilgan (8.20-rasm, *a*). Kuch qo'yilgan nuqtaning salqiligi va *B* kesimining aylanish burchagi Mor va Vereshagin usullarida aniqlansin.

Yechish: Masalani Mor usuli yordamida yechish uchun to'sinning asosiy (8.20-rasm, *a*) va yordamchi (8.20-rasm, *b*, *d*) holatlari oraliqlarga ajratilib, tayanch reaksiyalari topiladi (tayanch reaksiyalarining qiymati va yo'nalishlari chizmalarda ko'rsatilgan).

Kesish usulini qo'llab, har bir oraliq uchun asosiy va yordamchi holatlar bo'yicha eguvchi momentlarning ifodalarini tuzamiz:

I oraliq: $(0 \leq Z_1 \leq l): M_F^I = FZ_1; M_1^I = 0,5Z_1; M_2^I = 1 - \frac{1}{2l}Z_1.$

II oraliq: $(l \leq Z_2 \leq 2l): M_F^{II} = FZ_2 - 2F(Z_2 - l);$

$M_1^{II} = 0,5Z_2 - (Z_2 - l); \quad M_2^{II} = 1 - \frac{1}{2l}Z_2.$

K kesimning salqiligini topamiz:

$$v_k = \frac{1}{EI_x} \int_0^l M_F^I \cdot M_1^I dZ_1 + \frac{1}{EI_x} \int_l^{2l} M_F^{II} \cdot M_1^{II} dZ_2 =$$

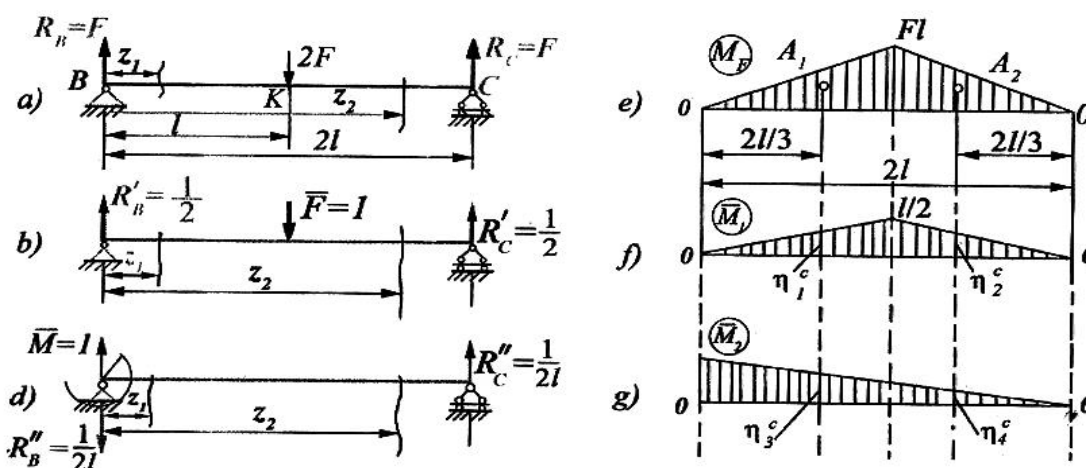
$$= \frac{1}{EI_x} \int_0^l FZ_1 \frac{Z_1}{2} dZ_1 + \frac{1}{EI_x} \int_l^{2l} [FZ_2 - 2F(Z_2 - l)] \cdot \left[\frac{Z_2}{2} - 1(Z_2 - l) \right] dZ_2 = \frac{Fl^3}{3EI_x}.$$

Kuch to'sinning o'rtasiga qo'yilgani uchun eng katta salqilik ϑ_k ga teng bo'ladi.

$$f_{max} = \frac{Fl^3}{3EI_x}.$$

Xuddi shu tarzda B kesimning aylanish burchagi topiladi:

$$\begin{aligned} \theta_k &= \frac{1}{EI_x} \int_0^l M_F^I \cdot M_2^I dZ_1 + \frac{1}{EI_x} \int_l^{2l} M_F^{II} \cdot M_2^{II} dZ_2 = \frac{1}{EI_x} \int_0^l FZ_1 \left(1 - \frac{Z_1}{2l}\right) dZ_1 + \\ &+ \frac{1}{EI_x} \int_l^{2l} [FZ_2 - 2F(Z_2 - l)] \cdot \left(1 - \frac{Z_2}{2l}\right) dZ_2 = \frac{Fl^2}{2EI_x}. \end{aligned}$$



8.20-rasm

Vereshagin usulida ko'chishlarni topish uchun tashqi kuch va birlik kuchdan eguvchi moment epyuralarini quramiz (8.20-rasm, e, f, g).

Chiziqli ko'chishni aniqlash uchun (8.20-rasm, e, f, g) larda ko'rsatilgan epyuralar ko'paytiriladi (odatda, Vereshagin usuli «epyuralarni ko'paytirish usuli» deb ham yuritiladi):

$$v_k = v_k(M_F, \bar{M}_l) = \frac{1}{EI_x} (A_1 \cdot \eta_1^c + A_2 \eta_2^c);$$

bu yerda, $A_1 = \frac{1}{2} \cdot Fl \cdot l = \frac{Fl^2}{2}$; $\eta_1^c = \frac{l}{3}$; $A_2 = \frac{1}{2} \cdot Fl \cdot l = \frac{Fl^2}{2}$; $\eta_2^c = \frac{l}{3}$.

Bularni e'tiborga olsak,
$$v_k = \frac{l}{EI_x} \left(\frac{Fl^2}{2} \cdot \frac{l}{3} + \frac{Fl^2}{2} \cdot \frac{l}{3} \right) = \frac{Fl^3}{3 EI_x}.$$

B kesimning aylanish burchagi quyidagicha topiladi:

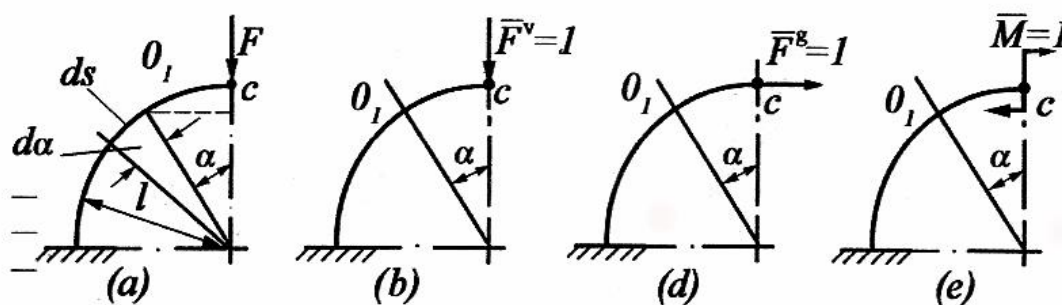
$$\theta_k = \theta_k(M_F, M_2) = \frac{I}{EI_x} (A_1 \eta_3^c + A_2 \eta_4^c);$$

bu yerda, $\eta_3^c = 2/3, \eta_4^c = 1/3$.

Demak,
$$\theta_k = \frac{1}{EI_x} \left(\frac{Fl^2}{2} \cdot \frac{2}{3} + \frac{Fl^2}{2} \cdot \frac{1}{3} \right) = \frac{Fl^3}{2 EI_x}.$$

Ikkala usulda ham bir xil natijaga erishdik. Ammo yuqorida ko'rdikki, Vereshagin usulida ko'chishlarni aniqlash bir muncha osonroq ekan.

8.8-masala: Egriligi kichik brus F kuch bilan yuklangan (8.21-rasm, *a*). Kuch qo'yilgan kesimning vertikal, gorizontal va burchakli ko'chishlari aniqlansin. Brusning bikrligi o'zgarmas deb hisoblansin.



8.21-rasm

Yechish: Bu masala Mor usuli yordamida yechiladi.

Brusning asosiy va uchala yordamchi holatlari uchun eguvchi moment ifodasini

$$\bar{M}^F = -Fl \sin \alpha \quad (\text{VIII.9 - shakl, a - asosiy holat});$$

$$\bar{M}_1^v = -l \sin \alpha \quad (\text{VIII.9 - shakl, b - yordamchi holat});$$

$$\bar{M}_1^g = -(l - l \sin \alpha) = -l(1 - \sin \alpha) \text{ (VIII. 9 - shakl, } d \text{ - yordamchi holat);}$$

$$M_2 = -1 \text{ (VIII. 9 - shakl, } e \text{ - yordamchi holat).}$$

Yoy differensialini $l d\alpha$ bilan almashtirib, quyidagilarni aniqlaymiz:

vertikal ko'chish:

$$v_c^v = \frac{1}{EI_x} \int_0^{\pi/2} (-Fl \sin \alpha)(-l \sin \alpha) \cdot l d\alpha = \frac{\pi Fl^3}{4 EI_x}$$

gorizontal ko'chish:

$$v_c^g = \frac{1}{EI_x} \int_0^{\pi/2} (-Fl \sin \alpha)[-l(1 - l \cos \alpha)] \cdot l d\alpha = \frac{Fl^3}{2 EI_x};$$

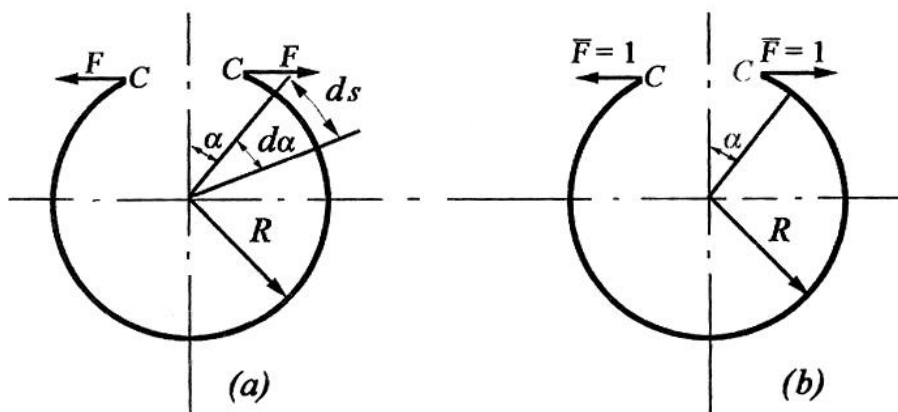
C kesimning to'liq ko'chishi

$$v_c = \sqrt{(v_c^v)^2 + (v_c^g)^2} \approx 0,93 \frac{Fl^3}{EI_x};$$

d) C kesimning aylanish burchagi-burchakli ko'chish:

$$\theta_c = \frac{1}{EI_x} \int_0^{\pi/2} (-Fl \sin \alpha)(-1) l d\alpha = \frac{Fl^2}{EI_x}.$$

8.9-masala: F kuch ta'sirida kesik halqadagi tirqish qanchaga ochiladi (8.22-rasm, a)? Halqaning bikrligi $EI = \text{const}$.



8.22-rasm

Yechish: Masala Mor integrali yordamida yechiladi.

Asosiy va yordamchi holatlar uchun mos ravishda, tashqi kuch va birlik kuchdan paydo boʻluvchi eguvchi momentlarni aniqlaymiz:

$$0 \leq \alpha \leq 2\pi: M_F = FR(1 - \cos\alpha); M_1 = R(1 - \cos\alpha).$$

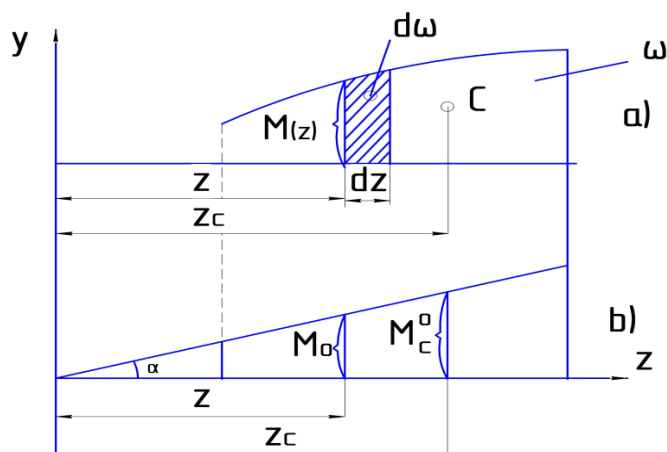
Kuch qoʻyilgan kesimlarning oʻzaro uzoqlashishini hisoblaymiz:

$$\delta_C = \frac{1}{EI} \int_{(1)} M_F \cdot \bar{M}_1 \cdot ds = \frac{1}{EI} \int_0^{2\pi} FR(1 - \cos\alpha) \cdot R(1 - \cos\alpha) R d\alpha = \frac{FR^3}{EI} \int_0^{2\pi} (1 - \cos\alpha)^2 d\alpha = 3\pi \frac{FR^3}{EI}.$$

8.6 Vereshagen formulasi

1924- yilda Vereshagen A.N. Mor integralini grafo-analitik usulda yechishni taklif etgan.

Bizga ikki eguvchi moment epyurasi berilgan boʻlib, ulardan biri ixtiyoriy koʻrinishga ikkinchisi esa toʻgʻri chiziq koʻrinishga ega boʻlsin. Sterjenning koʻndalang kesim yuzasi esa oʻzgarmas boʻlsin.



8.23-rasm

Koordinata boshidan z masofada yotgan kesimning eguvchi momenti $M(z)$ ga teng boʻlsa dz masofadagi epyuraning yuzasi teng boʻladi.

$$d\omega = M(z) \cdot dz \quad (8.31)$$

Z masofada yotgan birlik kuchdan olingan eguvchi moment esa teng bo'ladi.

$$\mu_0 = z \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (8.32)$$

$$\delta = \frac{1}{EJ_x} \int_0^{\omega} d\omega \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (8.33)$$

Bu yerda $\int_0^{\omega} d\omega \cdot z = \omega \cdot z_c$. Ya'ni tashqi kuchlardan olingan eguvchi momentning Y o'qiga nisbatan statik momentidir. Unda:

$$\delta = \frac{1}{EJ_x} \omega \cdot z_c \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Bu yerda:

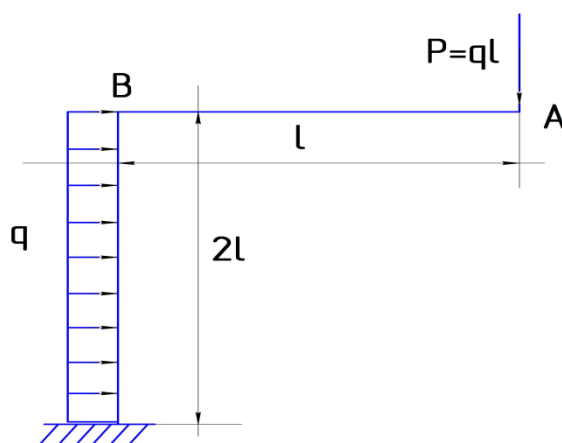
$$z_c \cdot \operatorname{tg} \alpha = M_c^0$$

unda:

$$\delta = \frac{1}{EJ_x} \omega \cdot M_{ci}^0$$

Balka yoki rama bir nechta oraliqlardan iborat bo'lsa, unda oxirgi formula quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi.

$$\delta = \sum_{i=1}^n \frac{1}{EJ_x} \omega_i M_{ci}^0 \quad (8.34)$$



8.24-rasm

Bu formula deformatsiyalarni topish Vereshagen formulasi deb ataladi.

Bu yerda:

ω_i - tashqi kuchlardan olingan eguvchi moment epyurasini yuzasi;

$M_{ci}^0 - \omega_i$ og'irlik markaziga to'g'ri kelgan birlik kuchdan olingan eguvchi moment ordinatasi.

8.10-masala: Oddiy to'sinning chap tayanchidan qoq o'rtasigacha intensivligi q bo'lgan tekis taralgan yuk qo'yilgan (8.25-rasm, *a*). K kesimning salqiligi aniqlansin. To'sin o'zgarmas bikrlikka ega.

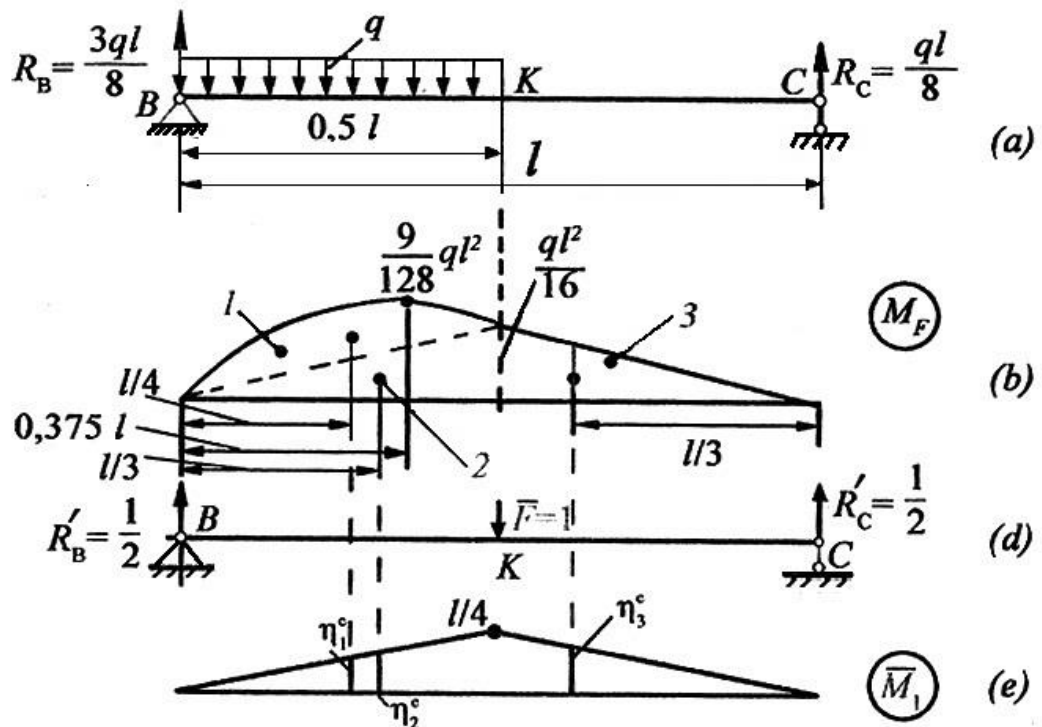
Yechish: Masalani Vereshagin usulida yechamiz.

Asosiy holat bo'yicha yuklangan to'sinning tayanchlardagi reaksiyalari aniqlangach, tashqi yukdan eguvchi moment epyurasini quramiz (8.25-rasm, *b*).

K kesimga $F=1$ birlik kuch qo'yib, to'sinning yordamchi holati quriladi (8.25-rasm, *d*). Keyin esa tayanch reaksiyalarini aniqlab, yordamchi holatga tegishli bo'lgan M_1 , epyurani quramiz (8.25-rasm, *e*). M_F epyurani uchta bo'lakka ajratamiz va ularning yuzalarini hisoblaymiz:

$$A_1 = \frac{2}{3} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{q \left(\frac{l}{2}\right)^2}{8} = \frac{ql^3}{96} - \text{parabolik segmentning yuzasi};$$

$$A_2 = A_3 = \frac{1}{2} \cdot \frac{l}{2} \cdot \frac{ql^2}{16} = \frac{ql^3}{64} - \text{uchburchakning-yuzasi}$$



8.25-rasm

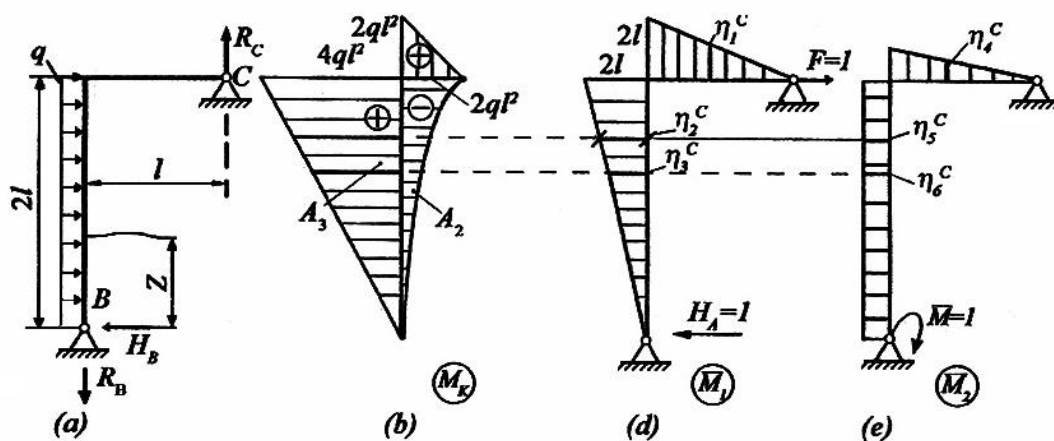
Bu yuzalarning og'irlik markazlariga to'g'ri keluvchi ordinatalar quyidagicha:

$$\eta_1^c = \frac{l}{5}; \quad \eta_2^c = \eta_3^c = \frac{l}{4}.$$

Vereshagin formulasidan v_K ni aniqlaymiz:

$$v_k = \frac{1}{EI} (A_1 \cdot \eta_1^c + A_2 \cdot \eta_2^c + A_3 \cdot \eta_3^c) = \frac{1}{EI} \left(\frac{ql^3 l}{960} + 2 \frac{ql^3 l}{640} \right) = \frac{5}{760} \cdot \frac{ql^4}{EI}$$

8.11-masala: (8.26-rasm, a) da tasvirlangan tekis rama C kesimining gorizontal ko'chishi va B tayanch kesimining aylanish burchagini aniqlang. Rama o'zgarmas bikrlikka ega: $EI = \text{const}$



8.26-rasm

Yechish: Masalani Vereshagin usulida yechamiz.

Berilgan ramaning muvozanatini tekshirib, tayanchlarda paydo bo‘luvchi reaksiyalarning o‘zaro tengligiga ishonch hosil qilamiz:

$$H_B = R_B = R_C = 2ql.$$

Tashqi kuchlardan hosil bo‘lgan eguvchi moment epyurasi (yuk epyurasi)ni «qatlamlarga ajratilgan» ko‘rinishda quramiz (8.26-rasm, b).

Izoh: epyuralarni qiymatlarga ajratib chizish Vereshagin usulini ishlatishda ancha qulaylik tug‘diradi. Chunki eguvchi moment tenglamasi ko‘phadlardan iborat bo‘lishiga qaramasdan (masalan, ramaning vertikal qismi uchun yozilgan tenglama ikkita haddan iborat: $M_y = H_B \cdot Z - 0,5 qZ^2$), epyura ko‘phad uchun qurilmaydi, balki har bir had (qo‘shiluvchi) uchun alohida quriladi.

Yuk epyurasining yuzalarini hisoblaymiz:

$$A_1 = \frac{1}{3} 2ql^2 \cdot l = ql^3; A_2 = \frac{1}{3} 2ql^2 \cdot 2l = \frac{4}{3} ql^3; A_3 = \frac{1}{3} 4ql^2 \cdot 2l = 4ql^3.$$

C tayanchga $F=1$ birlik gorizontalkuch qo‘yib, tayanchlardagi reaksiyalarni aniqlaymiz hamda $M1$ birlik epyurani quramiz (8.26-rasm, d).

B tayanchga $M1$ birlik moment qo‘yib, ramaning 8.26-rasm (e) da tasvirlangan yordamchi holati quriladi. Bu holat uchun tayanch reaksiyalarini topib, ikkinchi birlik epyura $M2$ ni quramiz.

Birlik epyuralardan η_{ic} ordinatalarni hisoblaymiz:

$$\eta_1^c = \frac{4l}{2}; \eta_2^c = \frac{3l}{2}; \eta_3^c = \frac{4l}{2}; \eta_4^c = \frac{2}{2}; \eta_5^c = \eta_6^c = 1.$$

C kesimning gorizontal ko'chishi quyidagiga teng:

$$v_c^g = \frac{1}{EI_x} (A_1 \eta_1^c + A_2 \eta_2^c + A_3 \eta_3^c) = \frac{1}{EI_x} \left(ql^3 \frac{4}{3} l - \frac{4}{3} ql^3 \frac{3}{2} l + 4ql^3 \frac{4}{3} l \right) \\ = 4,667 \frac{ql^4}{EI}.$$

B kesimning aylanish burchagi quyidagiga teng:

$$\theta_B = \frac{1}{EI_x} (A_1 \eta_4^c + A_2 \eta_5^c + A_3 \eta_6^c) = \frac{1}{EI_x} \left(ql^3 \frac{2}{3} - \frac{4}{3} ql^3 \cdot 1 + 4ql^3 \cdot 1 \right) \\ = 3,333 \frac{ql^4}{EI}.$$

Nazorat va muhokama savollari:

1. Egilishda ichki kuch omillaridan qaysilari paydo bo'ladi?
2. Sof egilish va ko'ngdalang egilish nima?
3. Neytral o'q va neytral qatlam nima?
4. Sof egilishda normal kuchlanish formulasini yozing?
5. Ko'ngdalang egilishda normal kuchlanish qanday formula yordamida aniqlanadi?
6. Normal kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega?
7. Urinma kuchlanish bo'yicha to'sinlarning mustahkamlik sharti qanday ko'rinishga ega?
8. To'sinlarning mustahkamligini bosh kuchlanishlar asosida tekshirish tartibini izohlang?
9. Kesim shaklining ratsional koeffitsiyenti nimalarga bog'liq?
10. Solishtirma potensial energiya formulasini yozing va uning mohiyatini tushuntiring?

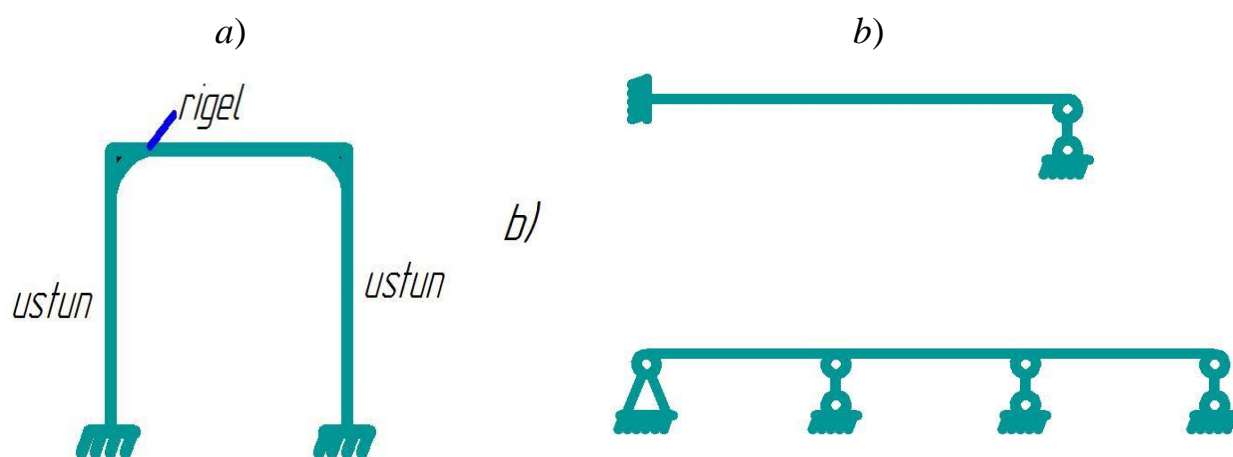
IX BOB. STATIK NOANIQ SISTEMALAR

9.1 Umumiy tushunchalar

Statik noaniq sistemalar deb topilishi kerak bo'lgan reaksiya kuchlarining soni tuzilishi mumkin bo'lgan muvozanat tenglamalari sonidan ko'p bo'lgan sistemalarga aytiladi.

Quyida tekis statik noaniq sistemalar ko'rib o'tiladi. Fazoviy statik noaniq sistemalarning yechimi ham tekis statik noaniq sistemalar yechimiga o'xshash bo'ladi.

Texnikada eng ko'p uchraydigan statik noaniq sistemalar ramalar va tutash balkalardir (9.1-rasm).



9.1-rasm

O'qi siniq chiziq bo'lgan burchaklari bika qilib biriktirilgan sterjenlar yoki elementlardan iborat elastik sistema rama deb ataladi (9.1-rasm, a).

Statik noaniq sistemalarni yechish ularning sxemasini tahlil qilishdan boshlanadi. Tahlil qilishdan maqsad sistemaning statik noaniqlik darajasini aniqlashdir. Sistemaning statik noaniqlik darajasi quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi:

$$S = m - n \quad (9.1)$$

$$S = 3k - sh \quad (9.2)$$

Bu yerda S –masalaning statik noaniqlik darajasi;

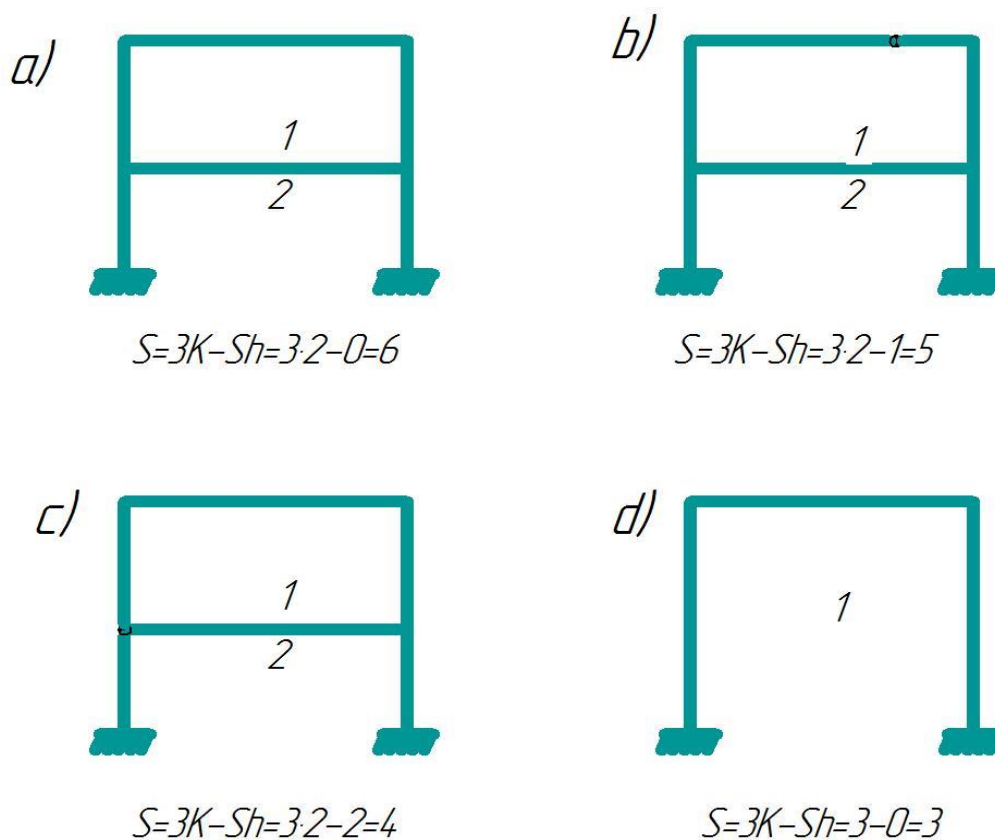
m –noma'lumlar soni;

n –tuzishimiz mumkin bo'lgan statika tenglamalari soni;

k –sistemadagi yopiq konturlar soni;

sh –sistemadagi sharnirlar soni.

Quyida bir necha rama va balkalarni statik noaniqlik darajalarini aniqlash keltirilgan (9.2-rasm).



9.2-rasm

(9.2-rasm *a, b, c*) larda yopiq konturlar soni ikkiga teng, (9.2-rasm, *d*) da yopiq konturlar soni birga teng. Agarda sharnir faqat bitta sterjenga qo'yilgan bo'lsa (9.2-rasm, *b*) uning soni birga teng deb olinadi ikkita sterjenni bog'lab turgan bo'lsa (9.2-rasm, *c*) ikkiga teng deb olinadi.

Tutash balkalarning statik noaniqlik darajasini aniqlashda (9.1) formuladan foydalanish maqsadga muvofiqdir.

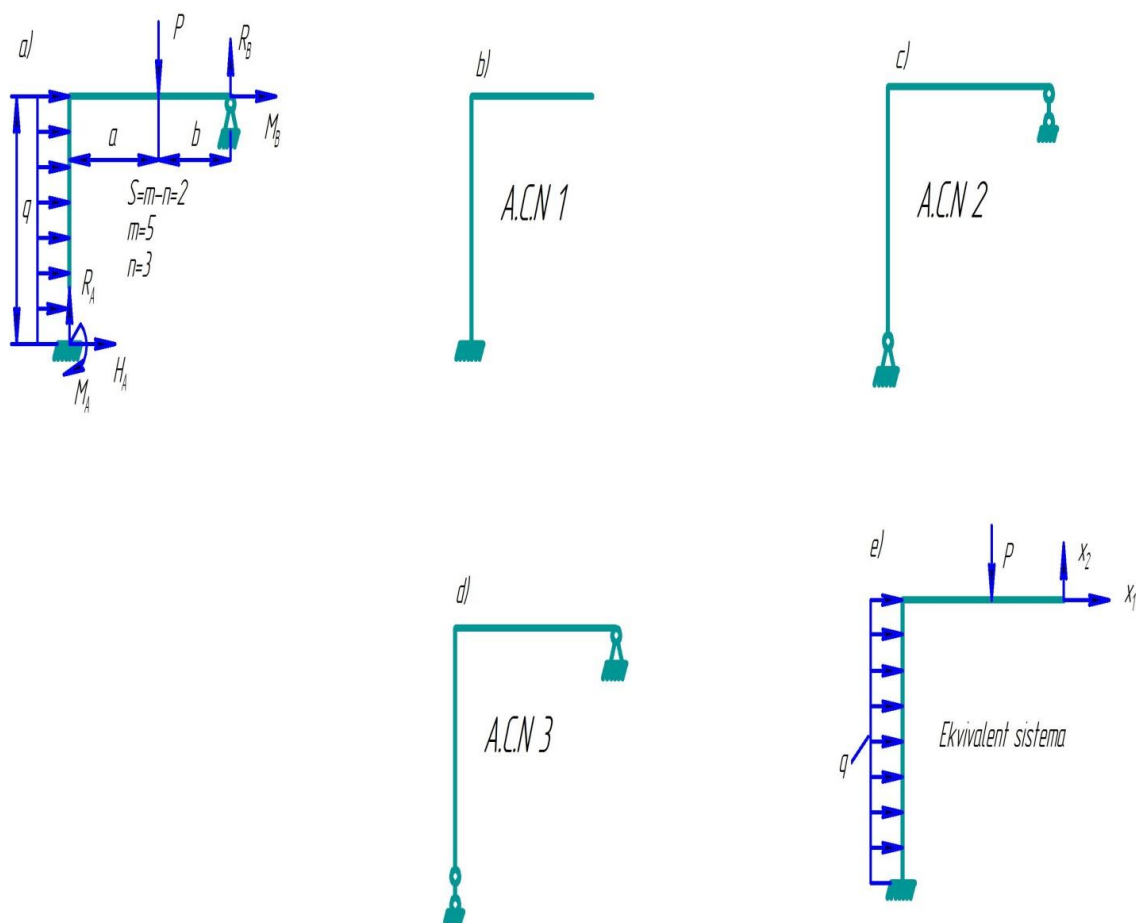
Statik noaniq ramalarni yechishda ularning statik noaniqlik darajasi aniqlanib shunga teng bo'lgan qo'shimcha tenglamalar tuziladi.

9.2 Asosiy va ekvivalent sistemalar

9.3

Har qanday statik noaniq sistema reaksiya kuchlari bilan birgalikda berilgan sistema deb ataladi. Bunday sistemaning yechilishi asosiy sistemalar yordamida amalga oshiriladi.

Agar statik noaniq sistemadagi ortiqcha bog'lanishlarni tashlab yuborib uni statik aniq sistemaga keltirsak bunday yordamchi sxemani asosiy sistema deb ataladi. Bunda olingan sistema statik aniq va geometric nuqtayi nazardan o'zgarmas bo'lishi lozim. 9.3-rasmda keltirilgan statik noaniq ramani ko'rib o'tamiz. Uning statik noaniqlik darajasi ikkiga teng. Bitta statik noaniq sistema uchun bir nechta asosiy sistemalar tuzish mumkin (9.3-rasm *b,c,d*).



9.3-rasm

Asosiy sistemani tuzganda har gal sistemaning statik noaniqlik darajasiga teng bo'lgan reaksiya kuchlaridan ozod bo'lishimiz shart.

Bu asosiy sistemalardan eng qulayini olib tashlab yuborilgan bog'lanishlarni topilishi kerak bo'lgan reaksiya kuchlari bilan almashtirsak berilgan sistemaga nisbatan ekvivalent sistema hosil bo'ladi (9.3-rasm, e).

9.3 Kuch usuli

Ekvivalent sistemadagi ixtiyoriy tashlab yuborilgan bog'lanishlar o'rniga qo'yilgan reaksiya kuchlarini $x_1; x_2; \dots; x_n$ orqali belgilasak, hamda $P_1^o; P_2^o; \dots; P_n^o$ birlik kuchlar ta'siridan bo'ladigan ko'chishlarni δ (*delta*) orqali ifodalasak birorta i - bog'lanish yo'nalishidagi ko'chishlar nolga tengligi quyidagicha yoziladi.

$$\Delta_i = \delta_{i1}x_1 + \delta_{i2}x_2 + \delta_{i3}x_3 + \dots + \delta_{in}x_n + \Delta_{ip} = 0 \quad (9.3)$$

δ_{i1} – birinchi nuqtaga qo'yilgan birlik kuchdan i (.)ning ko'chishi.

Δ_{ip} – berilgan kuchlar ta'siridan i (.)nuqtaning ko'chishi

$i=1$ ga teng bo'ganda (9.3) tenglama quyidagicha yoziladi.

$$\left. \begin{array}{l} i=1 \text{ da} \quad \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \dots + \delta_{1n}x_n + \Delta_{1p} = 0 \\ i=2 \text{ da} \quad \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \dots + \delta_{2n}x_n + \Delta_{2p} = 0 \quad (9.4) \\ i=3 \text{ da} \quad \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \dots + \delta_{3n}x_n + \Delta_{3p} = 0 \\ i=n \text{ da} \quad \delta_{n1}x_1 + \delta_{n2}x_2 + \delta_{n3}x_3 + \dots + \delta_{nn}x_n + \Delta_{np} = 0 \end{array} \right\}$$

(9.4) – tenglama kuch usulining kanonik tenglamalari deb ataladi. Sistemaning statik noaniqlik darajasi nechta bo'lsa shuncha kanonik tenglama tuziladi.

δ_{11} – indekslari bir xil bo'lgan ko'chishlar bosh ko'chishlar, qolgan ko'chishlar yordamchi ko'chishlar deyiladi.

Tenglamalardagi ko'chishlarni Vereshagin formulasi yoki Mor integrali usulida aniqlash qulay. Bosh ko'chishlarning ishorasi doim musbat bo'lib, yordamchi ko'chishlarning ishorasi esa (+) yoki (-) bo'lishi mumkin.

Yordamchi ko'chishlarni hisoblashda Maksvell teoremasidan foydalaniladi, ya'ni

$$\delta_{12} = \delta_{21}; \quad \delta_{23} = \delta_{32}.$$

Statik aniqmas sistemani hisoblash tartibi:

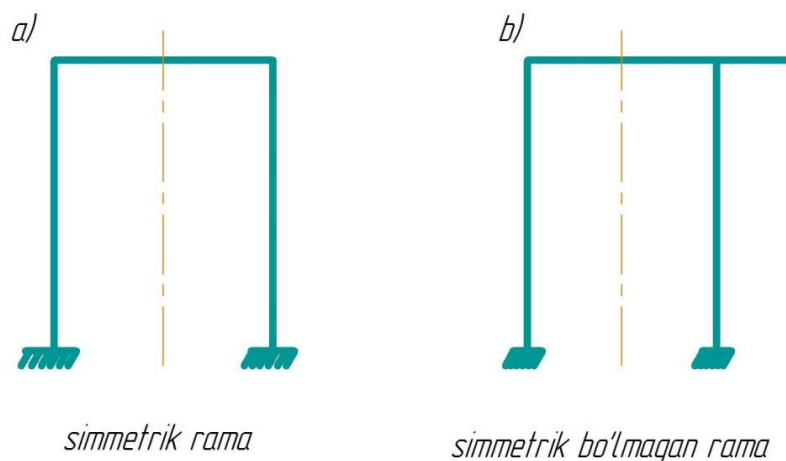
- 1) Berilgan sistemaning statik aniqmaslik darajasi topiladi.
- 2) Berilgan elastik sistema ortiqcha bog'lanishdan ozod qilib asosiy sistema tanlanadi.
- 3) Asosiy sistemalardan eng qulayini olib ekvivalent sistema tanlanadi.
- 4) Sistemaning aniqmaslik darajasiga teng bo'lgan kanonik tenglamalar tuziladi.
- 5) Vereshagin formulasi yoki Mor integralidan foydalanib ortiqcha noma'lum reaksiya kuchlari topiladi.
- 6) Aniqlangan ortiqcha reaksiya kuchlarini ekvivalent sistemaga qo'yib, sistema statik aniq sistemaga keltirilib uning keyingi yechimi statik aniq sistemadagidek davom ettiriladi.

Aniqlangan reaksiya kuchlarini to'g'riligini tekshirish uchun birorta bog'lanishdagi deformatsiyalarning nolga tengligidan foydalaniladi.

9.4 Statik noaniq ramalarning simmetriklik xususiyatidan foydalanib yechish

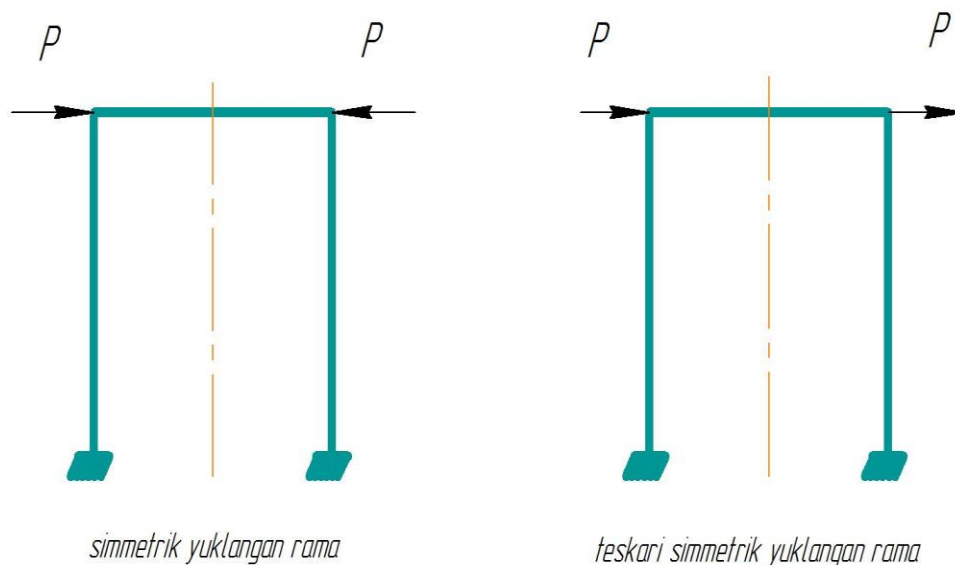
Simmetrik sistemalar deb shunday sistemalarga aytiladiki, nafaqat ularning geometric sxemasida simmetriya o'qi mavjud balki ularning simmetrik joylashgan elementlarining bir xil bo'ladi. Yuqorida ko'rilgan statik noaniq ramalarni yechishda agarda ularning statik noaniqlik darajasi uch yoki undan ko'p bo'lsa birinchidan kanonik tenglamalar soni ko'payib ketadi shu bilan birga aniqlashimiz kerak bo'lgan deformatsiyalar soni ham ortadi. Bu esa masalani yechishni o'ta murakkablashtiradi. Shuning uchun biz quyida simmetrik ramalarni ularni yuklanishiga qarab yechishni sodda usullarini ko'rib o'tamiz.

Ramalar simmetrik yoki simmetrik bo'lmagan ramalarga bo'linadi (9.4-rasm).



9.4-rasm

Ramalar yuklanishi bo'yicha esa simmetrik va teskari simmetrik rammalarga bo'linadi 9.5-rasm-9.5.

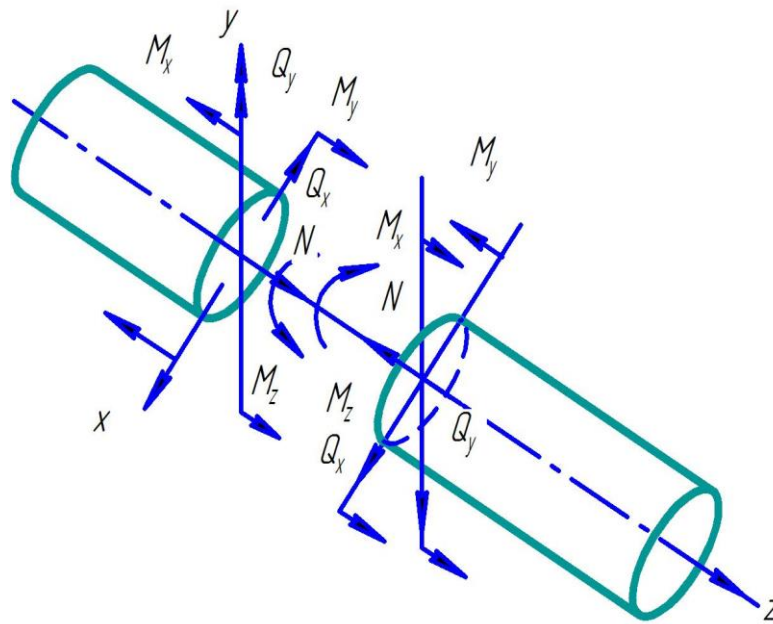


9.5-rasm

Ixtiyoriy yuklangan balkalarning ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan ichki kuch faktorlari ham simmetrik yoki teskari simmetrik ichki kuch faktorlariga bo'linadi (9.6-rasm). Bu rasmdan ko'rinib turibdiki:

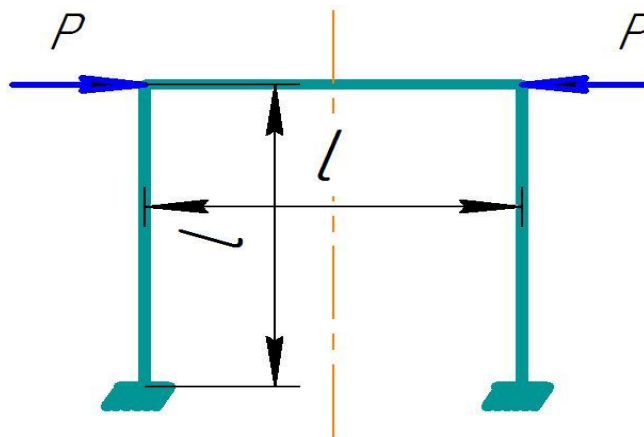
$N, M_x; M_y$ –lar simmetrik ichki kuch faktorlari;

$Q_x; Q_y, M_z$ –lar teskari simmetrik ichki kuch faktorlari.



9.6-rasm

Quyidagi simmetrik yuklangan simmetrik ramani ko'rib o'tamiz (9.7-rasm).



9.7-rasm

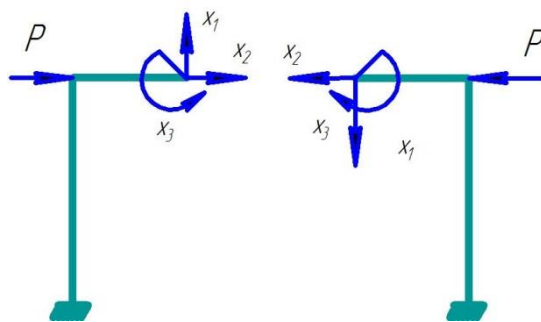
Bu rama uch marta statik noaniqdir.

$$S = m - n = 6 - 3 = 3$$

Berilgan rama uchun kanonik tenglamalar tuzamiz:

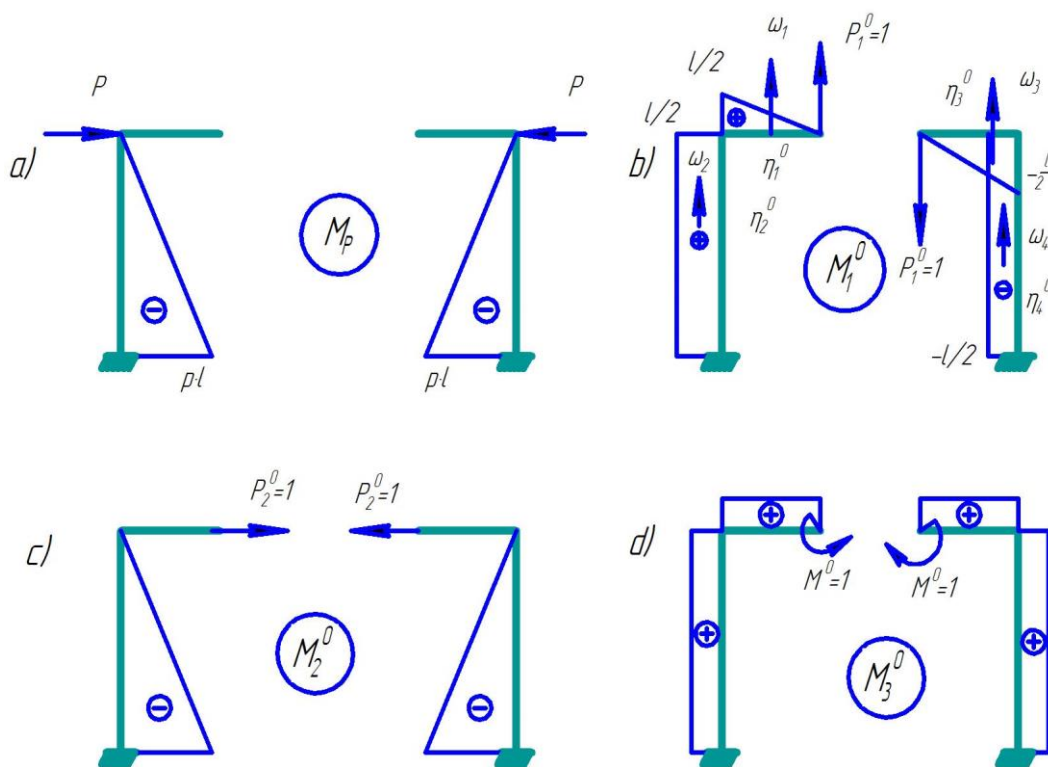
$$\left. \begin{aligned} \delta_{11}x_1 + \delta_{12}x_2 + \delta_{13}x_3 + \Delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21}x_1 + \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \Delta_{2p} &= 0 \\ \delta_{31}x_1 + \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \Delta_{3p} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (9.6)$$

Ramani simmetriya o'qi bo'ylab kesib ichki kuch faktrolarini ko'rib o'tamiz (9.8-rasm).



9.8-rasm

Tashqi va birlik kuchlardan eguvchi moment epyuralarini ko'ramiz.



9.9-rasm

Tenglamadagi ko'chishlarni epyuralaridan foydalanib Vereshagin usulida aniqlaymiz.

$$\delta_{11} = (M_1^0 \times M_1^0) = \frac{1}{EJ_x} [w_1 \eta_1^0 + w_2 \eta_2^0 + w_3 \eta_3^0 + w_4 \eta_4^0] \quad (9.7)$$

9.9-rasmdan ko'rinib turibdiki, M_1^0 ning chap va o'ng tomondagi ishoralari har xil bo'lgani uchun kanonik tenglamalardagi (9.6) koeffitsiyentlar quyidagi qiymatlarga ega bo'ladi.

$$\begin{aligned} \delta_{12} = 0; \quad \delta_{13} = 0; \quad \delta_{21} = 0; \quad \delta_{22} \neq 0; \quad \delta_{23} \neq 0; \quad \delta_{33} = 0; \\ \Delta_{1p} = 0; \quad \Delta_{2p} \neq 0; \quad \Delta_{3p} \neq 0; \end{aligned}$$

Unda (9.6) tenglama quyidagi sodda holga keladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{22}x_2 + \delta_{23}x_3 + \Delta_{2p} &= 0; \\ \delta_{32}x_2 + \delta_{33}x_3 + \Delta_{3p} &= 0; \end{aligned} \right\} \quad (9.8)$$

Bundan quyidagi xulosa kelib chiqadi:

- Simmetrik rama simmetrik yuklangan bo'lsa unda hosil bo'ladigan teskari simmetrik ichki kuch faktorlari nolga teng bo'ladi.

Simmetrik rama teskari simmetrik yuklangan bo'lsa unda hosil bo'ladigan simmetrik ichki kuch faktorlari nolga teng bo'ladi. Agarda 9.7-rasmdagi rama teskari simmetrik yuklangan bo'lganda (9.6) tenglama quyidagi sodda ko'rinishga keltiriladi:

$$\delta_{11} \cdot x_1 + \Delta_{1p} = 0 \quad (9.9)$$

Demak simmetrik ramalarning yuklanishiga qarab ularning yechimini soddalashtirish mumkin.

9.1-masala: 9.10-rasmda tasvirlangan rama uchun tugallangan eguvchi moment, kesuvchi kuch va bo'ylama kuch epyuralari qurilsin.

Berilgan: $a = 2l$, $b = 3$, $El = const$.

Yechish: Masalani kuch usulida yechamiz.

1. Berilgan ramaning statik noaniqlik darajasini topamiz:

$$S = n - 3 = 5 - 3 = 2.$$

Demak, berilgan rama ikki marta statik noaniq bo'lib, ikkita «ortiqcha» bog'lanishga ega ekan.

2. Ramadagi ortiqcha bog‘lanishlarni yo‘qotib, asosiy sistema tanlaymiz (9.11-rasm, *a*), keyin uni tashqi kuchlar hamda noma‘lum reaksiya kuchlari X_1 va X_2 lar bilan yuklab, ekvivalent (teng kuchli) sistemani tuzamiz (9.11-rasm, *b*).

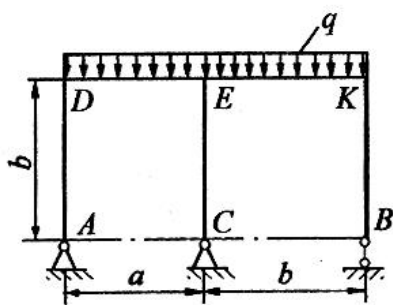
3. Ekvivalent sistema uchun kanonik tenglamalar sistemasi quyidagicha yoziladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \Delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \Delta_{2p} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

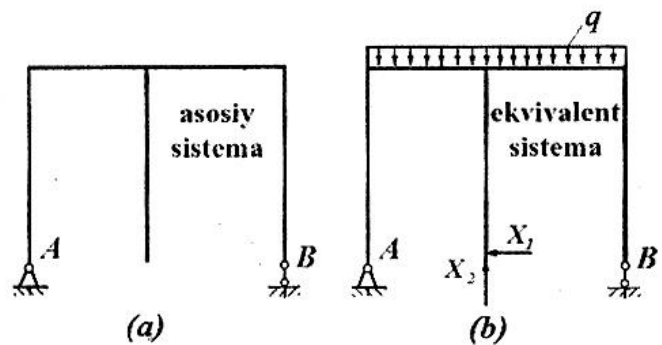
Asosiy sistemani alohida-alohida tashqi kuch (taqsimlangan kuch qo‘yilgan, (9.12-rasm, *a*) hamda noma‘lum X_1 va X_2 reaksiya kuchlari o‘rniga qo‘yilgan $X_1=1$ va $X_2=1$ birlik kuchlar bilan yuklab (9.12-rasm, *b* va *d*), tayanchlarda hosil bo‘luvchi reaksiya kuchlarini topamiz.

(9.12-rasm, *a*) uchun:

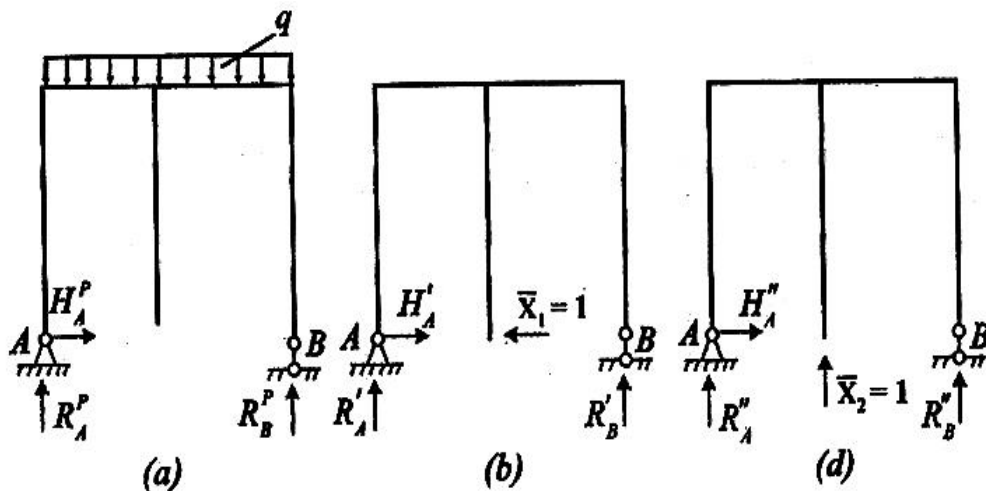
$$\sum M_A = 0; \quad q \frac{(a+b)^2}{2} - R_B^p (a+b) = 0; \quad R_B^p = \frac{q(a+b)^2}{2(a+b)} = \frac{5}{2}ql;$$



9.10-rasm



9.11-rasm



9.12-rasm

$$\sum M_{B_i} = 0; R_A^p(a+b) - q \frac{(a+b)^2}{2} = 0 \quad R_A^p = \frac{q(a+b)^2}{2(a+b)} = \frac{5}{2}ql;$$

$$\sum X_i = 0; H_A^p = 0;$$

(9.12-rasm, b) uchun:

$$\sum M_{A_i} = 0; R_B^i(a+b) = 0; R_B^i = 0;$$

$$\sum M_{B_i} = 0; R_A^i(a+b) = 0; R_A^i = 0;$$

$$\sum X_i = 0; H_A^i - X_i = 0; H_A^i = 1$$

(9.12-rasm, d) uchun:

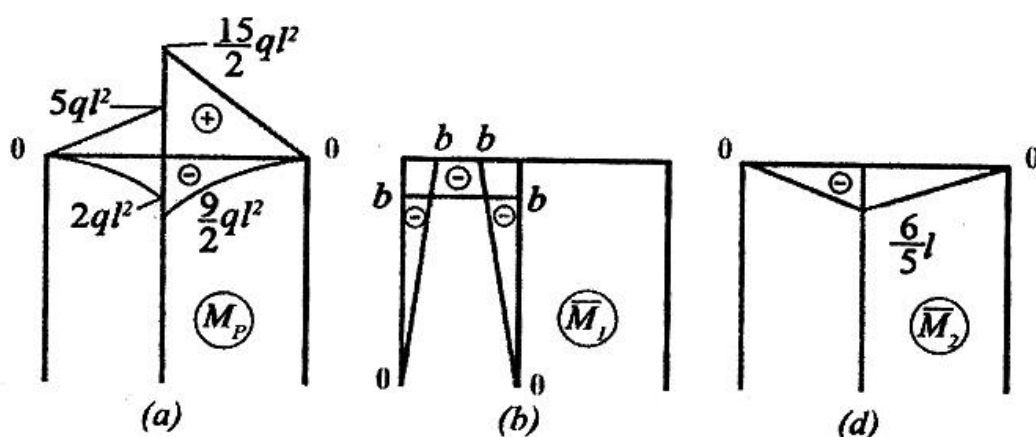
$$\sum M_{A_i} = 0; X_2 \cdot a = R_B^i(a+b) = 0; R_B^i = \frac{X_2 \cdot a}{a+b} = -\frac{2}{5};$$

$$\sum M_{B_i} = 0; -R_A^i(a+b) - X_2 \cdot b = 0; R_A^i = \frac{X_2 \cdot b}{a+b} = -\frac{3}{5};$$

$$\sum X_i = 0; H_A^i = 0;$$

Kesish usulidan foydalanib, tashqi kuchdan M_p , birlik \overline{X}_1 va \overline{X}_2 kuchlardan esa \overline{M}_1 va \overline{M}_2 eguvchi moment epyuralarini quramiz (9.13-rasm). Bu epyuralardan foydalanib, Vereshagin usulida kanonik tenglamalar sistemasi tarkibidagi δ_{ii} , δ_{ij} va Δ_{iP} ko'chishlarni aniqlaymiz:

$$\delta_{11} = \delta(M_1 \cdot M_2) = \frac{1}{EI} \left(2 \cdot \frac{b \cdot b}{2} \cdot \frac{2}{3} b + b \cdot a \cdot b \right) = \frac{36l^3}{EI};$$



9.13-rasm

$$\delta_{22} = \delta(M_2 \cdot M_2) = \frac{1}{EI} \left(\frac{1}{2} \cdot \frac{6l}{5} \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{6l}{5} + \frac{1}{2} \cdot \frac{6l}{5} \cdot b \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{6l}{5} \right) = \frac{12l^3}{5EI};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = \delta(M_1 \cdot M_2) = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \left(-\frac{6l}{5} \right) \cdot a \cdot (-b) \right] = \frac{18l^3}{5EI};$$

$$\Delta_{1P} = \Delta(M_1 \cdot M_P) = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 5ql^2 \cdot a \cdot [-b] + \frac{1}{3} (-2ql^2) \cdot a(-b) \right] = -\frac{11ql^4}{EI};$$

$$\Delta_{2P} = \Delta(M_2 \cdot M_P) = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 5ql^2 \cdot a \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(-\frac{6l}{5} \right) + \frac{1}{3} \cdot (-2ql^2) \cdot a \cdot \frac{3}{4} \cdot \left(-\frac{6l}{5} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} \cdot \frac{15}{2} ql^2 \cdot b \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(-\frac{6l}{5} + \frac{1}{3} \left(-\frac{9l}{5} ql^2 \right) \right) \cdot b \cdot \frac{3}{4} \cdot \left(-\frac{6l}{5} \right) \right] = -\frac{31ql^4}{4EI};$$

$$\begin{cases} \frac{36l^3}{EI} \cdot X_1 + \frac{18l^3}{5EI} \cdot X_2 - \frac{11ql^4}{EI} = 0 \\ \frac{18l^3}{5EI} \cdot X_1 + \frac{12l^3}{5EI} \cdot X_2 - \frac{31ql^4}{4EI} = 0 \end{cases} \left\| \begin{array}{l} X \frac{5EI}{l^3} \\ X \frac{20EI}{l^3} \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l} 180X_1 + 18X_2 = 55ql \\ 72X_1 + 48X_2 = 155ql \end{array} \right\}$$

bundan,

$$X_1 = -\frac{150}{7344} ql = -0.02ql; \quad X_2 = \frac{23940}{7344} ql = 3.25ql.$$

4. M , Q va N larning tugallangan epyuralarini chizish. Tashqi yuk hamda topilgan X_1 va X_2 kuchlarni ramaga qo'yib, ularda hosil bo'lgan tayanch reaksiyalarini topamiz (9.14-rasm):

$$\sum M_{A_i} = 0; \quad -q \frac{(a+b)^2}{2} - R_B(a+b) + X_2 \cdot a = 0;$$

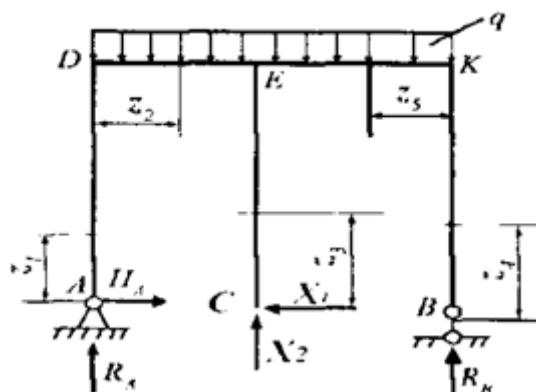
$$R_B = \frac{\frac{q(a+b)^2}{2} - X_2 \cdot a}{(a+b)} = 1.196ql;$$

$$\sum M_{B_i} = 0; \quad q \frac{(a+b)^2}{2} - R_A(a+b) - X_2 \cdot b = 0;$$

$$R_A = \frac{\frac{q(a+b)^2}{2} - X_2 \cdot b}{(a+b)} = 0.544ql;$$

$$\sum X_i = 0; H_4 - X_1 = 0;$$

$$H_4 = X_1 = -0.02ql.$$



9.14-rasm

Endi ramani oraliqlarga ajratib, har bir oraliq uchun N , Q va M larning analitik ifodasini tuzamiz:

AD oraliq: $0 \leq z_1 \leq b$

$$N_{z_1} = -R_A = -0.544ql; \quad Q_{z_1} = -H_A = 0.02ql;$$

$$M_{z_1} = -H_A \cdot z_1; \quad M_{z_1=0} = 0; \quad M_{z_1=b} = -H_A \cdot b = 0.06ql.$$

DE oraliq: $0 \leq z_2 \leq a$

$$N_{z_2} = -H_A = 0.02ql; \quad Q_{z_2} = R_A - qz_2;$$

$$Q_{z_2=0} = R_A = 0.544ql; \quad Q_{z_2=a} = R_A - q \cdot 2l = -1.456ql;$$

$$(\text{agar } Q_{z_2} = 0 \text{ bo'lsa u holda } z_2 = R_A / q = 0.554ql)$$

$$M_{z_2} = R_A \cdot z_2 - q \frac{z_2^2}{2} - H_A \cdot b; \quad M_{z_2=0} = -H_A \cdot b = 0.06ql;$$

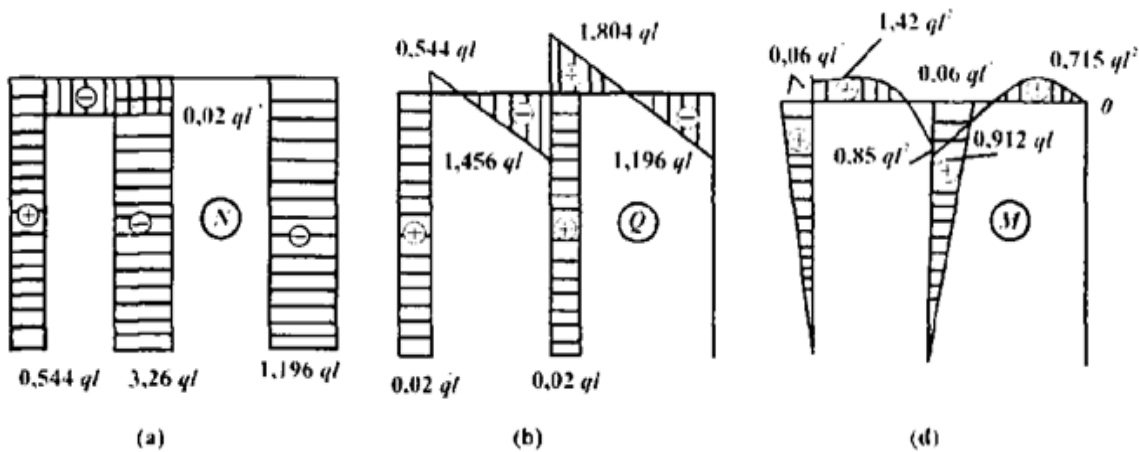
$$M_{z_2=0.544l} = R_A \cdot 0.544l - q \frac{(0.544l)^2}{2} - H_A \cdot b = 1.42ql^2;$$

$$M_{z_2=a} = -0.852ql^2.$$

CE oraliq: $0 \leq z_3 \leq b$

$$N_{z_3} = -X_2 = -3.26ql; \quad Q_{z_3} = X_1 = -0.02ql;$$

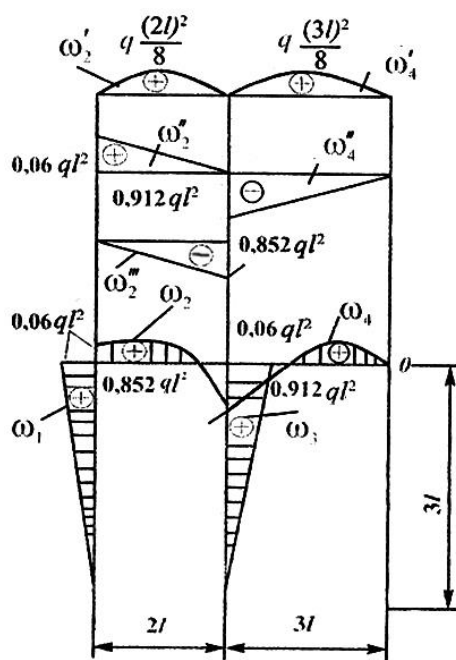
$$M_{z_3} = X_1 \cdot z_3; \quad M_{z_3=0} = 0; \quad M_{z_3=b} = X_1 \cdot b = 0.06ql.$$



9.15-rasm

BK oraliq: $0 \leq z_2 \leq b$

$$N_{z_4} = -R_B = -1.196ql; \quad Q_{z_4} = 0; \quad M_{z_4=0} = 0;$$



9.16-rasm

KE oraliq: $0 \leq z_5 \leq b$

$$N_{z_5} = 0; \quad Q_{z_5} = -R_B + qz;$$

$$Q_{z_5=0} = -R_B;$$

$$Q_{z_5=b} = -R_B + qb = 1.804ql;$$

$$\left(\begin{array}{l} \text{agar } Q_{z_5} = 0 \text{ bo'lsa } z_5 = R_B / q = 1.196 \\ M_{z_5} = R_B \cdot z_5 - q \frac{z_5^2}{2}; \quad M_{z_5=0} = 0; \quad M_{z_5=b} = -0.912ql^2 \end{array} \right)$$

$$M_{z_5=1.196l} = R_B \cdot 1.196l - q \frac{(1.196l)^2}{2} = 0.715ql^2.$$

Hosil qilingan qiymatlar asosida M , Q va N larning tugallangan epyuralarini chizamiz (9.15-rasm).

5. Epyuralarni deformatsion tekshirish.

Buning uchun tugallangan M epyurasini (X.8- shakl, d) \overline{M}_1 va \overline{M}_2 epyuralarga (9.16-rasm) ko'paytiramiz. Bunda tugallangan M epyurasini oddiy shakliarga ajratish ko'chishlarni aniqlashda qulaylik tug'diradi:

$$\sum_e \int \frac{M_i M_i}{EI} = 0 \quad \text{yoki}$$

$$\begin{aligned} \delta(M \cdot M_1) &= \frac{1}{EI} (w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_2'' \eta_2 + w_2'' \eta_2 + w_3 \eta_3) = \\ &= \frac{1}{EI} \left[\begin{array}{l} \frac{0.06ql^2 \cdot 3l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot (-3l) + \frac{2 \cdot \frac{1}{2} \cdot ql^2 \cdot 2l}{3} \cdot (-3l) + \frac{0.06ql^2 \cdot 2l}{2} \cdot (-3l) - \\ - \frac{0.852ql^2 \cdot 2l}{2} \cdot (-3l) + \frac{0.06ql^2 \cdot 3l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot (-3l) \end{array} \right] = \\ &= \frac{ql^4}{EI} (-0.18 - 2 - 0.18 + 2.556 - 0.18) = \frac{0.016ql^4}{EI} \approx 0. \end{aligned}$$

Bu qiymat $\Delta_{1P} = \frac{11ql}{EI}$ ga nisbatan 3,7% ni tashkil etganligi uchun uni nolga teng deb qabul qilish mumkin:

$$\begin{aligned} \delta(M \cdot M_1) &= \frac{1}{EI} (w_1 \eta_1 + w_2 \eta_2 + w_2'' \eta_2 + w_2''' \eta_2 + w_3 \eta_3) = \\ &= \frac{1}{EI} \left[\frac{2}{3} \frac{ql^2}{2} \cdot 2l \cdot \frac{1}{2} \left(-\frac{6}{5} l \right) + \frac{0.06ql^2 \cdot 2l}{3} \cdot \frac{1}{3} \left(-\frac{6}{5} l \right) - \frac{0.852ql^2 \cdot 2l}{2} \cdot \frac{2}{3} \left(-\frac{6}{5} l \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{3} \cdot \frac{9ql^2 \cdot 3l}{8} \cdot \frac{1}{2} \left(-\frac{6}{5} l \right) - \frac{0.912ql^2 \cdot 3l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(-\frac{6}{5} l \right) \right] = \\ &= \frac{0.089ql^4}{EI} \approx 0. \end{aligned}$$

9.2-masala: 9.16-rasmda tasvirlangan rama uchun tugallangan eguvchi moment, kesuvchi va bo'ylama kuch epyuralari qurilsin.

Berilgan: $a=l$; $b=2l$; $EI = const$; $p = ql$.

Yechish: Masalani kuch usulida yechamiz.

1. Berilgan ramaning statik noaniqlik darajasini aniqlaymiz:

$$S = n - 3 = 5 - 3 = 2$$

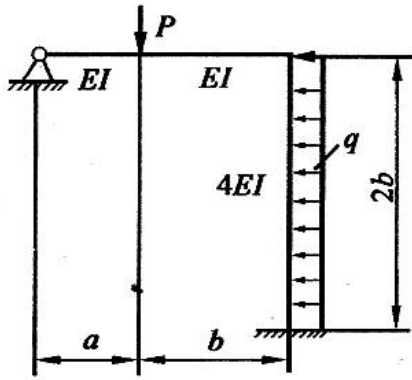
Demak, ramani hisoblash uchun statikaning muvozanat tenglamalaridan tashqari, yana ikkita qo'shimcha deformatsiya tenglamasini tuzish zarur ekan.

2. Ramani qo'zg'almas sharnirli tayanchdan ozod qilib, asosiy sistemani tanlaymiz (9.17-rasm, a), keyin uni tashqi kuchlar hamda noma'lum reaksiya kuchlari X_1 va X_2 lar bilan yuklab, ekvivalent sistemani tuzamiz (9.17-rasm, b).

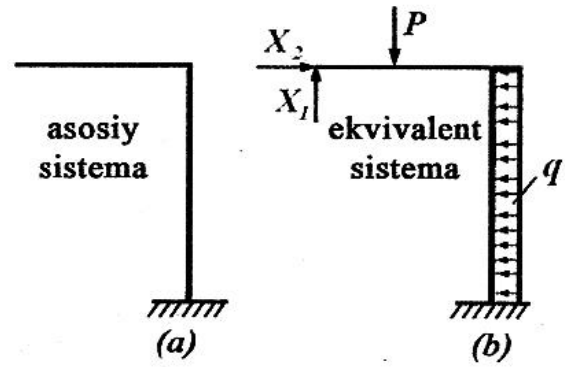
3. Ekvivalent sistema uchun kanonik tenglamalar sistemasi quyidagicha yoziladi:

$$\left. \begin{aligned} \delta_{11} \cdot X_1 + \delta_{12} \cdot X_2 + \Delta_{1p} &= 0 \\ \delta_{21} \cdot X_1 + \delta_{22} \cdot X_2 + \Delta_{2p} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

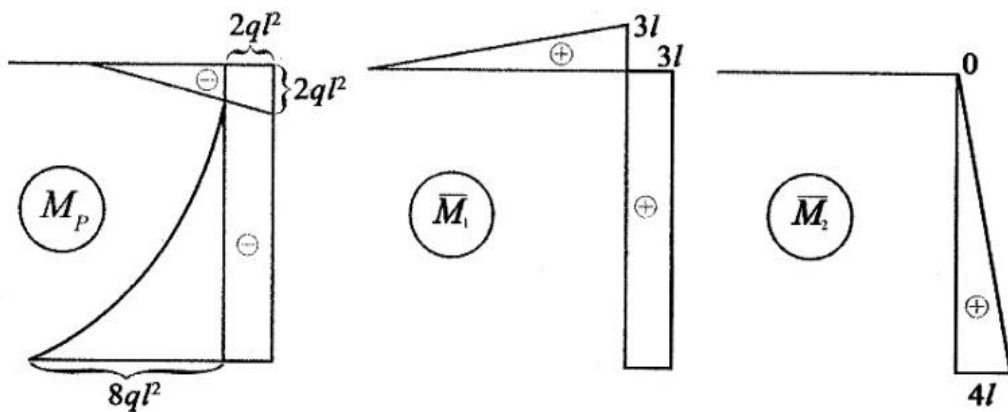
Asosiy sistemani alohida-alohida tashqi kuch hamda noma'lum X_1 va X_2 reaksiya kuchlari o'rniga qo'yilgan $\overline{X}_1 = 1$ va $\overline{X}_2 = 1$ birlik kuchlar bilan yuklaymiz va ular uchun M_p , \overline{M}_1 va \overline{M}_2 eguvchi moment epyuralarini quramiz (9.18-rasm). Bunda asosiy sistema bitta tayanchga ega bo'lgani uchun uning reaksiya kuchlari aniqlanmaydi.



9.16-rasm



9.17-rasm



9.18-rasm

$$\delta_{11} = (M_1, M_1) = \frac{1}{EI} \cdot \frac{3l \cdot 3l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 3l + \frac{1}{4EI} \cdot 3l \cdot 2b \cdot 3l = \frac{18l^3}{EI};$$

$$\delta_{22} = (M_2, M_2) = \frac{1}{4EI} \cdot \frac{1}{2} \cdot 4l \cdot 2b \cdot \frac{2}{3} \cdot 4l = \frac{16l^3}{3EI};$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = (M_1, M_2) = \frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{2} \cdot 4l \cdot 2b \cdot 3l = \frac{24l^3}{EI};$$

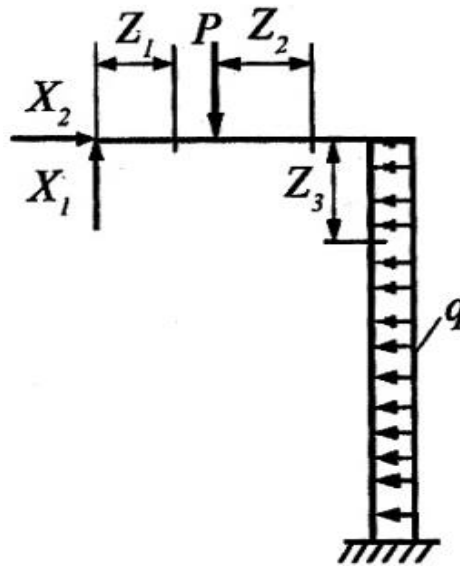
$$\Delta_{1P} = (M_1, M_P) = \frac{1}{EI} \cdot \frac{1}{2} \cdot (-2ql^2) \cdot \frac{7l}{3} + \frac{1}{4EI} \left[(-2ql^2) \cdot 2b \cdot 3l + \frac{1}{3} (-8ql^2) \cdot 2b \cdot 3l \right] = -\frac{56}{3} \cdot \frac{ql^4}{EI};$$

$$\delta_{2P} (M_2, M_P) = \frac{1}{4EI} \left[(-2ql^2) \cdot 2b \cdot \frac{1}{2} \cdot 4l \cdot + (-8ql^2) \cdot 2b \cdot 4l \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{3}{4} \right] = -\frac{12ql^4}{EI};$$

$$\begin{cases} \frac{18l^3}{EI} \cdot X_1 + \frac{6l^3}{5EI} \cdot X_2 - \frac{56}{3} \cdot \frac{ql^4}{EI} = 0 \\ \frac{6l^3}{5EI} \cdot X_1 + \frac{16l^3}{3EI} \cdot X_2 - \frac{12ql^4}{EI} = 0 \end{cases} \left\| \begin{array}{l} X \frac{3EI}{l^3} \\ X \frac{3EI}{l^3} \end{array} \right.$$

$$\left. \begin{array}{l} 54X_1 + 18X_2 = 56ql \\ 18X_1 + 16X_2 = 36ql \end{array} \right\} \text{ bundan } X_1 = -0,46ql; X_2 = 1,73ql$$

4. Eguvchi moment, kesuvchi kuch va bo'ylama kuchlarning tugallangan epyuralarini chizish. Kesish usulidan foydalanib (9.19-rasm), quyidagi ifodalarni yozamiz:



9.19-rasm

1-oraliq: $0 \leq z_1 \leq a$

$$N_{z_1} = -X_2 = -1,73ql; Q_{z_1} = -X_1 = 0,46ql;$$

$$M_{z_1} = X_1 \cdot z_1; M_{z_1=0} = 0; M_{z_1=a} = X_1 a = 0,46ql^2$$

2-oraliq: $0 \leq z_2 \leq a$

$$N_2 = -X_2 = -1,73ql; Q_2 = X_1 - P = -0,54ql;$$

$$M_2 = X_1(a + z_1); M_{z_2=0} = 0,46ql^2; M_{z_1=b} = X_1 a = 0,62ql^2$$

3-oraliq: $0 \leq z_3 \leq b$

$$N_{z_3} = X_3 - P = -0.54ql; \quad Q_{z_3} = X_3 - qz_3;$$

$$Q_{z_3} = 1.73ql; \quad Q_{z_3=2b} = -2.27ql;$$

$$M_{z_3} = X_1(a+b) - Pb + X_2z_3 - \frac{qz_3^2}{2};$$

$$M_{z_3=0} = -0.62ql^2; \quad M_{z_3=1.73a} = 0.88ql^2;$$

$$Q_{z_3=2b} = -1.69ql^2;$$

$$(agar \quad Q_{z_3} = 0 \text{ bo'lsa u holda } z_3 = X_2 / q = 1.73a)$$

Hosil qilingan qiymatlar asosida M , Q va N larning tugallangan epyuralarini chizamiz (9.20-rasm).

6. Epyuralarni deformatsion tekshirish. Buning uchun tugallangan M epyurasini (9.20-rasm, a). \overline{M}_1 va \overline{M}_2 epyuralarga (9.18-rasm) ko'paytiramiz. Tugallangan M epyurasini oddiy shakllarga ajratish 9.21-rasm da ko'rsatilgan.

$$\sum \int \frac{M_i M_i}{EI} = 0 \quad \text{yoki}$$

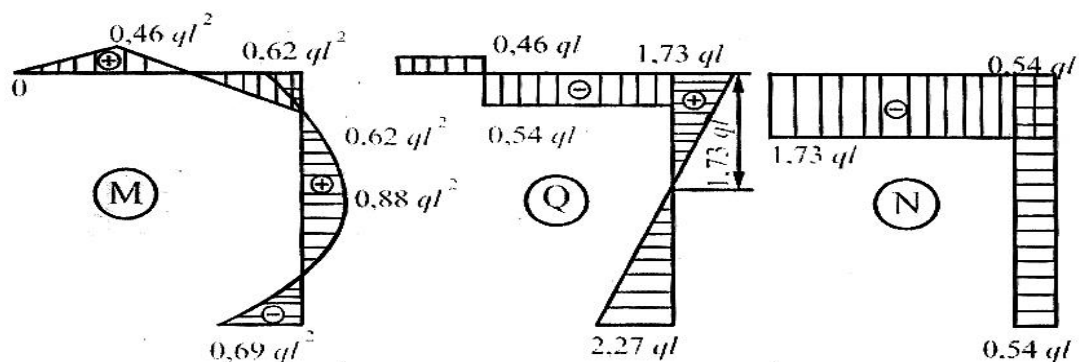
$$\delta(M \cdot M_1) = \frac{1}{EI} (w_1 \eta_1' + w_2 \eta_2' + w_2'' \eta_2' + w_2'' \eta_2') +$$

$$\frac{1}{4EI} (w_3 \eta_1' + w_3'' \eta_3'' + w_3'' \eta_3'') =$$

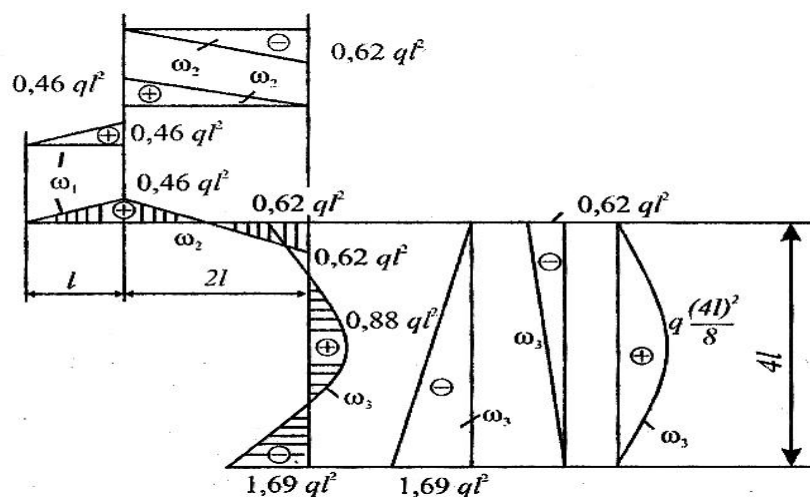
$$\frac{1}{EI} \left[\frac{0.46ql^2 \cdot l}{2} \cdot \frac{2}{3} l - \frac{0.62ql^2 \cdot 2l}{2} \cdot \left(1 + \frac{2}{3}\right) l + \frac{0.46ql^2 \cdot 2l}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{3}\right) l + \right. \\ \left. + \frac{1}{4EI} \left[\frac{1.69ql^2}{2} \cdot 3l - \frac{0.62ql^2 \cdot 4l}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot 4l + \frac{2}{3} \cdot 2ql^2 \cdot 4l \cdot \frac{1}{2} \cdot 4l \right] \right] = \frac{0.26ql^2}{EI}$$

Bu qiymat $\Delta_{1P} = -\frac{56}{3} \cdot \frac{ql^4}{EI}$ ga nisbatan 1,4% ni tashkil etganligi uchun uni nolga teng deb qabul qilish mumkin:

$$\delta(M \cdot M_2) = \frac{1}{4EI} (w_3 \eta_3'' + w_3'' \eta_3'' + w_3'' \eta_3'') = \frac{1}{4EI} \left[-\frac{1.69ql^2 \cdot 4l}{2} \cdot \frac{2}{3} \cdot 4l - \frac{0.62ql^2 \cdot 4l}{2} \cdot 3l + \right. \\ \left. + \frac{2}{3} \cdot 2ql^2 \cdot 4l \cdot 3l \right] = 0$$



9.20-rasm



9.21-rasm

Nazorat va muhokama savollari:

1. Statik aniqmas konstruksiyalar deb nimaga aytiladi?
2. Statik aniqmas konstruksiyalarni hisoblashda qanday usullar ishlatiladi?
3. Kuch usulining mohiyatini tushuntiring?
4. Statik aniqmaslik darajasini toppish formulasini yozing va uni tushuntiring.
5. Statik aniqmas tizimlar qanday xususiyatga ega?
6. Kuch usulining kanonik tenglamalari tarkibidagi hadlar qanday aniqlanadi?
7. Kanonik tenglama koeffitsiyentlarini aniqlash ketma-ketligini ko'rsating?
8. Kuch usulida hisoblangan tizim qanday tekshiriladi?

X BOB. MURAKKAB QARSHILIK

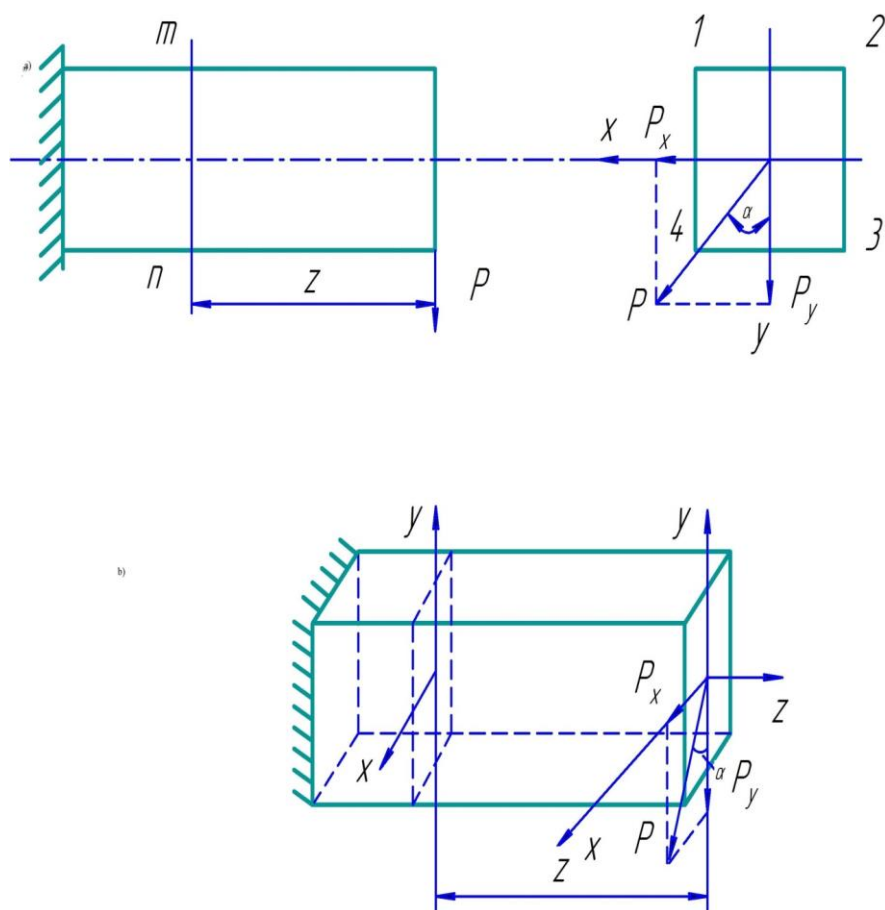
10.1 Asosiy tushunchalar

Biz yuqorida 4 ta oddiy deformatsiyani: Cho'zilish va siqilish, siqilish, buralish va tekis egilishlarni ko'rib o'tdik. Ammo amalda bundan murakkabroq hollar ya'ni ikki yoki undan ko'proq deformatsiyalarning birga kelishi uchraydi. Umumiy holda ixtiyoriy yuklangan brussning ko'ndalang kesimida yuqorida ko'rganimizdek 6ta ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi. Ular N , Q_x , Q_y , M_x , M_y va M_z lardir. Bu ichki kuch faktorlari asosan cho'zilish yoki siqilish, siljish, buralish va egilish deformatsiyalaridir.

Bunday murakkab kuchlanish holatidagi masalalarni hal qilishda quyidagilarni amalga oshirish lozim. Ko'ndalang kesimlarda paydo bo'ladigan ichki zo'riqish kuch faktorlarini kesish usuli yordamida aniqlanadi. Ularning epyuralarini qurib, xavfli kesim aniqlanadi. Kuchlar ta'sirini bir-biriga halal bermaslik prinsipidan foydalanib keltirilgan formulalar yordamida har bir deformatsiya turida hosil bo'ladigan normal va urinma kuchlanishlar aniqlanadi. Ko'ndalang kesim yuzi bo'yicha kuchlanishlarning o'zgarish qonuni tahlil qilinib xavfli nuqta belgilanadi va shu nuqta uchun u yoki bu mustahkamlik nazariyalari bo'yicha mustahkamlik sharti tuziladi.

10.2 Qiyshiq egilish

Balka o'qiga tik yo'nalgan va bosh tekisliklardan birortasining ham ustida yotmagan kuchlar tasiridan qiyshiq egilish hosil bo'ladi (10.1-rasm).



10.1-rasm

Bir uchi qistirib mahkamlangan, erkin uchiga esa OY o'qiga α burchak ostida yo'nalgan P kuch qo'yilgan balkani ko'rib o'tamiz. P kuchning x va y o'qlardagi tashkil etuvchisini topish uchun uni shu o'qlarga proyeksiyasini olamiz.

Unda:

$$\left. \begin{aligned} P_y &= P \cos \alpha \\ P_x &= P \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10.1)$$

m - n kesimdagi bosh inertiya o'qlariga nisbatan eguvchi momentlarni hisoblaymiz:

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -P_y z = -Pz \cos \alpha \\ M_y &= -P_x z = -Pz \sin \alpha \end{aligned} \right\} \quad (10.2)$$

Shunday qilib brusning har bir kesimida bir yo'la 2 ta eguvchi moment paydo bo'ladi, ular brusni ikkita bosh tekisliklarda egadi.

Unda

$$\sigma = \frac{M_x}{J_y} y + \frac{M_y}{J_x} x. \quad (10.3)$$

(10.3) ni umumiy holda quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma = \pm \frac{M_x}{W_x} \pm \frac{M_y}{W_y};$$

Koʻndalang kesimning (10-rasm) 1, 2, 3 va 4-nuqtalardagi eguvchi momentlarni (10.3) formula yordamida hisoblaymiz.

$$\sigma_1 = \frac{P_y z}{W_x} - \frac{P_x z}{W_y};$$

$$\sigma_2 = \frac{P_y z}{W_x} + \frac{P_x z}{W_y};$$

$$\sigma_3 = -\frac{P_y z}{W_x} + \frac{P_x z}{W_y};$$

$$\sigma_4 = -\frac{P_y z}{W_x} - \frac{P_x z}{W_y};$$

Olingan qiymatlar boʻyicha kesimdagi normal kuchlanishlarning oʻzgarish epyurasini quramiz.

Neytral oʻqning holatini aniqlash uchun uning koordinatalarini x_0 va y_0 lar orqali belgilab (10.3) ni nolga tenglab quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma = \left(\frac{M_x}{J_x} y_0 + \frac{M_y}{J_y} x_0 \right) = 0$$

Unda:

$$\frac{y_0}{x_0} = \frac{M_y J_x}{M_x J_y};$$

Bu yerda:

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{y_0}{x_0};$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{J_x P_z \sin \alpha}{J_y P_z \cos \alpha} = \frac{J_x}{J_y} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (10.4)$$

Bu yerda φ - qiyshiq egilishdagi neytral o‘q holatini aniqlovchi burchakdir. Qiyshiq egilishda salqilik quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} \quad (10.5)$$

Bu yerda f_x va f_y lar salqilikning x va y o‘qlardagi tashkil etuvchilaridir. Qiyshiq egilishda salqilik neytral o‘qqa tik yo‘nalgan bo‘ladi va shu tufayli ham u kuch tekisligida yotmaydi.

Qiyshiq egilishda mustahkamlik sharti quyidagiga teng:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_x}{W_x} + \frac{M_y}{W_y} \leq [\sigma] \quad (10.6)$$

10.1-masala: Ko‘ndalang kesimi burchaklikdan iborat bo‘lgan brusning havfli kesimidagi kuchlanish aniqlansin.

Berilgan: $P = 200N$; $l = 1m$; $E = 2 \cdot 10^5 MPa$.

Teng tomonli burchaklikni nomeri 5 bo‘lib, sortament bo‘yicha qiymatlari quyidagicha: $J_u = 17.8sm^4$; $J_v = 4.63sm^4$; $U_A = 1.52sm$, $U_B = 2.01sm$, $V_A = 3.53sm$, $V_B = 0$.

Yechish: Bu yerda kesimning bosh markaziy o‘qlari asosga nisbatan o‘tgan o‘qlarga nisbatan 45° ostida yo‘nalgan bo‘lib, kuch esa vertikal ta’sir etmoqda. Shuning uchun bu yerda qiyshiq egilish hosil bo‘lmoqda.

Bosh yuzalarga nisbatan eguvchi momentlar teng bo‘ladi.

$$M_v = P_u \cdot l = P \cdot l \sin 45^\circ = \frac{P \cdot l \sqrt{2}}{2};$$

$$M_u = P_v \cdot l = P \cdot l \cos 45^\circ = \frac{Pl\sqrt{2}}{2};$$

A va B nuqtalardagi kuchlanishlar teng:

$$\sigma_A = \frac{M_v}{J_v} U_A + \frac{M_u}{J_u} \cdot V_A = \frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{4.63 \cdot 10^{-8}} \cdot 1.52 \cdot 10^{-2} + \frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{17.8 \cdot 10^{-8}} \cdot 3.53 \cdot 10^{-2} = 74.5 MPa.$$

$$\sigma_B = \frac{M_v}{J_v} \cdot U_B + \frac{M_u}{J_u} = -\frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{4.63 \cdot 10^{-8}} \cdot 2.01 \cdot 10^{-2} + \frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{17.8 \cdot 10^{-8}} \cdot 0 = 61.4 MPa$$

Konsol balka uchun bosh yuzalari bo‘yicha og‘irlik markazi ko‘chishi quyidagiga teng:

$$\delta_u = \frac{P_u \cdot l^3}{3E} = \frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 4.63 \cdot 10^{-8}} = 0.00509m;$$

$$\delta_v = \frac{P_v \cdot l^3}{3EJ_v} = \frac{200 \cdot 1 \cdot \frac{\sqrt{2}}{2}}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 17.8 \cdot 10^{-8}} = 0.00132m.$$

Unda umumiy ko'chish teng bo'ladi:

$$\delta = \sqrt{\delta_u^2 + \delta_v^2} = \sqrt{(0.00509)^2 + (0.00132)^2} = 0.0053m$$

10.2-masala: Uzunligi $l=1$, profil nomeri 24 (GOST 8239-72) bo'lgan qo'shtavrli konsolning erkin uchiga α burchak ostida F kuch qo'yilgan (10.2-rasm, a).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

Konsolni mustahkamlikka tekshirish va uning erkin uchi salqiligini hisoblash;

$\alpha=0$ hol uchun (to'g'ri ko'ndalang egilish) kesimdagi eng katta normal kuchlanish hamda eng katta salqilikni aniqlash.

Quyidagilar ma'lum:

$$\alpha = 12^0; F = 15kN; \sigma_{adm} = 160MPa; E = 2 \cdot 10^5 MPa; W_x = 289 \cdot 10^{-6} m^3;$$

$$W_y = 34.5 \cdot 10^{-6} m^3; I_x = 3460 \cdot 10^{-8} m^4; I_y = 198 \cdot 10^{-8}.$$

Yechish: $\alpha \neq 0$ bo'lganligi sababli, brus qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatadi. F kuchni tashkil etuvchilarga ajratib, xavfli kesimdagi eguvchi momentlarni aniqlaymiz (10.2-rasm, b):

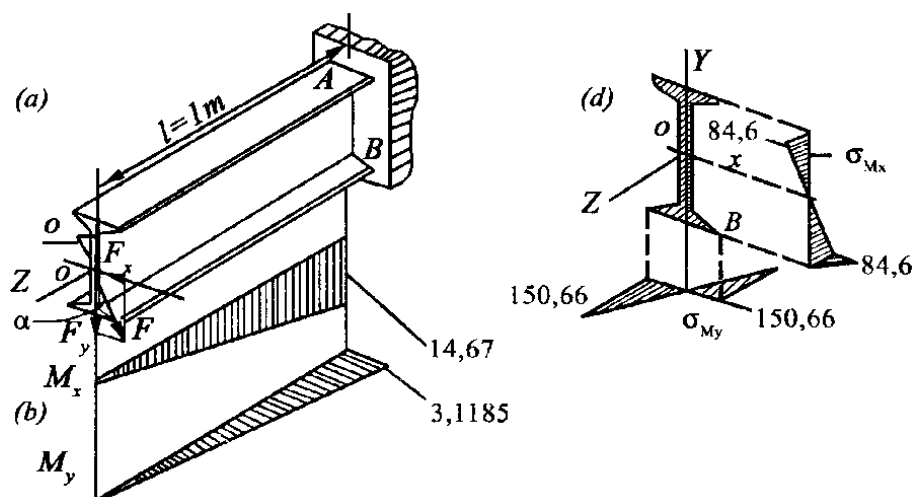
$$M_{x(\max)} = F_y \cdot l = F \cdot l \cos \alpha = 15 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0.9781 = 14.67 \cdot 10^3 kN \cdot m;$$

$$M_{y(\max)} = F_x \cdot l = F \cdot l \sin \alpha = 15 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 0.2079 = 3.1185 \cdot 10^3 kN \cdot m = 3.1185 kN \cdot m.$$

U holda, normal kuchlanishlar:

$$\sigma_{M_x}^c = \frac{M_x(\max)}{W_x} = \frac{24.45 \cdot 10^3}{289 \cdot 10^{-6}} = 50.77 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 50.77 MPa;$$

$$\sigma_{M_y}^B = \frac{M_y(\max)}{W_y} = \frac{3.1185 \cdot 10^3}{34.5 \cdot 10^{-6}} = 90.39 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 90.39 MPa.$$



10.2-rasm

Bu qiymatlar yordamida qurilgan kuchlanish epyurasidan (10.2-rasm, b) ko‘rinib turibdiki, material cho‘zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko‘rsatar ekan. U holda, C nuqtada natijaviy kuchlanish quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{M_x}^c + \sigma_{M_y}^c = 50.77 + 90.39 = 141.16 \text{ MPa}.$$

Brusning yuklanganlik darajasini ko‘rib o‘tamiz:

$$(160 - 141.16) / 160 \cdot 100\% = 11.77\%$$

Demak, brus 11,77% ga yuklanmagan. Endi konsol erkin uchi salqiligining bosh o‘qlardagi proyeksiyalarini aniqlaymiz:

$$f_y = \frac{F_y l^3}{3El_x} = \frac{F \cdot \cos \alpha \cdot l^3}{3El_x} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 0.9781 \cdot 1^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 3460 \cdot 10^8} = 0.7067 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 0.7067 \text{ mm},$$

$$f_x = \frac{F_x l^3}{3El_y} = \frac{F \cdot \sin \alpha \cdot l^3}{3El_y} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 0.2079 \cdot 1^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 198 \cdot 10^8} = 2.625 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 2.625 \text{ mm}$$

To‘liq salqilik esa quyidagiga teng bo‘ladi:

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = 2.7185 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 2.7185 \text{ mm}$$

$\alpha = 0$ bo‘lganda, to‘g‘ri ko‘ndalang egilish sodir bo‘ladi. Shuning uchun:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x(\max)}}{W_x} = \frac{F \cdot l}{W_x} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 1}{2889 \cdot 10^{-6}} = 51.9 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 51.9 \text{ MPa};$$

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3El_x} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 1}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 3460 \cdot 10^8} = 0.72254 \cdot 10^{-3} \approx 0.723 \text{ mm}.$$

Yuqoridagi hisoblashlardan shunday xulosa chiqadi: kuch tekisligiga nisbatan bikrligi eng katta bo‘lgan bosh inersiya tekisligiga atigi 120° ga

og'irilganda normal kuchlanish $(141-51,9)/51,9 \cdot 100\% = 171,98\%$ ga, salqiligi esa $(2,7185-0,723)/0,723 \cdot 100\% = 276,3\%$ (deyarli 3,76 marta) ga oshar ekan.

10.3-masala: Qiyshiq egilishga qarshilik ko'rsatayotgan yog'och konsol uchun (10.3-rasm):

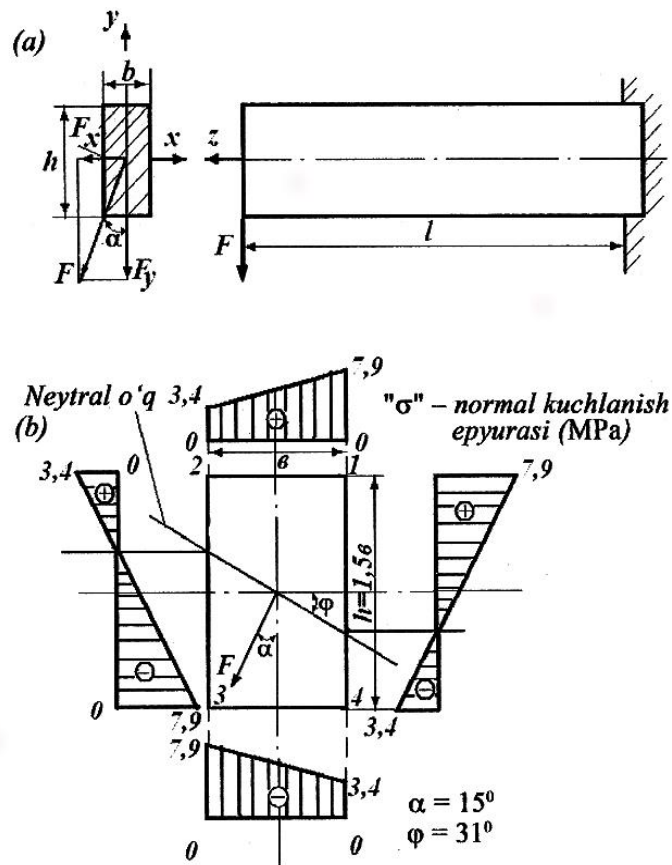
- ko'ndalang kesim o'lchamlari — b va h lar topilsin;
- kesimning tomonlari bo'yicha normal kuchlanish epyuralari qurilsin;
- neytral o'qning holati aniqlansin;
- konsol erkin uchining to'liq salqiligi aniqlansin.

Quyidagilar ma'lum: $F = 12kN$; $\alpha = 15^\circ$; $l = 0.85m$; $\frac{h}{b} = 1,5$; $\sigma_{adm} = 8MPa$;

$E = 1 \cdot 10^4 MPa$.

Yechish: F kuchni tashkil etuvchilarga ajratib, xavfli kesimdagi eguvchi momentlarni aniqlaymiz:

$$M_{x(\max)} = F \cdot l \cos \alpha = 12 \cdot 0.85 \cdot 0.9659 = 9.8524kN \cdot m;$$



10.3-rasm

$$M_{y(\max)} = F \cdot l \sin \alpha = 12 \cdot 0.85 \cdot 0.2588 = 2.6399 \text{ kN} \cdot \text{m};$$

$$K_0 = w_x / w_y = h / b = 15$$

ekanligini nazarda tutib, qarshilik momentini hisoblaymiz:

$$W_x = \frac{(9.8524 + 1.5 \cdot 2.6399) \cdot 10^3}{8 \cdot 10^6} = 1726.54 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Bundan tashqari, qarshilik momentini yana quyidagicha yozish ham mumkin:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{3b^3}{8}.$$

Bularni tenglasak,

$$b = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1726.54 \cdot 10^{-6}}{3}} = 0.1664 \text{ m}; \quad h = 1.5b = 0.2496 \text{ m};$$

ekanligi kelib chiqadi.

Xavfli kesimning istalgan nuqtasidagi normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_z = \frac{M_{x(\max)}}{I_y} \cdot x + \frac{M_{x(\max)}}{I_x} \cdot y.$$

Bunda,

$$I_x = \frac{b^3 h}{12} = \frac{0.1664 \cdot (0.249)^3}{12} = 21.563 \cdot 10^{-5} m^4;$$

$$I_y = \frac{bh^3}{12} = \frac{0.2496 \cdot (0.1664)^3}{12} = 9.5835 \cdot 10^{-5} m^4;$$

$$\sigma_z = \frac{2.6399 \cdot 10^3}{9.5835 \cdot 10^{-5}} \cdot x + \frac{9.5824 \cdot 10^3}{21.563 \cdot 10^{-5}} \cdot y = 0.27546 \cdot 10^8 x + 0.4569 \cdot 10^8 y N/m^2.$$

Endi kesim yuzalarida joylashgan xarakterli nuqtalardagi kuchlanishlarni hisoblaymiz (10.3-rasm, b):

$$\sigma_{1,3} = \pm 0.27546 \cdot 10^8 \cdot \frac{0.1664}{2} \pm 0.4596 \cdot \frac{0.2496}{2} \cdot 10^8 = \pm (2.2918 + 5.7022) \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = \pm 7.994 MPa;$$

$$\sigma_{2,4} = \pm 0.27546 \cdot 10^8 \cdot \frac{0.1664}{2} \pm 0.4595 \cdot \frac{0.2496}{2} \cdot 10^8 = (\pm 2.2918 - 5.7022) \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = \pm 3.4104 MPa.$$

(IX.2) formuladan foydalanib, neytral o'qning holatini aniqlaymiz:

$$tg \varphi = \frac{21.563 \cdot 10^{-5}}{9.5835 \cdot 10^{-5}} \cdot tg 15^\circ \approx 0.6029 \approx tg 31^\circ 08' \quad \text{yoki} \quad tg \varphi = \left| \frac{y}{x} \right| = \frac{0.2754}{0.4569} = 0.603.$$

Kuch qo'yilgan kesimning gorizont va vertikal salqiliklarini hisoblaymiz:

$$f_x = \frac{F_x l^3}{3EI_y} = \frac{F \sin \alpha \cdot l^3}{3EI_y} = \frac{12 \cdot 0.2588 (0.85)^3 \cdot 10^3}{3 \cdot 10^{10} \cdot 9.5835 \cdot 10^{-5}} = 6.634 \cdot 10^{-4} m = 0.0663 sm;$$

$$f_y = \frac{F_y l^3}{3EI_x} = \frac{F \cos \alpha \cdot l^3}{3EI_x} = \frac{12 \cdot 0.9659 \cdot (0.85)^3 \cdot 10^3}{3 \cdot 10^{10} \cdot 21.563 \cdot 10^{-5}} = 11.004 \cdot 10^{-4} m = 0.11 sm.$$

To'liq salqilik:

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = 1.2489 \cdot 10^{-3} m = 0.1285 sm.$$

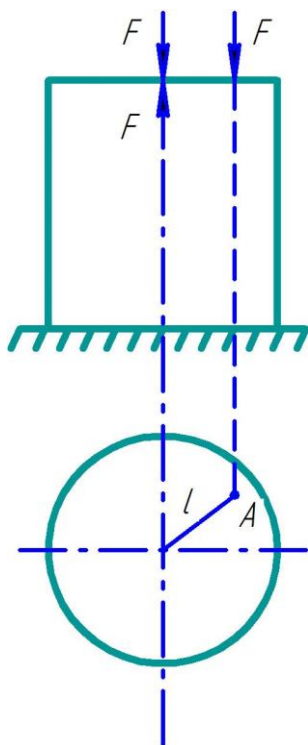
To'liq salqilikning yo'nalishi neytral o'qqa tik bo'lib, vertikal OY o'qi bilan $\varphi = 31^\circ 08'$ burchak hosil qiladi.

10.3 Markaziy bo'lmagan cho'zilish va siqilish

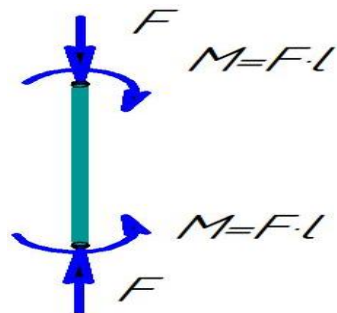
Markaziy bo'lmagan siqilishda tashqi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi brusning simmetriya o'qi bo'ylab emas balki OZ o'qiga parallel ravishda undan e masofada bo'ladi. Siquvchi P kuchni fikran kesim markaziga ko'chiramiz va shu

nuqtaga unga teng va qarama qarshi yoʻnalgan P kuchni qoʻyamiz (10.4-rasm). Unda sterjen P kuch taʼsirida markaziy siqilishga va $P \cdot e = M$ ga teng boʻlgan eguvchi momentga qarshilik koʻrsatayapdi. (10.4-rasm, a, b).

a)



b)



10.4-rasm

Bu yerda e –ekstentrisitet.

P kuchidan x va y oʻqlarga nisbatan moment olamiz:

$$M_x = Py_a \quad (10.6)$$

$$M_y = Px_a \quad (10.7)$$

Unda birorta b nuqtada hosil boʻlgan normal kuchlanish teng boʻladi:

$$\sigma_b = \frac{P}{F} + \frac{M_x y}{J_x} + \frac{M_y x}{J_y};$$

yoki

$$\sigma_b = \frac{P}{F} + \frac{Py_A y}{J_x} + \frac{Px_A x}{J_y};$$

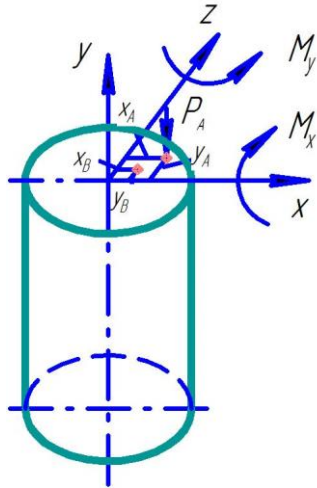
Bu yerda:

$$J_x = r_x^2 F; \quad J_y = r_y^2 F;$$

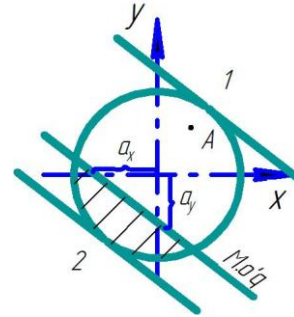
Unda:

$$\sigma_b = \frac{P}{F} + \left(1 + \frac{y_A y}{r_x^2} + \frac{x_A x}{r_y^2}\right); \quad (10.8)$$

a)



b)



10.5-rasm

Neytral o'qning holatini aniqlash uchun (10.8) ni nolga tenglab quyidagini hosil qilamiz:.

$$\frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_A y_0}{r_x^2} + \frac{x_A x_0}{r_y^2}\right) = 0$$

Bu yerda:

$$\frac{P}{F} \neq 0$$

Unda:

$$1 + \frac{y_A y_0}{r_x^2} + \frac{x_A x_0}{r_y^2} = 0$$

Bu tenglamadan:

$$-\frac{r_x^2}{y_A} = a_x; \quad -\frac{r_y^2}{x_A} = a_y; \quad (10.9)$$

$$\frac{y_0}{a_x} + \frac{x_0}{a_y} = 1;$$

Bu yerda ax, ay lar kesim markazidan x, y o'qlar bo'yicha neytral o'qgacha olingan masofa. r_x, r_y -kesim inertsiya radiuslari. Demak, neytral o'qdan yuqorida joylashgan kesimning qismlari siqilsa undan pastda joylashgan nuqtalar esa cho'zilishga ishlar ekan (shtrixlangan qism 10.5-rasm, b).

(10.5-rasm, b) dan ko'rinib turibdiki x_A, y_A masofalar musbat bo'lsa a_x, a_y lar manfiy bo'lar ekan.

Neytral o'q kesimni ikki qismga ajratadi ya'ni shtrixlangan qism cho'zilsa, qolgan qismi esa siqiladi.

Kesim konturiga neytral o'qqa parallel qilib o'tkazilgan nuqtalarda esa eng katta siquvchi va cho'zuvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi.

$$\sigma_{\min} = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_A y_{1,2}}{r_x^2} + \frac{x_A x_{1,2}}{r_y^2} \right); \quad (10.10)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{y_A y_1}{r_x^2} + \frac{x_A x_1}{r_y^2} \right) \leq [\sigma];$$

(10.9) dan ko'rinib turibdiki A nuqta kesimning markaziga yaqinlashgan sari a_x va a_y lar kattalasha boradi ya'ni neytral o'q A nuqtadan uzoqlashadi. Shuning uchun ham A nuqtaning biror qiymatida neytral o'q kesimdan tashqariga chiqib, kesimda yolg'iz bir hil ishorali kuchlanish hosil bo'ladi.

Yuqoridagi tahlili shuni ko'rsatadiki konstruksiya qismlari faqat siqilishga qarshilik ko'rsatishi talab qilinadigan bo'lsa neytral o'q konstruksiya qismining ko'ndalang qismini kesib o'tmasligi lozim ekan. Ya'ni neytral o'qning kesim konturiga urinma qilib olish maqsadga muvofiq bo'ladi. Ko'ndalang kesimda bir xil kuchlanish hosil bo'lishi uchun kesim yadrosi degan tushuncha mavjud.

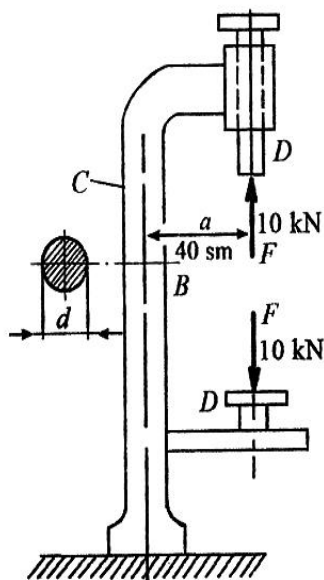
10.4-masala: Detallarni teshishda dastgoh (stanok) shpindel D ga shu shpindel uchi bo'ylab F kuch ta'sir qiladi. Doiraviy kesimli cho'yan ustun C ning diametri aniqlansin (10.6-rasm). Cho'yan uchun cho'zilishda ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma_{adm}^I = 40MPa$ ga teng. Hisoblashlarda $F = 10kN$ va $a = 0.4m$ deb olinsin.

Yechish: Ustun markaziy bo'lmagan cho'zilishga qarshilik ko'rsatadi. (IX.3) formulaga ko'ra, mustahkamlik sharti:

$$\sigma = \frac{N}{A} + \frac{M_{\max}}{W_x} \leq \sigma'_{adm};$$

bu ifodada: $N = F = 10kN$; $A = \pi d^2 / 4$; $W_x = \pi d^3 / 32$; $M_{\max} = Fa = 4kN \cdot m$.

Bularni e'tiborga olib, $4 \cdot 10 \cdot 10^3 / \pi d^2 + 32 \cdot 10 \cdot 10^3 / \pi d^3 \leq 4 \cdot 10^6 (N/m^2)$ munosabatni hosil qilamiz.



10.6-rasm

Tanlash yo'li bilan ustunning diametri topiladi: $d = 10.1 \cdot 10^{-2} m = 10.1 sm$.

10.5-masala: Kesimi to'g'ri to'rtburchakli kalta (qisqa) yog'och ustunning K ($X_F; Y_F$) nuqtasiga siquvchi bo'ylama kuch F qo'yilgan (10.6-rasm). Bu masala uchun:

- kesim yadrosi qurilsin;
- xolis o'qning holati aniqlansin;
- kesimning eng chetki nuqtalaridagi kuchlanishlar topilsin;
- kesimning tomonlari bo'yicha normal kuchlanish epyuralari qurilsin.

Hisoblashlar uchun ushbu ma'lumotlar ma'lum: $F = 120kN$; $X_F = 0.04m$; $Y_F = 0.06m$; $b = 0.2m$; $h = 0.25m$;

Yechish: Ustun nomarkaziy siqilishga qarshilik ko'rsatmoqda. Uning ko'ndalang kesimida quyidagi ichki kuchlar paydo bo'ladi:

$$N_z = -120kN - \text{bo'ylama kuch}$$

$$M_x = -120Y_F = -7.2kN \cdot m - \text{eguvchi moment}$$

$$M_y = 120X_F = 4.8kN \cdot m - \text{eguvchi moment.}$$

(Eslatma: qisqa ustunlar uchun bu ichki zo'riqishlar uning uzunligi bo'yicha o'zgarishdan qoladi). Ko'ndalang kesimning geometrik xarakteristikalarini hisoblaymiz:

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = 2.6 \cdot 10^{-4} m^4; \quad I_y = \frac{bh^3}{12} = 1.667 \cdot 10^{-4} m^4.$$

Kesim yuza $A = bh = 0.05m^2$ bo'lganligi uchun inersiya radiuslarining kvadratlari:

$$i_x^2 = \frac{I_x}{A} = 5.2 \cdot 10^{-3} m^2; \quad i_y^2 = \frac{I_y}{A} = 3.334 \cdot 10^{-3} m^2.$$

ga teng bo'ladi.

(IX.4), (IX.5) formulalardan foydalanib, neytral o'qning bosh o'qlardan ajratgan kesmalarini aniqlaymiz:

$$a_x = -\frac{i_y^2}{(-X_F)} = \frac{3.334 \cdot 10^{-3}}{0.04} = 8.335 \cdot 10^{-2} m;$$

$$a_y = -\frac{i_x^2}{(-Y_F)} = \frac{5.2 \cdot 10^{-3}}{0.06} = 8.667 \cdot 10^{-2} m.$$

Bu kesmalarni bosh inersiya o'qlari ustiga masshtab bilan qo'yib, hosil bo'lgan nuqtalar tutashtirilsa, neytral o'qning holati aniqlanadi (10.6-rasm, b):

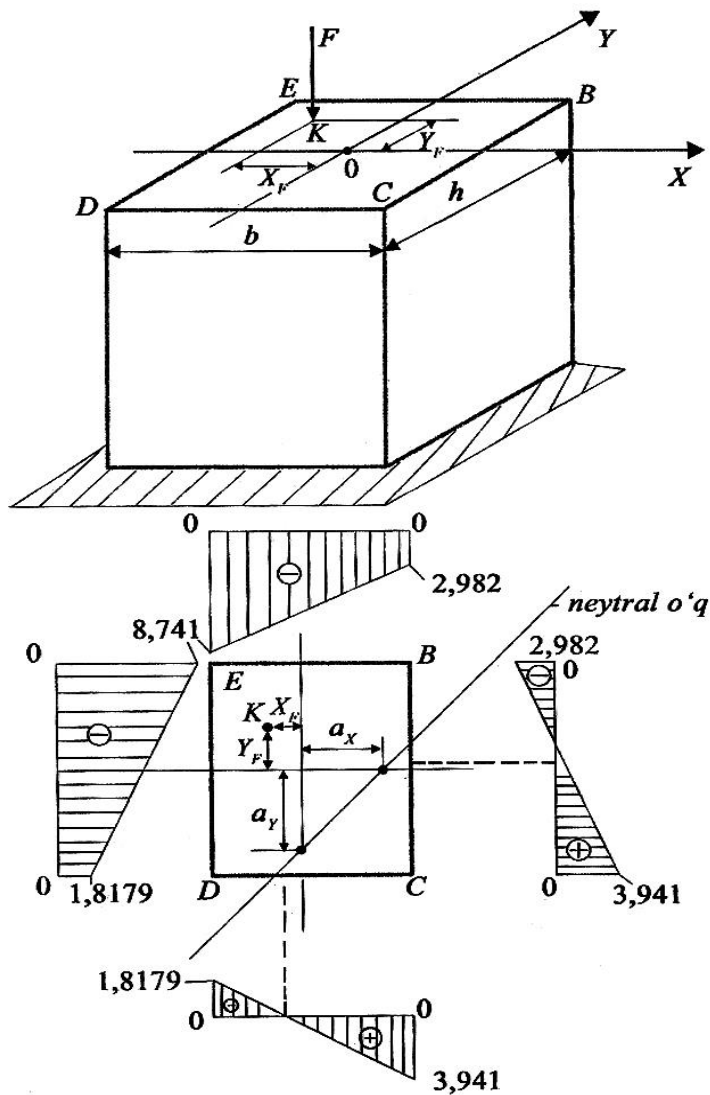
(IX.3) formulaga binoan, kesimning istalgan nuqtasidagi kuchlanishni aniqlash mumkin:

$$\sigma_z = -\frac{F}{A} \left(1 - \frac{X_F}{i_y^2} X + \frac{Y_F}{i_x^2} Y \right)$$

yoki

$$\sigma_z = -\frac{120 \cdot 10^3}{0.05} \left(1 - \frac{0.04}{3.334 \cdot 10^{-3}} X + \frac{0.06}{5.2 \cdot 10^{-3}} Y \right) = -2.4 \cdot 10^6 (1 - 11.9976 \cdot X + 11.53852 \cdot Y) =$$

$$= -2.4(1 - 11.9976 \cdot X + 11.5385 \cdot Y) (MPa)$$



10.6-rasm

Soʻralayotgan nuqtalardagi kuchlanishlarni hisoblaymiz:

$$\sigma_B = -2.4 \left(1 - 11.9976 \cdot \frac{0.2}{2} + 11.5385 \cdot \frac{0.25}{2} \right) = -2.982 \text{ MPa};$$

$$\sigma_C = -2.4 \left(1 - 11.9976 \cdot \frac{0.2}{2} - 11.5385 \cdot \frac{0.25}{2} \right) = 3.941 \text{ MPa}.$$

$$\sigma_D = -2.4 \left(1 + 11.997 \cdot \frac{0.2}{2} - 11.5385 \cdot \frac{0.25}{2} \right) = -1.8179 \text{ MPa};$$

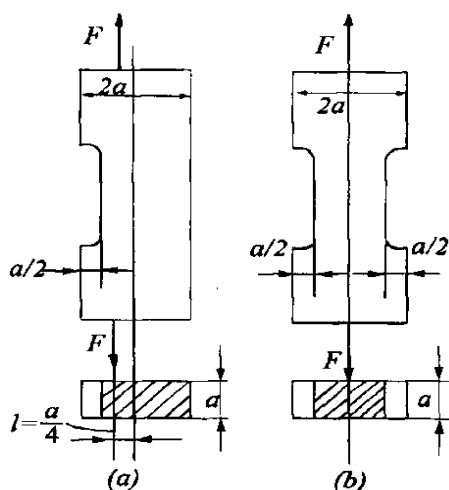
$$\sigma_E = -2.4 \left(1 + 11.9976 \cdot \frac{0.2}{2} + 11.5385 \cdot \frac{0.25}{2} \right) = -8.741 \text{ MPa}.$$

Topilgan qiymatlar yordamida aniq masshtab bilan normal kuchlanishlarning epyuralari quriladi (10.6-rasm, *b*).

10.6-masala: 10.7-rasm, *a* va *b* da ko'rsatilgan sterjenlarning qaysi biri katta yukka bardosh bera oladi? Hisoblashlarda *F* va *a* lar ma'lum deb hisoblansin.

Yechish: a) bu holatda sterjen nomarkaziy cho'zilishga qarshilik ko'rsatmoqda; kuch qo'yilgan nuqtaning kesim og'irlik markazidan uzoqligi $l = \frac{a}{4}$ (ekssentrisitet) ga teng. Shu sababli eng katta cho'zuvchi kuchlanish quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{a \cdot 1.5a} + \frac{F \cdot \frac{a}{4}}{a \frac{(1.5a)^2}{6}} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F}{a^2}.$$



10.7-rasm

ikkinchi holatda sterjenga markaziy kuch qo'yilgan; kesimdagi eng katta kuchlanish

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{a^2};$$

bundan chiqdi, simmetrik sterjen ko'proq yukni ko'tara olar ekan.

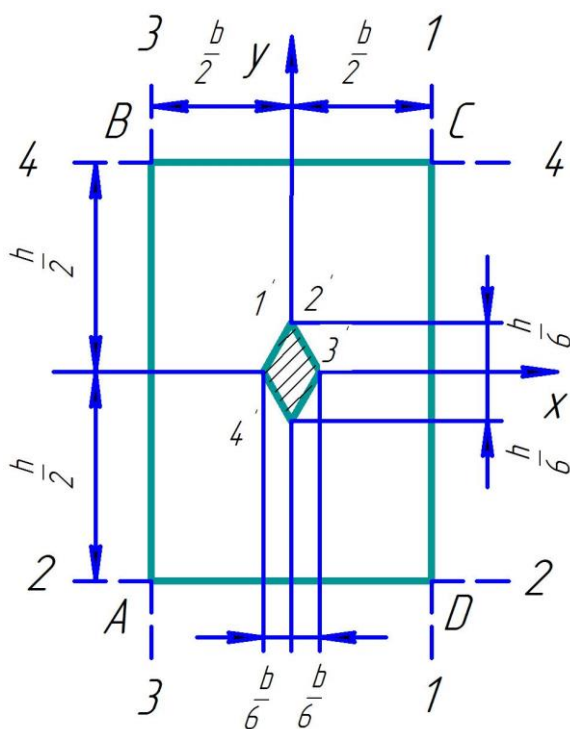
10.4 Kesim yadrosi

Biz shu paytgacha neytral o'qni kesimdan o'tadi deganmiz. Umumiy holda olganda kesimdan tashqarida ham o'tishi mumkin. Agarda P kuch og'irlik markaziga qo'yilgan bo'lsa unda unda neytral o'q cheksizdan o'tadi, chunki kuchlanish kesim bo'ylab bir xil taralgan bo'ladi.

Ekstentrisitet e -ning qiymatini oshirishimiz bilan neytral o'q kesim yuzasiga yaqinlashadi va biror qiymatda yuzaga tegib o'tadi. Ekstentrisitet qiymatining keyingi oshishi natijasida esa neytral o'q kesimni kesib o'tadi va kesimda hosil bo'ladigan normal kuchlanish ikki xil ishoraga ega bo'ladi. Neytral o'qdan bir tomonda siquvchi ikkinchi tomonda esa cho'zuvchi xarakterga ega bo'ladi. Cho'zilish va siqilishga har xil qarshilik ko'rsatadigan materiallar uchun (g'isht, beton, cho'yan) bu masadga muvofiq emas. Shuning uchun kesim markazida shunday yuzani aniqlash kerakki bu yuzaga kuch qo'yilganda butun kesim yuzasi bo'ylab bir xil ishorali normal kuchlanish hosil bo'lsin.

Kesim yadrosini aniqlash uchun kesim sirti bo'ylab unga urinma ravishda bir nechta neytral o'qlar o'tkazamiz va bu bo'yicha kuch qo'yilgan nuqtalarning koordinatalarini aniqlaymiz.

Quyida $A B C D$ tog'ri burchakli to'rtburchak uchun kesim yadrosini quramiz (10.8-rasm). Boshlang'ich vaziyatda neytral chiziqni 1-1 kesimga joylashtiramiz va quyidagini hosil qilamiz:



10.8-rasm

$$a_x = \frac{b}{2}; \quad a_y = \infty;$$

Unda

$$X_A = -\frac{r_y^2}{a_x} = -\frac{b}{6}; \quad Y_A = 0;$$

Bu yerda,

$$r_y^2 = \frac{J_y}{F} = \frac{b^3 \cdot h/12}{b \cdot h} = \frac{b^2}{12};$$

$$r_x^2 = \frac{J_x}{F} = \frac{h^3 \cdot b/12}{b \cdot h} = \frac{h^2}{12};$$

Shunday qilib kesim yadrosini 11 nuqtasi koordinatasi aniqlandi.

Endi neytral o'qni A D tomonga qo'yib quyidagini hosil qilamiz.

$$a_x = \infty; \quad a_y = \frac{h}{2};$$

ga teng bo'ladi.

Unda kesim yadrosidagi 21 nuqtaning koordinatasi teng bo'ladi.

$$X_A = 0; \quad Y_A = -\frac{h^2}{12\left(-\frac{h}{2}\right)} = \frac{h}{6};$$

Huddi shu usulda neytral o'q 3-3 va 4-4 tomonlarga qo'yilganda 31 va 41 nuqtalarining koordinatalari aniqlanadi.

10.5 Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'siri

Ko'ndalang kesimi doiradan iborat bo'lgan vallarni hisoblaganda egilish bilan buralishni birgalikdagi ta'siriga duch kelinadi.

Valga ta'sir etuvchi kuchlar valning kesimida M_x , M_y , M_z , Q_y , va Q_z ichki kuch faktorlarini hosil qiladi. Natijada har qanday ko'ndalang kesimida bir vaqtning o'zida ikkita kesimda egilish deformatsiyasi natijasida normal kuchlanishlar, hamda egilish va buralish natijasida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi. Valni hisoblayotganda birinchi galda uning xavfli kesimini aniqlash zarur. Buning uchun eguvchi moment (M_y , M_z) va burovchi momentlar epyurasini qurish zarur (10.9-rasm).

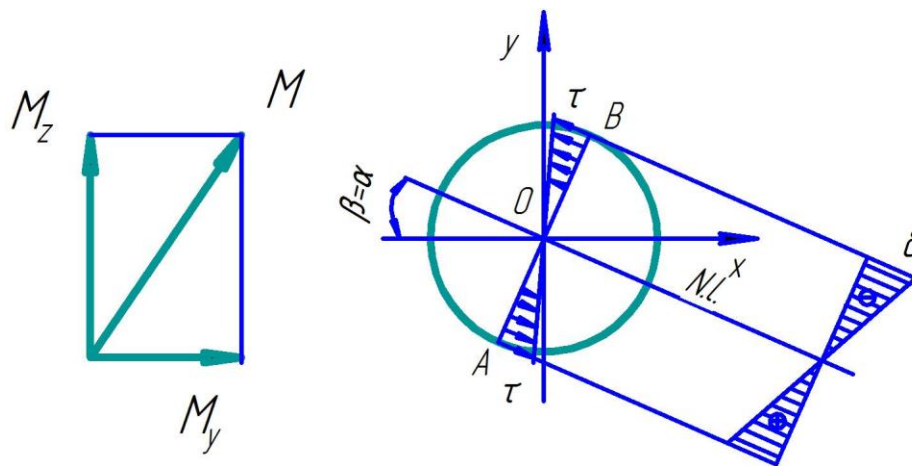
Valga ta'sir etayotgan kuchlarni o'qlar bo'yicha tashkil etuvchilarga ajratib ulardan M_y va M_z eguvchi moment epyuralarini ko'ramiz. Unda kesimi aylanadan iborat bo'lgan valning har qanday kesimida quyidagi natijaviy moment ta'sirida to'g'ri egilish hosil bo'ladi (rasm-10.5-g)

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad (10.11)$$

Endi burovchi moment epyurasini quramiz (rasm-10.5d.)

$M^b = M_x$ va xavfli kesimni aniqlaymiz. Epyuralarni solishtirish natijasida xavfli kesim 1-1 va 2-2 kesimlarda bo'ladi.

Bu kesimlardagi xavfli nuqtani aniqlaymiz. Buning uchun neytral o'q yo'nalishni ($\alpha = \beta$) aniqlab natijaviy eguvchi momentdan normal kuchlanishni aniqlaymiz (10.9-rasm). Unda A va B nuqtalar xavfli nuqtalar hisoblanadi.



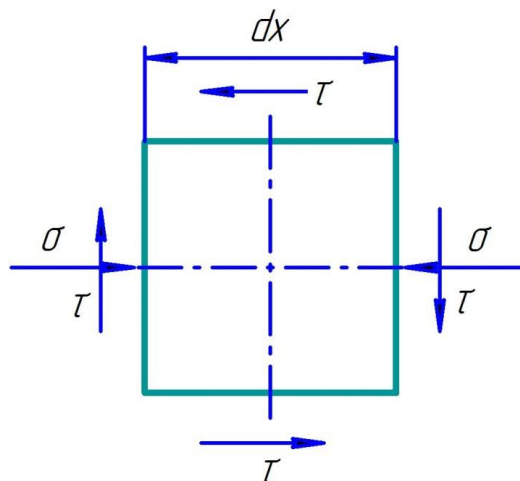
10.9-rasm

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W} = \frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2}}{W} \quad (10.12)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M^b}{W_\rho} \quad (10.13)$$

Agarda xavfli B nuqtadan elementar bo‘lakni ajratsak uning to‘rtta qirrasiga urinma kuchlanishlar, ikkita qirrasiga esa normal kuchlanishlar ta‘sir etar ekan.

Demak egilish bilan buralishning birgalikdagi ta‘sirida xavfli nuqta tekis kuchlanish holatida bo‘lar ekan (10.10-rasm). Shuning uchun bosh kuchlanishlar quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi.



10.10-rasm

$$\sigma_1 = \frac{1}{2} \left(\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right)$$

$$\sigma_2 = 0 \quad (10.14)$$

$$\sigma_3 = \frac{1}{2} \left(\sigma - \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right)$$

Bu murakkab kuchlanganlik holatida ko'ngdalang kuchdan hosil bo'lgan urinma kuchlanishni e'tiborga olmaymiz, chunki buralishdan hosil bo'lgan urinma kuchlanishga nisbatan u juda kichik qiymatga ega.

Unda xavfli nuqtaga tegishli elementning mustahkamligini quyidagi mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshiramiz:

Mor nazariyasi bo'yicha:

$$\sigma_{ekv(Mor)} = \frac{1-m}{2} \sigma + \frac{1+m}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (10.15)$$

IV-mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$\sigma_{ekv(IV)} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (10.16)$$

(10.15) va (10.16) larga (10.12) ni qo'yib hamda $W\rho=2W$ ekanligini e'tiborga olib quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma_{ekv(Mor)} = \frac{\frac{1-m}{2} \sqrt{M_y^2 + M_z^2} + \frac{1+m}{2} \sqrt{M_y^2 + M_z^2 + M_b^2}}{W} \leq [\sigma] \quad (10.17)$$

$$\sigma_{ekv(IV)} = \frac{\sqrt{M_y^2 + M_z^2 + 0.75M_b^2}}{W} \leq [\sigma] \quad (10.18)$$

Bu formulalarning suratlari keltirilgan momentni (M_{kel}) beradi. Bu momentning ta'siri uchta momentlarning birgalikdagi ta'siriga teng deb olingan.

Unda:

$$M_{kel(Mor)} = \frac{1-m}{2} \sqrt{M_y^2 + M_z^2} + \frac{1+m}{2} \sqrt{M_y^2 + M_z^2 + M_b^2} \quad (10.19)$$

$$M_{kel(IV)} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2 + 0.75M_b^2} = \sqrt{M^2 + 0.75M_b^2} \quad (10.20)$$

Unda (10.15) va (10.16) keltirilgan mustahkamlik shartlarini quyidagi sodda ko‘rinishga keltirish mumkin:

$$\sigma_{ekv} = \frac{M_{kel}}{W} \leq [\sigma] \quad (10.21)$$

Shunday qilib bir paytning o‘zida egilish va buralishga ishlayotgan kesimi doiradan iborat bo‘lgan sterjenlarni egilishga (M_{kel}) orqali hisoblanadi.

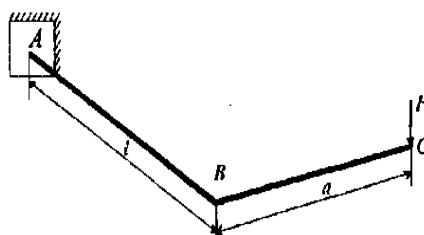
Kesimning qarshilik momentini (10.11) dan quyidagicha aniqlaymiz:

$$W \geq \frac{M_{kel}}{[\sigma]}$$

Bu formuladan vallning diametri teng bo‘ladi:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32M_{kel}}{\pi \cdot [\sigma]}} \approx \sqrt{\frac{10M_{kel}}{[\sigma]}} \quad (10.22)$$

10.7-masala: 10.11-rasmda bir uchi bilan devorga mahkamlangan, ikkinchi uchiga esa BC krivoship o‘rnatilgan yaxlit val tasvirlangan. Krivoshipning uchiga kuch qo‘yilgan. Mustahkamlikning uchinchi nazariyasi bo‘yicha valning mustahkamlikdagi ehtiyot koeffitsiyentini aniqlang. Quyidagi ma'lumotlar ma'lum: $F = 5kN$; $l = 50 \cdot 10^{-2}$; $a = 30 \cdot 10^{-2} m$; $d = 6 \cdot 10^{-2} m$; $\sigma_T = 240MPa$.



10.11-rasm

Yechish: Ko‘rinib turibdiki, valning tayanch kesimi xavfli kesim hisoblanadi, unga eng katta $M_e = Fl$ eguvchi va $M_b = Fa$ burovchi momentlar ta’sir ko‘rsatadi.

Xavfli kesimdagi birorta A nuqtaning normal va urinma kuchlanishlarini aniqlaymiz:

$$\sigma_A = \frac{M_e}{W_x} = \frac{Fl}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{32 \cdot 5 \cdot 10^3 \cdot 50 \cdot 10^{-2}}{3.14 \cdot (0.06)^3} = 117.95 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} = 117.95 MPa$$

$$\tau_A = \frac{M_b}{W_\rho} = \frac{Fa}{0.5W_x} = \frac{16 \cdot 5 \cdot 10 \cdot 30 \cdot 10^{-2}}{3.14(0.06)^3} = 35.386 \cdot 10^6 N/m^2 = 35.386 MPa;$$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha ekvivalent kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_{ud} = \sqrt{\sigma_A^2 + 4 \cdot \tau_A^2} = \sqrt{18920.878} = 137.553 MPa$$

Demak, mustahkamlikning ehtiyot koeffitsiyentiga teng.

$$K = \frac{\sigma_T}{\sigma_{ud}} = \frac{240}{137.553} = 1.745$$

Nazorat va muhokama savollari

1. Murakkab deformatsiya yoki murakkab qarshilik deganda nimani tushunasiz?
2. Qaysi holdagi egilish qiyshiq egilish deyiladi?
3. Qiyshiq egilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
4. Qiyshiq egilishdagi neytral o'q tenglamasini yozing va uni tushuntiring?
5. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilish nima?
6. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishda normal kuchlanish qanday aniqlanadi?
7. Markazlashmagan cho'zilish yoki siqilishdagi neytral o'q tenglamasini yozing va uni tushuntiring.
8. Kesim yadrosi nima? To'g'ri to'rtburchakli kesim uchun kesim yadrosi qanday quriladi?
9. Siljish va burilishning hamda burilish va egilishning birgalikdagi ta'sirlarini alohida misollar yordamida tushuntiring?

XI BOB. BO'YLAMA EGILISH

11.1 Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi

Uzun ingichka sterjen deb ko'ngdalang o'lchamlari uzunligidan bir necha marta (8-10) kichik bo'lgan sterjenga aytiladi. Shunday sterjenni markaziy kuch bilan siqqanimizda u ham siqilishga ham egilishga ishlaydi.

Uzun ingichka sterjen siqilganida uning ko'ngdalang kesim yuzasining qaysi o'qqa nisbatan inersiya momenti kichik bo'lsa o'sha o'qqa nisbatan egiladi. Misol uchun quyida berilgan to'g'ri to'rtburchakli kesimga ega bo'lgan sterjen kesimi balandligi h uning asosi b ga nisbatan bir necha marta katta bo'lsin (11.1-rasm). Unda

$$h > b;$$

Unda:

$$J_x > J_y;$$

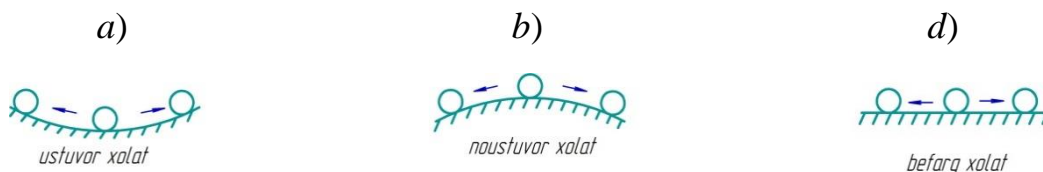
Chunki

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

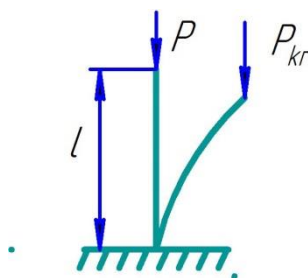
11.1-rasm

Demak to'g'ri burchakli turtburchak ko'rinishdagi kesimga ega bo'lgan yuqoridagi uzun ingichka sterjen y o'qiga nisbatan egilar ekan. Chunki $J_x > J_y$; Shuning uchun hisob formulalariga ko'ngdalang kesim yuzasining minimal inersiya momenti J_{\min} kiritiladi.

Hamma jismlar o'z vaziyatiga qarab quyidagi holatlarga bo'linadi (11.2-rasm).



11.2-rasm



11.3-rasm

Demak jism tebranib o'zining boshlang'ich holatiga qaytsa bunday holatga ustuvor holat deyiladi (11.12-rasm, a).

Bir uchi qistirib qo'yilgan to'g'ri uzun va ingichka sterjen ko'ngdalang kesim yuzasi markaziga siquvchi P kuch qo'yilgan bo'lsin (11.3-rasm). P ning miqdori hali kichkina bo'lganida sterjenga yonboshdan turtki berganimizda u to'g'ri chiziqli holat atrofida bir necha marta tebranib yana o'z holatiga qaytadi. P kuchning miqdori ortib borishi bilan yonboshdan bo'ladigan turtki ta'siridan sterjenning boshlang'ich holatiga qaytishi qiyinlashadi.

$P=P_{kr}$ ya'ni siquvchi kuch kritik bo'lganida yonboshdan bo'ladigan turtki ta'sirida sterjen og'adi. Lekin to'g' chiziqli holatiga qaytmaydi. Agar sterjen egri chiziqli holatini kuch ishlatib to'g'irlab qo'ysak u kritik kuchni ko'tarib tura oladi,

lekin yonboshdan bo'ladigan ozgina turtki ta'siridan yana egri chiziqli holatga o'tib oladi. $P=P_{kr}$ bo'lganda sterjenning to'g'ri chiziqli holati emas balki egri chiziqli holati ustuvor muvozanat holatida bo'ladi.

Kritik kuch deb sterjenning ham to'g'ri chiziqli ham egri chiziqli muvozanat holatlari ustuvor bo'lgan vaqtga to'g'ri kelgan siquvchi kuchga aytiladi. Bunda sterjenning egri chiziqli holati ustuvor bo'ladi.

Shunday qilib siquvchi kuch kritik qiymatga yetganda sterjen faqat sof siqilishga va kritik qiymatdan ortganidan keyin esa ham siqilish va ham egilishga ishlaydi.

Siquvchi kuch kritik miqdordan ozgina ortishi bilan sterjen intevsiv egila boshlaydi va nihoyat yemiriladi. Shuning uchun kritik kuch xafvli deb qabul qilinadi, ya'ni sterjenga ta'sir qiladigan kuch kritik kuchdan kam bo'lishi kerak.

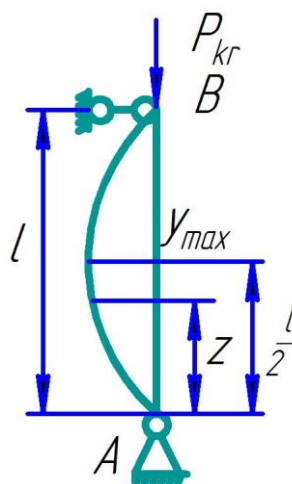
$$[P] = \frac{P_{kr}}{n_y} \quad (11.1)$$

Bu yerda:

n_y – ustuvor muvozanatni ta'minlovchi ehtiyot koeffitsiyenti.

11.2 Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi

Birorta l uzunlikdagi sterjenga $\underline{P_{kr}}$ ta'sir etayotgan bo'lsin. Sterjenning deformatsiyalanayotgan holatini tekshiramiz (11.4-rasm).



11.4-rasm

A nuqtadan z masofada yotgan kesim uchun balka egilgan o'qining differensial tenglamasi quyidagiga teng:

$$EJ_{\min} \frac{d^2 y}{dz^2} = M_z; \quad (11.2)$$

Bu yerda:

$$M_z = -P_{kr} y;$$

Unda

$$EJ_{\min} \frac{d^2 y}{dz^2} = -P_{kr} y;$$

yoki

$$EJ_{\min} \cdot \frac{d^2}{dz^2} + P_{kr} \cdot y = 0;$$

bu formuladan quyidagini

belgilaymiz

$$\frac{P_{kr}}{EJ_{\min}} = k^2 \quad (11.3)$$

unda

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

Bu tenglamada

$$y = c_1 \sin kz + c_2 \cos kz$$

Bu yerdagi c_1 va c_2 larni sterjenning mahkamlanish shartlaridan foydalanib topamiz:

$$z = 0 \text{ da } \quad y = c_1 \cdot 0 + c_2 = 0 \quad (11.4)$$

$$z = l \text{ da } \quad y = c_1 \sin kl + c_2 \cos kl = 0 \quad (11.5)$$

(11.3) dan $c_2 = 0$.

Unda

$$y = c_1 \sin kl = 0$$

bu yerda $\sin kl = 0$ bo'lishi mumkin, $c_1 \neq 0$ dir.

Bundan sterjenning kritik holatiga to'g'ri kelgan shartlar kelib chiqadi:

$$kl = \pi n \text{ yoki } \quad k = \frac{\pi n}{l} \quad (n = 1, 2, 3, 4, \dots, n) \quad (11.6)$$

Unda sterjen egilgan o'qining tenglamasi quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$y = c_1 \sin \frac{\pi n}{l} z$$

ya'ni

$$y_{\max} = c_1 \cdot \sin \frac{n\pi}{l} \cdot \frac{l}{2} = c_1 \cdot 1;$$

(11.3) va (11.6) ga binoan:

$$P_{kr} = EJ_{\min} k^2 = EJ_{\min} \frac{\pi^2 n^2}{l^2};$$

$$\text{Agarda } n = 1 \text{ bo'lsa } P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l^2};$$

Agarda $n \neq 1$ bo'lmasa ya'ni sterjenlar mahkamlanishi boshqacha bo'lsa unda formulaga μ –mahkamlanish turini hisobga olish koeffitsiyenti kiritiladi:

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{(\mu l)^2} \quad (11.7)$$

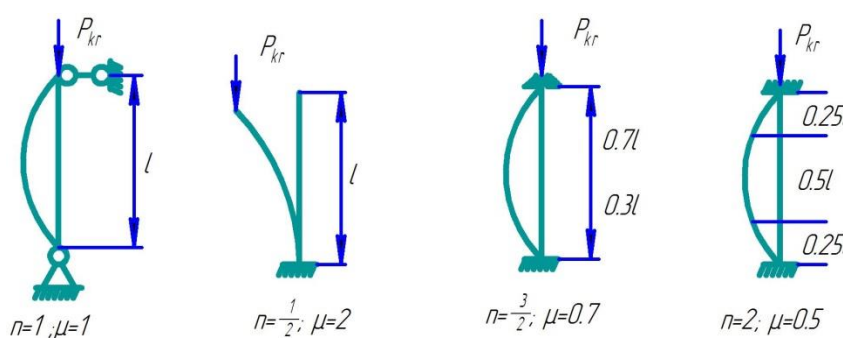
bu yerda $\mu = \frac{1}{n}$; n-yarim aylanalar soni.

Bu formula birinchi marta Leonard Eyley tomonidan aniqlangan bo'lgani uchun Eyley formulasi deyiladi.

Bu formuladan ko'rinib turibdiki kritik kuch qiymati sterjen bikrligiga to'g'ri proporsional, sterjen uzunligi kvadratiga esa teskari proporsionaldir.

Elastiklik chegarasida ishlaydigan sterjen uchun kritik kuch sterjenning geometrik o'lchamlari va materialning elastiklik moduligagina bog'liq bo'lib, materialning mustahkamlik karakteristikalariga bog'liq emas.

Siqigan sterjenlarda bo'ylama egilish to'satdan sodir bo'ladi, shuning uchun siqilgan elementlarning o'lchamlari noto'g'ri berilgan konstruksiyalarda uning oldini olish qiyin.



11.5-rasm

Bu shakllardan ko'rinib turibdiki ikki tomoni qistirib mahkamlangan sterjenning ustivorligi boshqa ko'rinishdagi sterjenlarga nisbatan yuqori.

11.3 Kritik kuchlanish va Eyer formulasini ishlatish chegarasi.

Agar sterjenga yon tomondan turtki ta'sir etmasa, siqilgan sterjen kritik holatda o'zining to'g'ri chiziqli muvozanat holatini saqlaydi, unda kritik kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi.

$$\sigma_{kr} = \frac{P_{kr}}{F} = \frac{\pi^2 EJ_{\min}}{l^2 F};$$

bu yerda

$$J_{\min} = Fi_{\min}^2$$

unda

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E i_{\min} F}{\left(\frac{l_{kel}}{i_{\min}}\right)^2 F} = \frac{\pi^2 E i_{\min}^2}{l_{\min}^2}$$

yoki

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l_{kel}}{i_{\min}}\right)^2}$$

bu yerda

$$\frac{l_{kel}}{i_{\min}} = \lambda$$

bu yerda λ – sterjenning egiluvchanligi deyiladi. Unda

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (11.8)$$

Bu tenglama bo'ylama egilishda kritik kuchlanishni aniqlash Eyler formulasi deb ataladi.

Demak, kritik kuchlanish xamma vaqt ham sterjen elastiklik moduliga to'g'ri proportsional, egiluvchanlikning kvadratiga esa teskari proportsional ravishda o'zgarar ekan.

Eyler formulasidan hamma vaqt ham foydaalanib bo'lmaydi, chunki biz uni chiqarganda sterjen materiali elastik va undagi kuchlanish proportsionallik chegarasidan ortib ketmasligini aytgan edik.

Unda quyidagi shart bajarilishi zarur.

$$\sigma_{kr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_n \quad (11.8)$$

σ_n – sterjen materialining proportsionallik chegarasi.

(11.8) dan

$$\lambda_x \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}$$

λ_x -hisobiy qiymat.

Misol uchun Po'lat 3 uchun $\sigma_n = 2 \cdot 10^8 \frac{N}{M^2}$ bo'lsa, elastiklik moduli esa $E = 2 \cdot 10^{11} \frac{N}{M^2}$ teng. Unda chegaraviy egiluvchanlik teng bo'ladi.

$$\lambda_{ch} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_n}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_n}}$$

$\lambda_x \geq \lambda_n$ unda

$$\lambda_{ch} = 3.14 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11}}{2 \cdot 10^8}} \approx 100;$$

Demak, po'lat 3 dan yasalgan sterjenlar uchun Eyler formulasi egiluvchanlik 100dan katta bo'lgandagina ishlashi mumkin λ_{ch} - egiluvchanlikning chegaraviy qiymati. Yo'g'och va cho'yandan yasalgan materiallar uchun chegaraviy egiluvchanlik teng:

$$\lambda_{ch(yog'och)} = 110$$

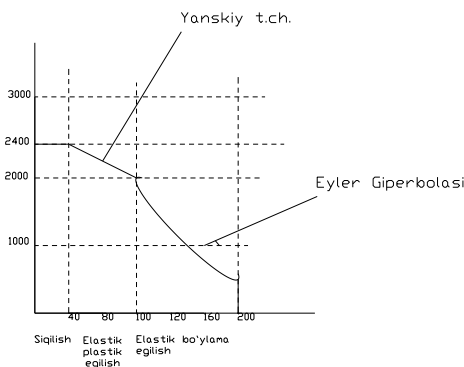
$$\lambda_{ch(cho'yan)} = 80$$

Agarda $\lambda_x < \lambda_{ch}$ bo'lsa unda Eyler formulasidan foydalanib bo'lmaydi, chunki kritik kuchlanish qonuni o'z kuchini yo'qotadi.

Bunday holda egiluvchanlik tajriba asosida aniqlanadi, ya'ni Yasiniskiy tomonidan berilgan ushbu formuladan foydalaniladi:

$$\lambda_k = a - b\lambda \quad (11.9)$$

a, b – materiallarning xossasiga bog'liq koeffitsiyentlar, ular tajriba usulida topiladi. Bu formulalardan foydalanish chegarasini bilish uchun quyida po'lat 3 uchun Eyler giperbolasi keltirilgan:



Bu yerda:

- $\lambda > 100$ bo'lgan oraliqlarda kritik kuchlanishlar Eyler formulasi yordamida topiladi.
- $40 \leq \lambda < 100$ oraliqlarda kritik kuchlanishni topishda Eyler formulasidan foydalanib bo'lmaydi, bunda Yasinisky formulasini qo'llash lozim.
- $\lambda \leq 40$ bo'lganda kritik kuchlanish grafigi gorizantal to'g'ri chiziqqa yaqin bo'ladi, bunda kalta sterjenlarni hisoblash zonasi hosil bo'ladi. Siqilgan sterjenlarni hisoblash usullari.

11.4 Siqilgan sterjenlarni hisoblash

Siqilgan sterjenlarni hisoblashda mustahkamlik shartidan tashqari ustuvorlik shartini ham bajarish zarurdir. Ya'ni:

$$\sigma = \frac{P}{F_{brut}} \leq [\sigma] \quad (11.10)$$

bu yerda- $[\sigma]$ ustuvorlikdagi ruxsat etilgan kuchlanish.

F_{brut} -kesimning to'liq yuzasi.

Ustuvorlikdagi ruxsat etilgan normal kuchlanish kritik kuchlanishdan kichik bo'lishi kerak. Ya'ni:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{kr}}{[n_y]} \quad (11.12)$$

$[n_y]$ -materialning egiluvchanligiga bog'liq bo'lgan ustuvorlikdagi ehtiyot koefitsiyenti. U doim mustahkamlikda qabul qilingan ehtiyot koefitsiyentidan katta bo'lishi kerak.

Ustuvorlikda ruxsat etilgan normal kuchlanishni ruxsat etilgan normal kuchlanish orqali ifodalasak quyidagiga teng bo'ladi:

$$[\sigma_y] = \varphi[\sigma] \quad (11.13)$$

Bu yerda φ -ruxsat etilgan normal kuchlanishni kamaytirish koefitsiyenti (bo'ylama egilish koefitsiyenti). Bu koefitsiyentning qiymati material turi va uning egiluvchanligiga bog'liq bo'lib 11.1-jadvalda keltirilgan.

Egiluvchanlik	Bo‘ylama egilish koeffitsienti.		Egiluvchanlik	Bo‘ylama egilish koeffitsiyenti	
	Ct.3 Va Ct.4	Ct.5		Ct.3 Va Ct.4	Ct.5
0	1.00	1.00	120	0.45	0.37
10	0.99	0.98	130	0.40	0.32
20	0.97	0.96	140	0.36	0.28
30	0.95	0.93	150	0.32	0.25
40	0.92	0.89	160	0.29	0.23
50	0.89	0.85	170	0.26	0.21
60	0.86	0.80	180	0.23	0.19
70	0.81	0.74	190	0.21	0.17
80	0.75	0.67	200	0.19	0.15
90	0.69	0.59	210	0.17	0.14
100	0.60	0.50	220	0.16	0.13
110	0.52	0.43			

Endi (11.10) bo‘yicha sterjening ustuvorlik sharti teng bo‘ladi:

$$\sigma = \frac{P}{F_{brut}} \leq \varphi[\sigma]$$

Bundan tashqari siqilgan sterjenlar mustahkamlik sharti teng bo‘ladi:

$$\sigma = \frac{P}{F_{brut}} \leq [\sigma]$$

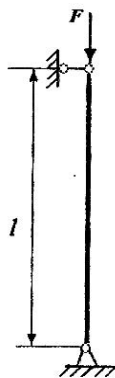
Siqilgan sterjenlarni hisoblashda asta-sekin yaqinlashish usuli qo‘llaniladi va ular quyidagi masalalarda keltirilgan.

11.1-masala: Uzunligi $l=1,85$ m bo‘lgan sterjenga ta’sir etuvchi siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati aniqlansin (11.6-rasm). Sterjen St.3 po‘latdan yasalgan bo‘lib, ko‘ndalang kesim profili 12-nomerli qo‘shstavrdan iborat. Hisoblashda $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{MPa}$; $n_{adm}^s = 3$ deb olinsin.

Yechish: Dastlab, Eyler formulasini qo‘llash haqidagi masalani hal qilish zarur. Buning uchun sterjenning egiluvchanligini hisoblaymiz:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}} = \frac{1 \cdot 1,85}{1,38 \cdot 10^{-2}} = 134,06;$$

bu yerda inersiya radiusi i_{\min} ning qiymati GOST 8239-72 bo‘yicha sortament jadvalidan olindi.



11.6-rasm

Demak, $\lambda > \lambda_{cheg} = 100$ bo‘lgani uchun kritik kuch Eyler formulasi bo‘yicha aniqlanadi:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2} = \frac{(3,14)^2 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 27,9 \cdot 10^{-8}}{(1 \cdot 1,85)^2} = 168,958 \text{ kN};$$

bu yerda, $I_{\min} = 27,9 \text{ sm}^4$ bo‘lib, sortament jadvalidan olindi.

U holda siquvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati quyidagicha hisoblanadi:

$$F_{adm}^s = \frac{F_{kr}}{n_{adm}^s} = \frac{168,958}{3} = 56,319 \text{ kN}.$$

11.2-masala: Uzunligi $l = 2,5$ m bo‘lgan, St.3 navli po‘latdan yasalgan qo‘shstavr kesimli ustun $F=110$ kN siquvchi kuch bilan yuklangan (11.7-rasm).

Ustunning talab etilgan profil nomeri aniqlansin. Hisoblashlarda $E = 2 \cdot 10^5 \text{MPa}$; $n_{adm}^s = 2,8$ deb olinsin.

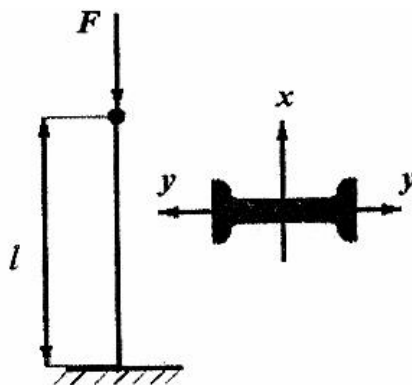
Yechish:

Hisoblashni Eyler formulasi bo'yicha olib boramiz. Ustunning ustuvorlik shartini

$$F \leq \frac{F_{sch}}{n^s} \quad (a)$$

ko'rinishda yozib olamiz. Formulani nazarda tutib, yuqoridagi shartdan ko'ndalang kesimning talab etilgan minimal inersiya momentini aniqlaymiz:

$$J_{min} \geq \frac{F \cdot n_{adm}^s (\mu \cdot l)^2}{\pi^2 \cdot E} = \frac{110 \cdot 10^3 \cdot 2,8 \cdot (2 \cdot 2,5)^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 390,48 \cdot 10^{-8} \text{m}^4 = 390,48 \text{sm}^4.$$



11.7-rasm

Bu qiymatga qarab, sortament jadvalidan 30^a nomerli qo'shtavr tanlanadi, bu qo'shtavr uchun $I_y = I_{min} = 436 \text{sm}^4$, $i_{min} = 2,95 \text{sm}$.

Endi ustunning qabul qilingan profili uchun Eyler formulasini tatbiq qilish mumkin yoki mumkin emasligini tekshirib ko'ramiz. Buning uchun ustunning egiluvchanligini aniqlab, uni $\lambda_{cheg} = 100$ bilan solishtirish kifoya:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}} = \frac{2 \cdot 2,5}{2,95 \cdot 10^{-2}} = 169,49 > 100.$$

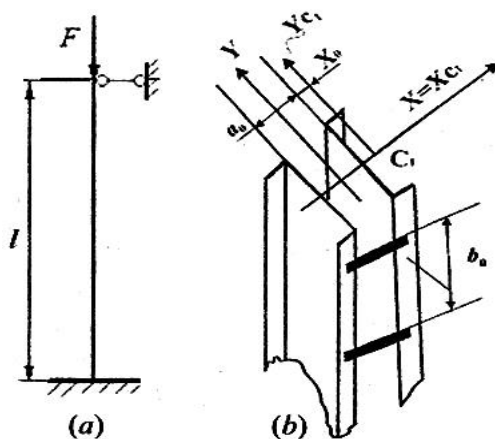
Demak, Eyler formulasini qo'llash mumkin ekan.

11.3-masala: Pastki uchi qistirib tiralgan, yuqori uchi esa qo'zg'aluvchan sharnirli tayanchga mahkamlangan ustunga $F=120 \text{kN}$ yuk qo'yilgan (11.8-rasm,

a). Ustunning uzunligi $l = 5,5$ m bo'lib, ko'ndalang kesimi yonmayon o'rnatilgan ikkita shvellerdan iborat (11.8-rasm, b).

Quyidagilarni aniqlash talab etiladi:

- a) ustunning zaruriy profil nomeri tanlansin;
- b) shvellerdan ratsional foydalanish uchun ularning orasidagi α_0 masofa qanchaga teng bo'lishi kerak?
- d) belbog' polosalarning oraliqlari aniqlansin. Hisoblashda ustuvorlikning zaruriy ehtiyot koeffitsienti $n_{adm}^s = 4$ qilib olinsin.



11.8-rasm

Yechish: Butun ko'ndalang kesimning zaruriy minimal inersiya momentini quyidagi shartdan aniqlaymiz (oldingi masalaga qarang):

$$I_{min} \geq \frac{Fn_{adm}^s(\mu l)^2}{\pi^2 E} = \frac{120 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot (0,7 \cdot 5,5)^2}{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^{11}} = 360,81 \cdot 10^{-8} m^4 = 360,81 sm^4.$$

Bitta shveller uchun esa

$$I_{min}^c = \frac{I_{min}}{2} = 180,405 sm^4$$

bo'lgani uchun GOST 8239-72 bo'yicha profli 22^a nomerli shveller tanlanadi. Bu shveller uchun:

$$I_{min}^c = 187 sm^4; A^c = 28,8 sm^2$$

Ikki shveller uchun esa: $I_{min} = 374 sm^4; A = 57,6 sm^2$.

Tanlab olingan profil uchun Eyler formulasini qo'llash mumkinligini tekshiramiz:

$$\lambda = \frac{\mu l}{\sqrt{\frac{I_{min}}{A}}} = \frac{0,7 \cdot 5,5 \cdot 100}{\sqrt{\frac{274}{57,6}}} = 151,1 > \lambda_{cheg} = 100.$$

Bundan chiqdi, Eyster formulasi ishlatish mumkin ekan.

Endi shvellerlar oralig'ini aniqlaymiz.

Agar $I_y \geq I_x$ shart bajarilsa, shvellerlardan ratsional foydalanish mumkin. Bu shartdan quyidagi tenglama kelib chiqadi:

$$I_y = 2 \left[I_y^0 + A^0 \left(\frac{a_0}{2} + X_0 \right)^2 \right] \geq 2I_x^0.$$

Bunda, $I_x^0 = 2330 \text{ sm}^4$; $I_y^0 = 187 \text{ sm}^4$; $A^0 = 28,8 \text{ sm}^2$;

$X_0 = 2,46 \text{ sm}$ bo'lib, sortament jadvalidan olinadi. Bu qiymatlarni e'tiborga olib, tegishli soddalashtirishlardan keyin a_0 ga nisbatan kvadrat tenglamaga ega bo'lamiz:

$$a_0^2 + 9,84a_0 - 2 \cdot 73,4 = 0;$$

bundan $a_0 = 12,33$ ekanligi kelib chiqadi.

Ustun balandligi bo'yicha oraligni ta'minlash uchun shvellerlar albatta 11.8-rasm (b) da tasvirlangandek, polosalar bilan bog'lab qo'yilishi lozim.

1-usul. Quyidagi mulohazaga tayanib, belbog' polosalar orasidagi b_0 masofani aniqlaymiz. Har bir shveller mustaqil holda $0,5 \cdot F$ kuchni qabul qilib, ustuvorlik shartini bajarishi kerak:

$$\frac{F}{2} = \frac{\pi^2 EI_{min}^c}{n^2 \cdot b^2},$$

bunda,

$$b_0 = \pi \sqrt{\frac{2EI_{min}^c}{n^2 \cdot F}} = 3,14 \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 187 \cdot 10^{-8}}{4 \cdot 120 \cdot 10^3}} = 3,92 \text{ m}.$$

2-usul. Quyidagi mulohazalarga tayanib, belbog' polosalar orasidagi b_0 masofani aniqlaymiz. Har bir shvellerning b_0 uzunlikdagi egiluvchanligi butun ustunning egiluvchanligidan kichik bo'lish shart:

$$\lambda_c = \frac{b_0}{i_{min}^c} \leq \lambda_{ustun};$$

bundan,

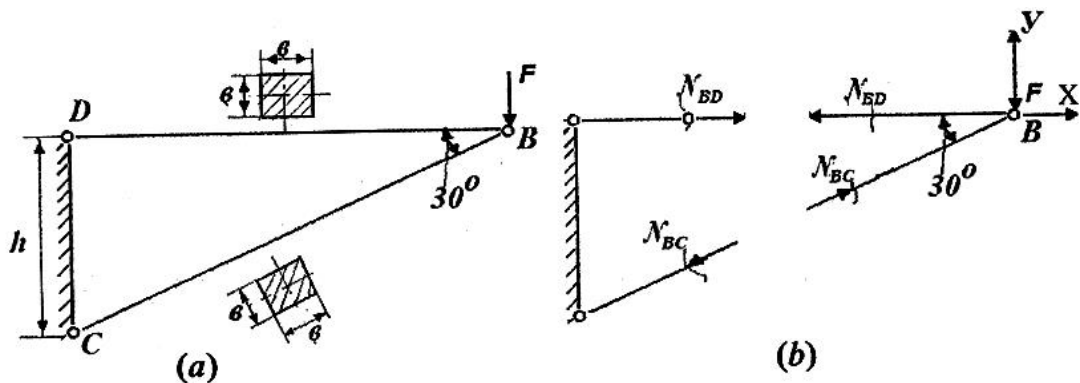
$$b_0 = \lambda_{ustun} \cdot i_{min}^c = \frac{\mu l}{\sqrt{\frac{2I_{min}^c}{2A^c}}} \cdot \sqrt{\frac{I_{min}^c}{A^c}} = 0,7 \cdot 5,5 = 3,85 \text{ m}$$

11.4-masala: Xrom-molibden po‘latidan yasalgan kronshteyn B tuguniga qo‘yilgan kuchning ruxsat etilgan qiymati aniqlansin (11.9-rasm, a). Hisoblashlar uchun quyidagilar ma’lum:

$$\sigma_{pr} = 540 \text{ MPa}; \sigma_{0,r} = 600 \text{ MPa}; E = 2 \cdot 10^5$$

$$n_{adm} = 2,5 (\text{mustahkamlikda});$$

$$n_{adm}^s = 4 (\text{ustumorlikda}); h = 30 \cdot 10^{-2} \text{ m}; b = 2 \cdot 10^{-2} \text{ m}.$$



11.9-rasm

Yechish: B tugunni qirqib, uning muvozanatini tekshiramiz (11.9-rasm, b):

$$\sum X_i = N_{BC} \cos 30^\circ - N_{BD} = 0; \sum Y_i = N_{BC} \cos 60^\circ - F = 0.$$

Bulardan sterjendagi zo‘riqlishlarni topamiz:

$$N_{BC} = 2F \text{ (} BC \text{ sterjen siqiladi);}$$

$$N_{BD} = 1,73 \text{ (} BD \text{ sterjen cho‘ziladi).}$$

Oddiy cho‘zilishdagi mustahkamlik shartini yozamiz:

$$\sigma_{BD} = \frac{1,73F}{b^2} \leq \sigma_{adm}.$$

Bunda ruxsat etilgan kuchlanish: $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{0,r}}{n_{adm}} = 240 \text{ MPa}$ ga teng.

Demak, cho‘zuvchi kuchning ruxsat etilgan qiymati:

$$F_{adm} = \frac{240 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 10^3}{1,72} = 55,49 \text{ kN.}$$

BC sterjenni ustuvorlikka tekshiramiz. Eyler formulasini qo‘lsh mumkinligi haqidagi masalani hal qilamiz. 11.9-rasmdan egiluvchanlikning chegaraviy qiymatini aniqlaymiz:

$$\lambda_{cheg} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{...}}} = 3,14 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{540}} = 62.$$

Sterjenning egiluvchanligi:

$$\lambda = \frac{\mu l_{BC}}{i} = \frac{1 \cdot 2 \cdot h}{\Gamma_{1,4}} = 103,92 > \lambda_{cheg}.$$

Shunday qilib, Eyler formulasi bo‘yicha:

$$(N_{BC})_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(\mu l_{BC})^2} = \frac{(3,14)^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4}{(1 \cdot 2 \cdot 30 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 12} = 76,76 \cdot 10^3 \text{ N} = 76,76 \text{ kN.}$$

Ustuvorlik shartidan sterjen uchun ruxsat etilgan kuchni aniqlaymiz:

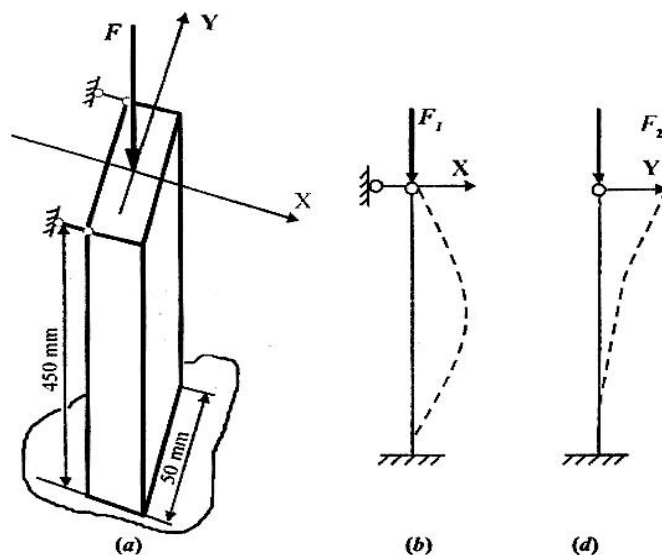
$$(N_{BC})_{adm} = \frac{(N_{BC})_{cr}}{ns} = 19,19; F_{adm} = 0,5(N_{BC})_{adm} = 9,595 \text{ kN.}$$

Demak, F kuchning ruxsat etilgan qiymati 9,595 kN ga teng ekan.

11.5-masala: 11.10-rasm (a) da tasvirlangan sterjen uchun ustuvorlikning haqiqiy ehtiyot koeffitsienti aniqlansin.

Sterjenning o‘lchamlari mm larda berilgan bo‘lib, u St.3 navli po‘latdan yasalgan. $l = 450 \text{ mm}; F = 44 \cdot 10^3 \text{ N}$.

Yechish: Sterjenning ustuvorligi yo‘qoladigan tekislikni aniqlash uchun egiluvchanliklarni o‘zaro taqqoslash zarur.



11.10-rasm

a) XOZ tekisligida (11.10-rasm, b) $\lambda_x = \frac{\mu_1 l}{i_y} = \frac{0,7 \cdot 450}{\sqrt{\frac{I_y}{A}}} = \frac{0,7 \cdot 450}{\sqrt{\frac{50 \cdot 15^3}{12 \cdot 15 \cdot 50}}} = 72,75.$

b) YOZ tekisligida (11.10-rasm, d) $\lambda_y = \frac{\mu_2 l}{i_x} = \frac{2 \cdot 450}{\sqrt{\frac{I_x}{A}}} = \frac{2 \cdot 450}{\sqrt{\frac{15 \cdot 50^3}{12 \cdot 15 \cdot 50}}} = 62,35.$

Bundan chiqdi, ustuvorlikning yo‘qolishi XOZ tekisligida sodir bo‘lar ekan. Sterjenning egiluvchanligi $40 < \lambda_x < 100$ oraliqda bo‘lganligi sababli, kritik kuchlanish F. S. Yasinskiy formulasidan topiladi:

$$\sigma_{cr} = 310 - 1,14 \cdot 72,75 = 227,065 \text{ MPa}$$

Siquvchi kuchlanishning haqiqiy qiymati:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{44 \cdot 10^3}{15 \cdot 50 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2} = 58,67 \cdot \frac{10^6 \text{ N}}{\text{m}^2} = 58,67 \text{ MPa}$$

ni tashkil etadi. Bunga ruxsat beriladi.

Ustuvorlikning haqiqiy (hisoblab topiladigan) ehtiyot koeffitsienti quyidagiga teng:

$$n^s = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma} = \frac{227,065}{58,67} = 3,87.$$

11.7-masala: 11.11-rasmda tasvirlangan sterjen ustuvorlikka tekshirilsin. Sterjen cho‘yan materialdan yasalgan bo‘lib, uning barcha o‘lchamlari mm larda

berilgan. Hisoblashlar uchun quyidagi ma'lumotlar berilgan: $F = 80kN$;
 $\sigma_{adm}^- = 135MPa$.

Yechish: Quyidagi miqdorlarni aniqlaymiz:

Ko'ndalang kesim yuzasi:

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \left(1 - \frac{d^2}{D^2}\right) = \frac{3,14 \cdot 80^2}{4} \left(1 - \frac{50^2}{80^2}\right) = 3061,5 mm^2 = 3061,5 \cdot 10^{-6} m^2.$$

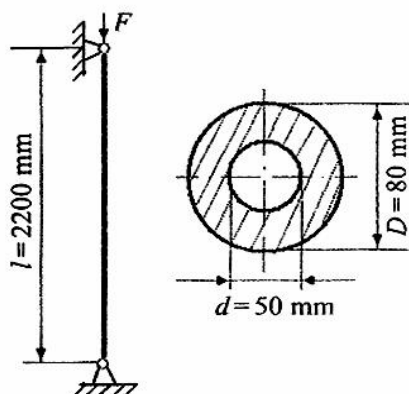
Inersiya momenti:

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right) = \frac{3,14 \cdot 80^4}{64} \left(1 - \frac{50^4}{80^4}\right) = 1702959,3 mm^4 = 170,296 \cdot 10^{-8} m^4$$

$$\text{Minimal inersiya radiusi: } i_{min} = \sqrt{\frac{I_x}{A}} = 23,585 mm = 23,585 \cdot 10^{-3} m.$$

Sterjenning egiluvchanligi:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{min}} = \frac{1 \cdot 2,2}{23,585 \cdot 10^{-3}} = 93,28.$$



11.11-rasm

Bo'ylama egilish koeffitsienti φ ni jadvaldan topish uchun $\lambda = 90$ va $\lambda = 100$ orasidagi qiymatlarni interpolyatsiya qilamiz:

$$\varphi_{\lambda=93,28} = \varphi_{\lambda=90} - \frac{\varphi_{\lambda=90} - \varphi_{\lambda=100}}{10} \cdot (93,28 - 90) = 0,2 - \frac{0,2 - 0,16}{10} \cdot 3,28 = 0,1869$$

Ruxsat etilgan kritik kuchlanish:

$$\sigma_{adm}^s = \varphi \cdot \sigma_{adm}^- = 0,1869 \cdot 135 MPa = 25,23 MPa.$$

Siquvchi kuchlanishning haqiqiy qiymati esa:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{80 \cdot 10^3}{3061,5 \cdot 10^{-6}} = 26,13 \cdot 10^6 N/m^2 = 26,13 MPa$$

Shunday qilib, $\sigma < \sigma_{adm}^s$ sharti saqlanmagan, ya'ni sterjen noustuvor muvozanat holatida. Ammo sterjenning o'ta yuklanganligi:

$$\frac{26,13 - 25,23}{25,23} \cdot 100\% = 3,57\%$$

ni tashkil etadi. Bunga ruxsat etiladi.

Nazorat va muhokama savollari:

1. Ustuvorlikning yo'qolish belgilarini tushuntiring?
2. Kritik kuch deb nimaga aytiladi?
3. Kritik kuchni aniqlashning Eyler formulasini yozing. Ushbu formuladan kritik kuch nimaga bog'liq ekanligini ko'rsating?
4. Kritik kuchlanish qanday aniqlanadi?
5. Sterjenning egiluvchanligi nimani ifodalaydi va u nimalarga bog'liq?
6. Ikki uchi sharnirlar orqali mahkamlangan sterejning keltirilgan uzunlik koeffitsiyentini nimaga teng?
7. F.S. Yasinskiy formulasini yozing va uni mazmuni tushuntiring?
8. Siqilgan sterjenlarning ustuvorlik shartini yozing. Bu formulaga sterjenning qanday kesim yuzasi qo'yiladi?
9. Ustuvorlikdagi oid masalalarni hisoblash ketma-ketligini izohlang?
10. Bo'ylama egilish koeffitsiyenti nimalarga bog'liq?

XII BOB. TEZLANISH BO‘YICHA HARAKATLANAYOTGAN KONSTRUKSIYA ELEMENTLARINI HISOBLASH

12.1 Harakatlanish ta’sirida hosil bo’ladigan ichki kuchlar. Inersiya kuchlari

Konstruksiya qismlarini dinamik yuklanishga hisoblash statik yuklanishga nisbatan ancha murakkabdir. Chunki dinamik yuklanishda ichki kuch faktorlarini va kuchlanishlarni hamda materiallarning mexanik hususiyatlarini aniqlash ancha murakkab.

Misol uchun ko’p materiallar statik yuklanishda plastik hususiyatga ega bo’lsa dinamik yuklanishda esa mo’rt material sifatida ishlaydi. Zarbali cho’zilishda esa materiallarning oquvchanlik chegarasi 20÷70 %, mustahkamlik chegarasi esa 10÷30 % oshadi.

Shuning uchun dinamik yuklanishda ruxsat etilgan kuchlanish yuklanish tezligiga qarab tanlanishi kerak.

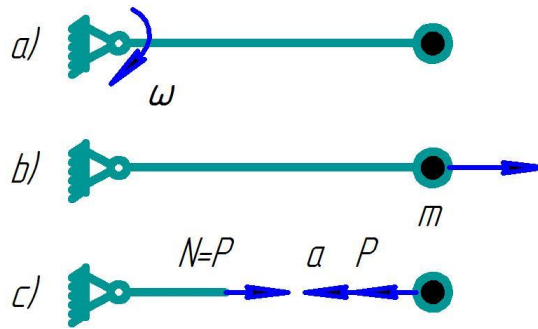
harakatlanayotgan jismda hosil bo’layotgan zo’riqish kuchini aniqlashda quyidagi Dolomber prinsipidan foydalaniladi:

Agar harakatlanayotgan jismni biror bir vaqtda muallaq holatda deb faraz qilsak, lekin harakatlantiruvchi kuchdan tashqari unga inersiya kuchini qo’ysak unda harakatlanayotgan paytdagidek ichki kuch faktorlari va kuchlanishlar hosil bo’ladi.

Misol. Massasi m ga teng yuk uzunligi l ga teng sim yordamida o’q atrofida aylanish natijasida $a = V^2 / l = \omega^2 l$ ga teng markazga intiluvchi tezlanishdadir.

Yukning inersiya kuchi jism massasini uning tezlanishiga ko’paytmasiga teng bo’lib tezlanishga teskari yo’nalgandir (12.1-rasm).

$$P = m \frac{V^2}{l} = m\omega^2 l. \quad (12.1)$$



12.1-rasm

Bu yerda: V - chiziqli tezlik, $\omega = \pi n/60$ – burchak tezlik, n -yukning aylanishlar soni, l -aylanish radiusi, m -massa.

P kuchi simda kuchlanish hosil qiladi. Yukning massasi $m=1\text{N}$, $l = 1\text{m}$ va sim diametri $d = 1 \text{ mm}$ bo'lsin. $\sigma_m = 1500 \text{ MPa}$. Unda simdagi cho'zuvchi kuchlanish teng bo'ladi:

$$\sigma = \frac{N}{F} = \frac{m\omega^2 l \cdot 4}{\pi d^2} = \frac{1 \cdot n^2 \cdot 4 \cdot 3.14}{10^{-6} \cdot 900} \text{ MPa}$$

Sim $\sigma = \sigma_m$ da uziladi. Bu shart bo'yicha ruxsat etilgan aylanishlar soni teng bo'ladi.

$$n = \sqrt{\frac{1500 \cdot 225 \cdot 10}{3.14}} = 1040 \text{ min}^{-1}$$

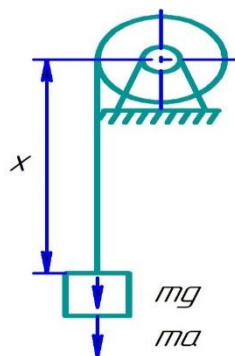
12.2 Ilgarilanma harakatdagi sistemalarni hisoblash

Yukni birorta tezlanish bilan yuqoriga ko'targanda trossda qo'shimcha kuchlanish hosil bo'ladi. Uni aniqlash uchun fikran yukni to'xtatib unga yukning harakatiga teskari yo'nalgan inertsiya kuchini qo'ysak (12.2-rasm) u teng bo'ladi:

$$F_{inert} = m \frac{dv}{dt} = ma \tag{12.2}$$

v -ko'tarish tezligi;

a -tezlanish.



12.2-rasm

Trosdagi zo‘riqish kuchi teng bo‘ladi:

$$N = mg + ma$$

g -erkin tushish tezlanishi.

Unda yukni ko‘tarishda trosda hosil bo‘ladigan kuchlanish teng bo‘ladi:

$$\sigma_d = \frac{mg}{F} \left[1 + \frac{a}{g} \right] = \sigma_{st} \cdot k_d \quad (12.3)$$

Demak dinamik yuklanishdan hosil bo‘ladigan kuchlanish statik yuklanishdan hosil bo‘ladigan kuchlanishdan k_d baravar ko‘p bo‘lar ekan.

Bu yerda $k_d = 1 + a/g$ –dinamik koeffitsiyent.

Yuk pastga tushirilayotganda harakat boshlanishida dinamik koeffitsiyentdagi a -tezlanish manfiy qiymatga ega bo‘ladi. Shuning uchun bunda kuchlanish statik yuklanishga nisbatan kichik bo‘ladi.

Agar tros uzunligi nisbatan katta qiymatga ega bo‘lsa uning massasini va zarrachalarning hosil bo‘ladigan inertsiya kuchini e‘tiborga olish zarur. Bunday vaziyatda eng xavfli kesim, eng yuqori kesim bo‘lib undagi zo‘riqish kuchi quyidagi formula yordamida aniqlanadi:

$$N = (m + \rho F \cdot x) g \left(1 + \frac{a}{g} \right) \quad (12.4)$$

Bu yerda:

x -kanat uzunligi;

ρ -kanat materiali zichiligi.

XIII BOB. ZARBALI YUKLANISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

13.1 Umumiy tushunchalar

Har qanday tez o'zgaruvchi yuklanish bu *zarbali* yuklanishdir. Zarba ta'sirida jismning zarrachalari birorta tezlikni oladi va sistemada kinetik energiya hosil bo'lib u potensial va boshqa (issiqlik) energiyalariga aylanadi va jism deformatsiyalanadi.

Ruxsat etilgan dinamik kuchlanishlarni aniqlayotganda materiallarning mexanik xarakteristikalarini bilish zarur.

Dinamik yuklanishda mustahkamlik sharti quyidagiga teng:

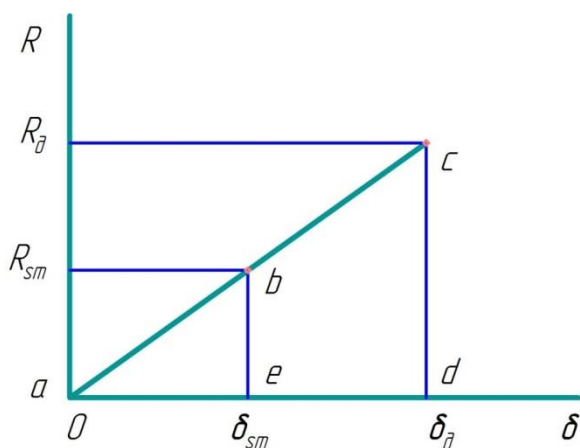
$$\sigma_{d,\max} \leq [\sigma] \quad (13.1)$$

Zarbali yuklanishda o'zaro tegib turgan yuza va butun sistema deformatsiyalanadi. Biz faqat umumiy sistema deformatsiyasini ko'rib o'tamiz va dinamik kuchlanish materialning proportsionallik chegarasidan katta bo'lmaydi deb hisoblaymiz.

Konstruksiyalarni zarbaga hisoblayotganda quyidagi cheklanishlar qabul qilingan:

1. Zarba elastik emas-zarba beruvchi jism zarba oluvchi konstruksiyadan uzilmasdan birga harakatini davom ettiradi. Ya'ni zarba beruvchi va zarba oluvchi konstruksiya zarbadan keyin bir xil tezlikka ega deb qabul qilinadi.
2. Zarba oluvchi konstruksiya bitta erkinlik darajasiga ega va hamma konstruksiya massasi bitta zarba nuqtasiga yo'naltirilgan.
3. Zarba beruvchi jism to'liq kinetic energiyasi zarba oluvchi jism deformatsiyasining potensial energiyasiga o'tadi va uning harakati biror qarshiliksiz davom etadi deb qabul qilingan.

4. Zarba oluvchi konstruksiya o'ta elastic deb qabul qilinadi. Ya'ni dinamik yuklanish bilan undan hosil bo'ladigan ko'chishlar ham statik yuklanishdagidek Guk qonuniga bo'ysunadi (13.1-rasm).



13.1-rasm

Dinamik ko'chish bilan statik ko'chishlarning o'zaro nisbati dinamik koeffitsiyent deb ataladi:

$$k_d = \frac{\delta_d}{\delta_{ct}} \quad (13.2)$$

Unda Guk qonuni bo'yicha:

$$k_d = \frac{R_d}{R_{ct}} = \frac{\sigma_d}{\sigma_{ct}} \quad (13.3)$$

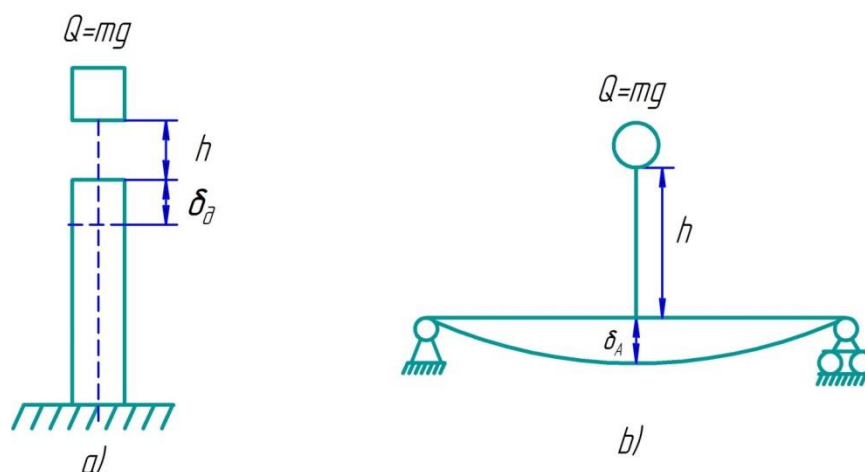
Bu yerda: σ_d -dinamik kuchlanish;

σ_{ct} -statik kuchlanish.

13.2 Vertikal zarba

Vertikal zarba amalyotda eng ko'p uchraydigan hodisalardan biridir. Detallarga ishlov berishda, qurilishlarda qoziqlar qoqishda metro qurilishida uchratish mumkin.

Massasi m ga teng bo'lgan yuk h balandlikdan elastic sistemaga tushayotgan bo'lsin (13.2-rasm).



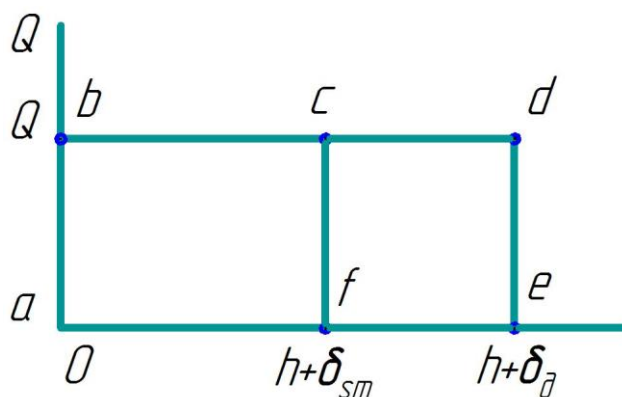
13.2-rasm

Yuk pastga tushish jarayonida quyidagi ishni bajaradi:

$$A = Q(h + \delta_d) \quad (13.4)$$

δ_d -sistemaning dinamik yuk ta'sirida ko'chishi.

Bajarilgan ish *abde* to'g'ri to'rtburchakning yuzasiga teng (13.3-rasm), chunki Q yukning qiymati zarba ta'sirida o'zgarmaydi.



13.3-rasm

Sistemada bajarilgan ish potensial energiya sifatida yig'ilib, ichki R kuch ta'sirida bajarilgan ishga teng bo'ladi va natijada δ ko'chish hosil bo'ladi (13.3-rasm) dan ko'rinib turibdiki bu potensial energiya *acd* uchburchak yuzasiga teng bo'ladi, chunki r noldan oxirgi qiymat R_d gacha o'zgaradi.

Unda potensial energiya teng bo'ladi:

$$U = \frac{R_d \cdot \delta_d}{2} \quad (13.5)$$

(13.2) va (13.3) larni hisobga olgan holda (13.4) va (13.5) lardan quyidagini hosil qilish mumkin:

$$Q \left(\frac{h}{\delta_{ct}} + k_d \right) = \frac{R_{ct} \cdot k_d^2}{2}$$

$Q=R_{ct}$ bo'lganda

$$\frac{h}{\delta_{ct}} + k_d = \frac{k_d^2}{2} \quad (13.6)$$

k_d ga nisbatan kvadrat tenglamani yechib quyidagini hosil qilamiz:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{ct}}} \quad (13.7)$$

Dinamik koeffitsiyentni (13.2) va (13.3) lar yordamida aniqlagandan keyin sistemadagi dinamik kuchlanish va ko'chishni aniqlash mumkin.

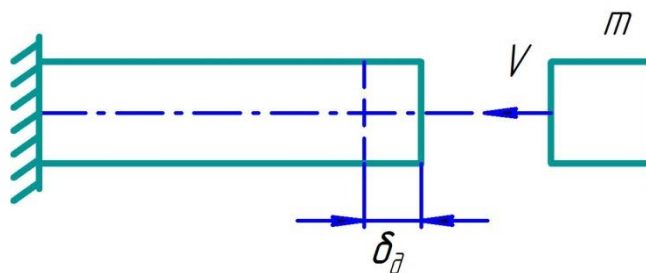
Bu qiymatlar sistemani Q yuki ta'sirida statik yuklanganga nisbatan k_d baravar ko'p bo'ladi.

Shuni ta'kidlash lozimki sistemaning elastiklik xususiyati zarbaning ta'sirini kamaytiradi (13.7). Sistemaning bikrligi oshishi bilan zarba kuchi qiymati ortadi.

Zarbali yuklanishning yana bir turi bu o'ta tez yuklanish. Bunda $h=0$ bo'lib, $k_d = 2$ va $\delta_d = 2\delta_{ct}$, $\sigma_d = 2\sigma_{ct}$ bo'ladi. Ya'ni yukni o'ta tez qo'yganda sistemadagi kuchlanish va deformatsiya statik yuklanishga nisbatan ikki baravar ko'p bo'ladi.

13.3 Gorizontal zarba

Dinamik yuklanishdagi ko'chish δ_d eng katta qiymatga ega bo'lganda yig'ilgan potensial energiya zarba beruvchi jismni sistemaga tegish paytidagi kinetic energiyaga tengdir. (rasm-13.8)



13.4-rasm

(13.2) va (13.3) larni hisobga olgan holda, $R_{ct} = mg$ tengligidan

$$\frac{V^2}{2} = \frac{k_d^2 mg \delta_{ct}}{2}$$

Bu tenglamadan gorizontalar zarbadagi dinamik koeffitsiyentni aniqlaymiz:

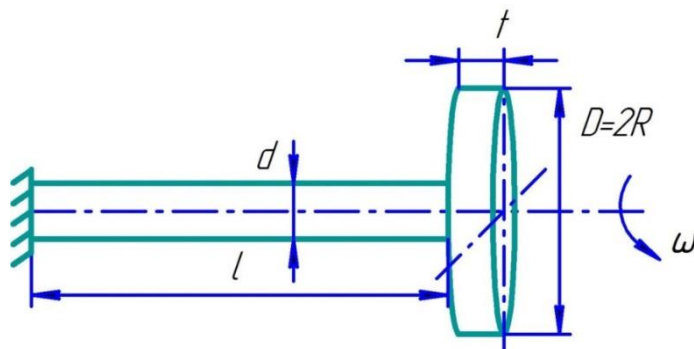
$$k_d = \frac{V}{\sqrt{g \delta_{ct}}} \quad (13.8)$$

δ_{ct} -sistemadagi statik kuch taʼsir etayotgan nuqtaning koʻchishi.

13.4 Burovchi zarba

Burovchi zarbada ham kuchlanish va deformatsiya choʻzilish va siqilishdagi, egilishdagi zarba taʼsirida hosil boʻladigan kuchlanish va deformatsiyalardagidek aniqlanadi. Burovchi zarbada ham dinamik koeffitsiyent (13.7) va (13.8) lar yordamida aniqlanadi.

Misol uchun maxovik mahkamlangan tez aylanayotgan valni qisqa vaqtda toʻxtatsak (13.5-rasm), burrovchi zarba taʼsirida maxovikni kinetik energiyasi T val deformatsiyasining potensial energiyasi U ga aylanadi.



13.5-rasm

Yaʼni:

$$T = \frac{I_m \omega^2}{2}$$

Bu yerda:

ω – buralishdagi maxovikning burchak tezligi.

I_m -Maxovik inertsia momenti, u teng bo'ladi:

$$I_m = \iint_F r^2 dm = 4\rho t \int_0^R r^3 dr \int_0^{\pi/2} d\varphi \rho t \frac{\pi R^4}{2} = \frac{mR^2}{2} = \frac{QD^2}{8g}$$

$dm = \rho t r r d\varphi$ - elementar massa;

$m = \rho t \frac{\pi D^2}{4}$ -maxovik massasi;

$Q = mg$ - maxovik og'irligi; ρ - maxovik materiali zichligi.

Val deformatsiyasining potensial energiyasi (13.2) va (13.3) larni e'tiborga olganda quyidagiga teng:

$$U = \frac{M_{br,d} \varphi_d}{2} = \frac{k_d^2 M_{br} \varphi}{2}$$

Bizga ma'lumki buralishdagi buralish burchagi quyidagiga teng:

$$\varphi = \frac{M_{br} l}{GI_\rho}$$

Unda potensial energiya teng bo'ladi:

$$U = \frac{k_d^2 M_{br}^2 l}{2GI_\rho}$$

Kinetik va potensial energiyalarni tenglab ($T=U$) va ba'zi belgilashlardan so'ng burovchi zarbadagi dinamik koeffitsiyent quyidagiga teng bo'ladi:

$$k_d = \frac{\omega}{M_{br}} \sqrt{\frac{GI_\rho I_m}{l}} \quad (13.9)$$

Valdagi dinamik urinma kuchlanish τ_d va dinamik buralish burchagi φ_d quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi:

$$\tau_d = k_d \tau_{ct} = \frac{\omega}{W_\rho} \sqrt{\frac{GI_\rho I_m}{l}} = \frac{\omega D^2}{2d} \sqrt{\frac{Gt\rho}{l}} \quad (13.10)$$

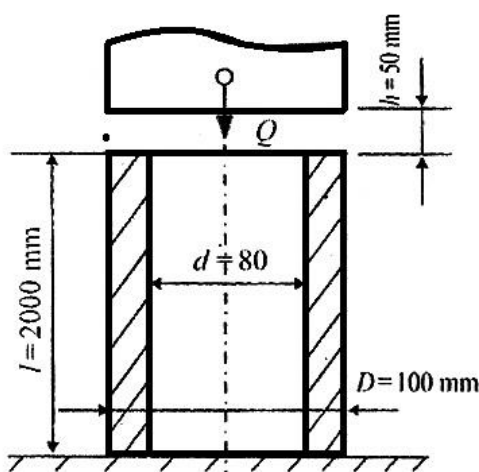
$$\varphi_d = k_d \varphi_{ct} = \frac{\omega l}{I_\rho G} \sqrt{\frac{GI_\rho I_m}{l}} = \frac{\omega D^2}{d^2} \sqrt{\frac{Gt\rho}{l}} \quad (13.11)$$

Burovchi zarbaga ishlayotgan vallarning mustahkamligini ta'minlayotganda bu formulalardan foydalanishga to'g'ri keladi.

13.1-masala: Pastki uchi bilan yerga bikr qilib mahkamlangan $l=2m$ uzunlikdagi halqasimon kesmali po‘lat sterjindagi $h=5sm$ $h=5$ sm balandlikdagi og‘irligi $Q=1000kg$ bo‘lgan yuk zarb bilan tushmoqda (13.6-rasm).

Quyidagi hollar uchun sterjen ko‘ndalang kesimida hosil bo‘luvchi eng kata siquvchi kuch aniqlansin:

- sterjenning xususiy hollari hisobga olinmaganda;
- sterjenning xususiy og‘irligi ($\chi = 7.85 \cdot 10^4 N/m^3$) hisobga olinganda.



13.6-rasm

Yechish: Statik ko‘chishni aniqlaymiz:

$$\Delta l_{st} = \frac{Ql}{EA} = \frac{1000 \cdot 200}{2 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.14}{4} (10^2 - 8^2)} = 3.54 \cdot 10^{-3} sm$$

Bu yerda, $h > \Delta l_{st}$ bo‘lgani uchun:

$$k_d = \sqrt{\frac{2h}{\Delta l_{st}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5}{3.54 \cdot 10^{-3}}} = 53$$

U holda, $[\sigma] = k_d \cdot \sigma_{st}$; $\sigma_d = k_d \cdot \frac{Q}{A} = 53 \cdot \frac{1000}{28.2} = 1880 kg/sm^2$.

Sterjenning xususiy og‘irligini hisobga olgandagi dinamik koeffitsientini hisoblaymiz:

$$k_d = \sqrt{\frac{2h}{\Delta l_{st} \left(1 + \alpha \cdot \frac{G}{Q}\right)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5}{3.54 \cdot 10^{-3} \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{44}{1000}\right)}} = 52.6$$

bu yerda, $G = \chi \cdot A \cdot l = 7.85 \cdot 10^{-3} \cdot 28.2 \cdot 200 = 44kg$

$$\text{U holda, } \sigma = 52.6 \cdot \frac{1000}{28.2} \approx 1865kg/sm^4.$$

Hisoblash natijalarini taqqoslab, zarblanuvchi jism xususiy og'irligining dinamik koeffitsientga ta'siri sezilarsiz ekanligini ko'rsatish mumkin.

13.2-masala: Uzunligini $l = 2m$ bo'lgan po'lat sterjenning pastki uchiga «deformatsiyalanmaydigan» disk o'rnatilgan (13.7-rasm).

$Q = 8kg$ yuk qancha balandlikdan unga zarb bilan tushganda, sterjenning ko'ndalang kesimida qiymati $[\sigma] = 1000kg/sm^2$ dinamik kuchlanish paydo bo'ladi?

Ishqalanish kuchi, sterjen va disklarning massalari e'tiborga olinmasin. Masala sterjen massasi e'tiborga olingan va olinmagan hollar uchun yechilsin.

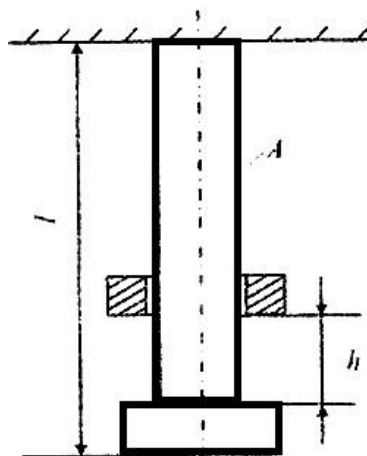
Berilgan: $\chi = 8g/sm^3$; $A = 4sm^2$; $E = 2 \cdot 10^6 kg/sm^2$

Yechish: Q kuchning statik ta'siridan hosil bo'ladigan kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_{st} = \frac{Q}{A} = \frac{8}{4} = 2kg/sm^2$$

Unda dinamik koeffitsient quyidagiga teng bo'ladi:

$$k_d = \frac{\sigma_d}{\sigma_{st}} = \frac{1000}{2} = 500.$$



13.7-rasm

Agarda Q yukning boshlang'ich tezligini $v_0 = \sqrt{2gh}$, sterjenning

choʻzilishdagi bikrligini $c = \frac{EA}{l}$ sterjen ogʻirligini $Q_0 = \chi \cdot A \cdot l$ va $k_m = \frac{1}{3}$ deb olsak,

unda dinamik koeffitsienti quyidagiga teng boʻladi:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h \cdot EA}{Ql} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{Q_0}{Q}}} = \sqrt{1 + \frac{2h \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 4}{8 \cdot 2 \cdot 10^2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{64}{3}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{3 \cdot 10^4}{3.8} h}$$

Unda, $500 = 1 + \sqrt{1 + \frac{3 \cdot 10^4}{3.8} h}$; bu yerdan, $h = \frac{(499^2 + 1) \cdot 3.8}{3 \cdot 10^4} \approx 31.5 \text{ sm}$

Serjen massasini eʻtiborga olmaganda:

$$k_d = 500 = \sqrt{\frac{v_0^2}{Qg}} = \sqrt{\frac{2h \cdot EF}{8 \cdot 2 \cdot 10^2}} = 10^2 \sqrt{h};$$

bu yerdan, $h = 25 \text{ sm}$. Demak, sterjen xususiy ogʻirligi eʻtiborga olinmaganda; yukning xavfsiz tushish balandligi kamaytirilgan holda boʻlar ekan, yaʻni

$$\frac{31.5 - 25}{31.5} \cdot 100 = 21\%$$

13.3-masala: $Q = 500 \text{ kg} = 5 \text{ kN}$ ogʻirlikdagi yuk $[\sigma] = 10 \text{ MPa} = 1.5 \text{ m/sek}$ gorizantal tezlik bilan harakatlanib, oʻz yoʻlida uzunligi $l = 3 \text{ m}$, koʻndalang kesimining yuzasi $d = 15 \text{ sm}$ boʻlgan va pastki uchi bilan yerda biki mahkamlab qoʻyilgan poʻlat ustunning yuqori uchidga toʻqnashadi (13.8-rasm).

Ustunning xususiy ogʻirligi eʻtiborga olinmagan holda unda hosil boʻluvchi eng kata kuchlanish aniqlansin.

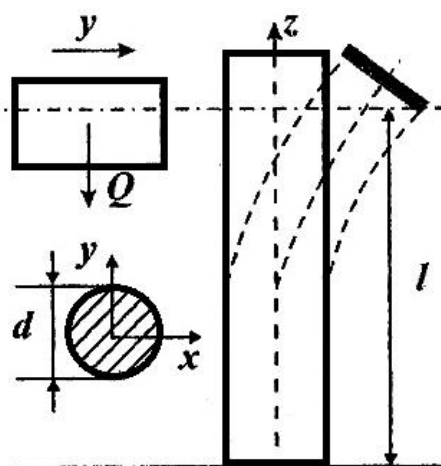
Yechish: Zarba taʻsirida ustun egiladi. Boshqacha ayt-ganda, yuk sterjenga urilishi bilanoq, uning toʻla energiyasiga aylanadi:

$$T = U_g \text{ yoki } \frac{Qv^2}{2q} = \int_0^l \frac{M_g^2 dz}{2EI_x};$$

Bu yerda, $T = \frac{Qv^2}{2q}$ — harakatdagi jismning energiyasi.

Kesish usuliga asosan: $M_g = P_g z$.

$$\text{U holda, } U_g = \int_0^l \frac{P_g^2 z^2 dz}{2EI_x} = \frac{P_g^2 l^3}{6EI_x}.$$



13.8-rasm

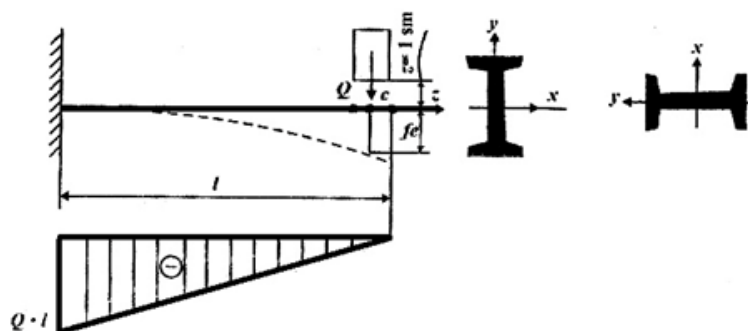
Energiyalarni solishtirib, sterjenga taʼsir etuvchi dinamik kuchni, keyin esa dinamik kuchlanishni hisoblaymiz:

$$P_g = \frac{v}{l} \sqrt{\frac{3QEI_x}{ql}} = \frac{vd^2}{8l} \sqrt{\frac{3\pi QE}{ql}} = 78925 \text{ N};$$

$$\sigma_g = \frac{P_g l}{W_x} = \frac{32P_g l}{\pi d^3} = \frac{32vd^2 l}{\pi d^3 8l} \sqrt{\frac{3\pi QE}{ql}} = \frac{4v}{\pi d} \sqrt{\frac{3\pi QE}{ql}} = 714 \cdot 10^5 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2};$$

bu yerda, $I_x = \frac{\pi d^4}{64}$; $W_x = \frac{\pi d^3}{32}$.

13.4-masala: Qoʻshtavr kesimli (№ 20, GOST 8239-72), $l=1,0$ m uzunlikdagi konsol $Q=75$ kg ogʻirlikdagi yukka ikki xil koʻrinishda, yaʼni bikrligi eng katta va eng kichik tekisliklar boʻyicha qarshilik koʻrsata oladigan qilib mahkamlangan (13.9-rasm). Ikkata holat uchun ham eng katta statik va dinamik kuchlanish (salqilik)larni topib, natijalarni taq-qoslang. Konsolning oʻz ogʻirligi hisobga olinmasin.



13.9-rasm

Yechish:1- hol. Dastlab, konsolning eng katta tekislikda egilishini ko‘rib chiqamiz. Sortiment jadvalidan quyidagi ma‘lumotlarni olamiz:

$$I_x = 1810 \text{ sm}^4; I_y = 112 \text{ sm}^4; W_x = 181 \text{ sm}^3; W_y = 22,4 \text{ sm}^3$$

Kuch statik ravishda qo‘yilganda, kesimdagi eng katta normal kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$\sigma_{st} = \frac{M_{max}}{W_x} = \frac{75 \cdot 100}{181} = 41,5 \text{ kg/sm}^2.$$

Dinamik koeffitsient:

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\Delta l_{st}}};$$

bu yerda,

$$\Delta l_{st} = \frac{Ql^3}{3EI_x} = f_{st}$$

ga teng bo‘ladi.

Balka Q yuk ta‘sirida statik yuklanganda:

$$\Delta l_{st} = \frac{75 \cdot 100^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1810} = 6,91 \cdot 10^{-3} \text{ sm};$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 1,0}{6,91 \cdot 10^{-3}}} = 18,1.$$

Dinamik salqilik va eng katta dinamik kuchlanish quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\Delta l_d = f_d = k_d \cdot f_{st} = 18,1 \cdot 6,91 \cdot 10^{-3} = 0,125 \text{ sm};$$

$$\sigma_d = k_d \cdot \sigma_{st} = 18,1 \cdot 41,5 = 750 \text{ kg/sm}^2.$$

2- hol. Xuddi shu tartibda hisoblashni davom ettirib, konsolning bikrligi eng kichik tekislikda egilishini tekshiramiz:

$$\sigma_{st} = \frac{Ql}{W_Y} = \frac{75 \cdot 100}{22,4} = 335 \text{ kg/sm}^2;$$

$$\Delta l_{st} = f_{st} = \frac{Ql^3}{3EI_y} = \frac{75 \cdot 100^3}{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 112} = 112 \cdot 10^{-3} \text{ sm};$$

$$k_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 1,0}{112 \cdot 10^{-3}}} = 5,35;$$

$$\Delta l_d = f_d = k_d \cdot f_{st} = 5,35 \cdot 112 \cdot 10^{-3} = 0,6 ;$$

$$\sigma_d = k_d \cdot \sigma_{st} = 5,35 \cdot 335 = 1790 \text{ kg/sm}^2.$$

Demak, ikkinchi holatdagi kuchlanish yukning statik taʼsirida birinchi holatdagidan 8,08 marta, zarbiy taʼsirida esa 2,39 marta koʻp. Buning sababi – ikkinchi holatda balka bikrligi birinchi holatga nisbatan ancha kam. Bu dinamik koeffitsientning kamayishiga olib keladi.

13.5-masala: Qoʻshtavr kesimli (№ 20) ikki tayanchdagi konsol balkaning (13.10-rasm, a) C kesimiga $H = 6 \text{ sm}$ balandlikdan $F = 1,2 \text{ kN}$ ogʻirlikdagi yuk taʼsir etadi.

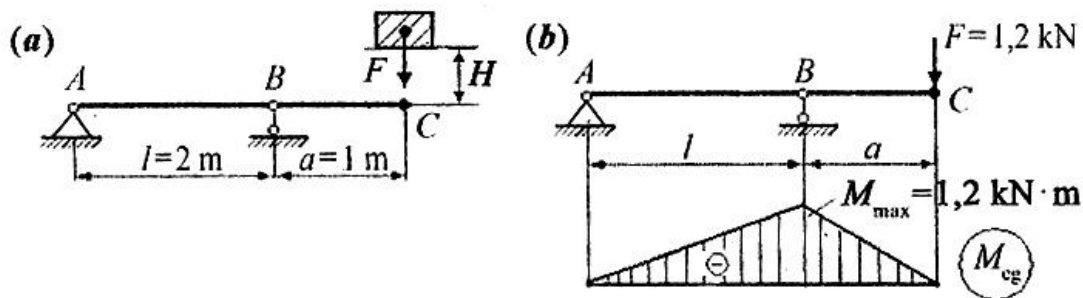
Quyidagilar berilgan: $l = 2 \text{ m}$; $a = 1 \text{ m}$; $\sigma_{adm} = 210 \text{ MPa}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$. $l = 2 \text{ m}$;

Quyidagilar aniqlansin:

1. Balkaning mustahkamligi;
2. Dinamik kuch taʼsiridagi C kesimning salqiligi.

Yechish: Sortiment jadvalidan 20-nomerli qoʻshtavr uchun quyidagilarni olamiz: $J_x = 1840 \text{ sm}^4$; $W_x = 184 \text{ sm}^3$. Konsol balkaning C kesimiga taʼsir qiladigan F kuchning statik holda taʼsir etishidagi salqilikni Mor yoki Vereshagin usulida aniqlaymiz. Uning qiymati quyidagiga teng boʻladi (bu qiymatni topish talabaga havola):

$$\Delta_{st} = \frac{F \cdot a^2}{3EJ_x} (l + a) = \frac{1,2 \cdot 10^3 \cdot 1}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 1840 \cdot 10^{-8}} (2 + 1) = 3,26 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0,0326 \text{ sm.}$$



13.10-rasm

Dinamik koeffitsientni aniqlaymiz:

$$k_D = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\Delta_{st}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{2 \cdot 6 \cdot 10^{-2}}{0,0326 \cdot 10^{-2}}} = 20,21.$$

Statik kuch taʼsirida konsol balkingning B tayanchida hosil boʻladigan kuchlanishni aniqlaymiz (13.10-rasm, b):

$$\sigma_{st} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{1,2 \cdot 10^{-3}}{184 \cdot 10^{-6}} = 6,52 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 6,52 \text{ MPa.}$$

Konsol balkingning B tayanchida hosil boʻladigan dinamik kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_D = \sigma_{st} \cdot k_D = 6,52 \cdot 20,21 = 131,8 \text{ MPa} < [\sigma] = 210 \text{ MPa.}$$

Demak, konsol balkingning mustahkamligi taʼminlangan.

Dinamik kuch taʼsirida konsol balkingning C kesimidagi salqilikni aniqlaymiz:

$$\Delta_D = \Delta_{st} \cdot k_D = 0,0326 \cdot 20,21 = 0,659 \text{ sm.}$$

Demak, dinamik kuch taʼsirida konsol balkingning C kesimidagi salqiligi 20,21 marta katta boʻlar ekan.

Nazorat va muhokama savollari:

1. Zarbali yuklarga misollar keltiring va ularning oʻziga xos tomonlarini qisqacha tushuntiring?

2. Yuklarning zarbiy ta'siridan amalda qanday maqsadlarda foydalaniladi?
3. Zarbali kuchlanishlarni aniqlash maqsadida qanday cheklanishlarga yo'l qo'yish mumkin?
4. Dinamik koeffitsiyentning formulasini yozing va uni tushuntiring?

XIV BOB. O'ZGARUVCHAN KUHLANISHLAR

14.1 Umumiy tushunchalar

Mashina va mexanizmlar ishlashi natijasida uning qismlarida hosil bo'ladigan kuchlanishlar yo'nalishi va qiymati bo'yicha bir necha marta o'zgarishi mumkin.

O'zgaruvchan kuchlanishlarga ishlaydigan konstruksiyalarga ko'priklar, vagonlarning o'qlari, dvigatellarning vallari, stanoklar shpindellari va boshqa ko'p mexanizmlar kiradi.

O'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida konstruksiya qismlari ularning mustahkamlik chegarasidan ba'zi hollarda esa proportsionallik chegarasidan ancha kam bo'lgan qiymatlarda yemiriladi.

O'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida hosil bo'ladigan yemirilishga toliqish deyiladi.

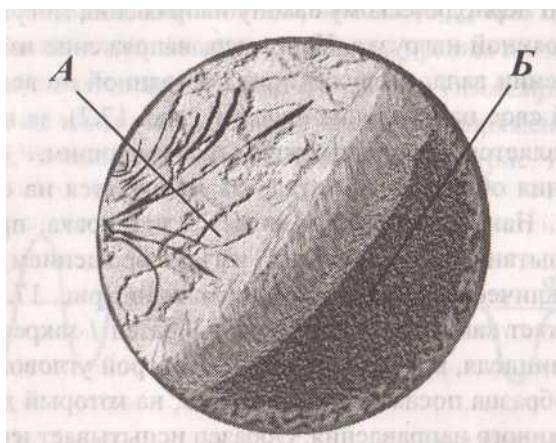
Agarda o'zgaruvchan kuchlanish qiymati me'yordan oshsa materialda asta-sekin o'ta kichkina mikroskopik yoriqlar hosil bo'ladi. Vaqt o'tishi bilan bu yoriqlar birlashib kattalashadi (0,1...0,5)

Bu yoriqlar kuchlanishlar markaziga aylanadi va ularning o'sishiga olib keladi. Natijada ko'ndalang kesim yemirila boshlaydi va kutilmaganda ishlash qobiliyatini o'zgartiradi.

Kuchlanishlarning nafaqat qiymati balki ishorasi o'zgarganda esa yemirilish juda tezlashadi.

O'zgaruvchan kuchlanish ta'sirida materiallar xususiyatlari o'zgarishi, yoriqlar hosil bo'lishi va natijada uning yemirilish havfi tug'ilishiga materialning toliqishi deyiladi.

Toliqish ta'sirida kesilib ketgan yuza ikkita zonadan iborat bo'ladi. (14.-rasm).



14.-rasm

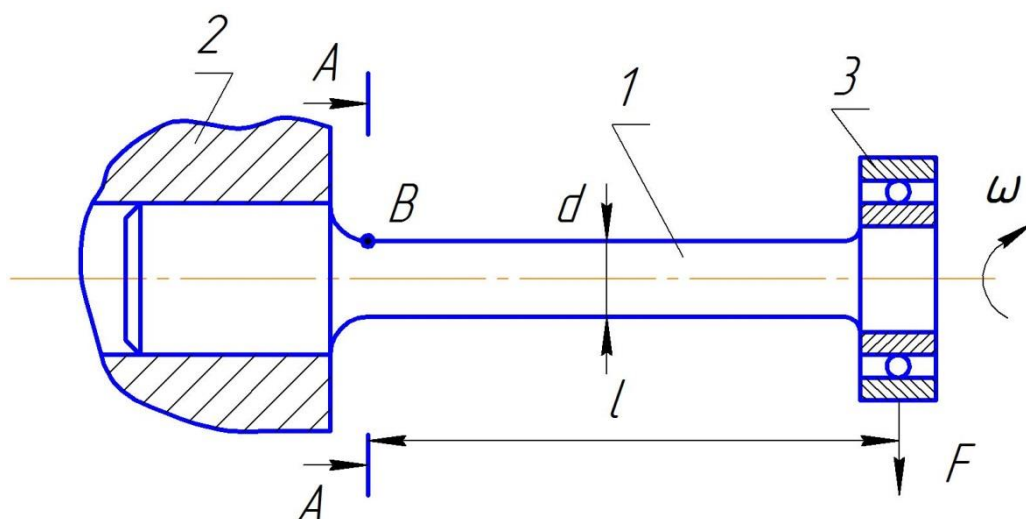
Birinchi zona A – yoriqlar tarqalgan zona.

Bu zonada darz tekisligi bir-biriga ishqalanib yuza silliq holatda bo‘ladi.

Ikkinchi zona B - bu zonada plastik materiallarda ham yirik, dag‘al zarrachalar hosil bo‘ladi, ular cho‘yanning oddiy cho‘zilishdagi yemirilgan yuzasiga o‘xshash bo‘ladi.

O‘zgaruvchan kuchlanishda hosil bo‘ladigan boshlang‘ich yoriqlar hajmiy kuchlanish ta‘sirida vujudga keladi.

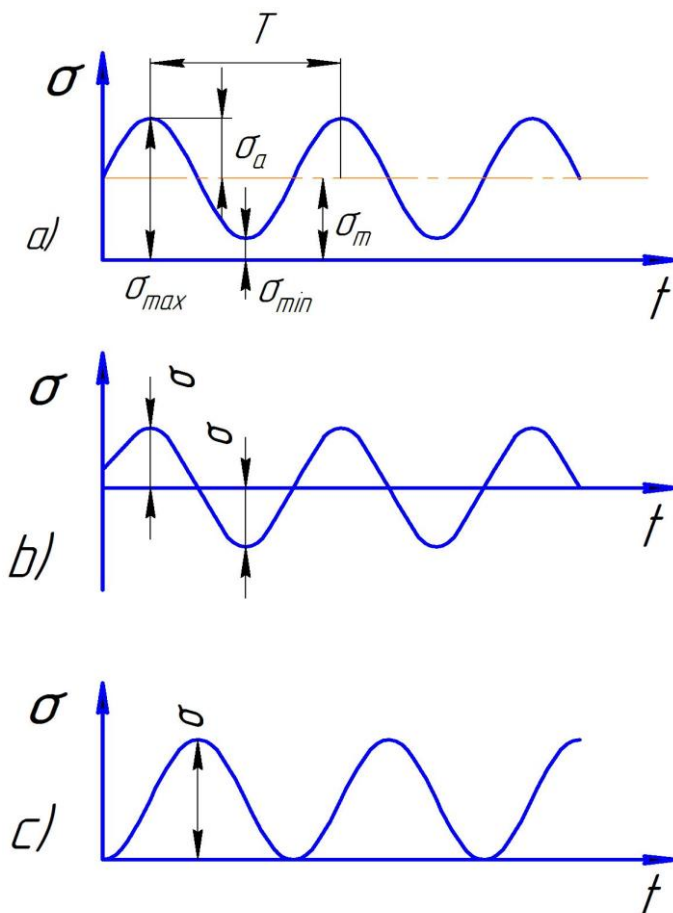
Na‘munalarni toliqishga sinash maxsus uskunalarda amalga oshiriladi (14.2-rasm).



14.2rasm

Bu yerda na'muna konsol balkadagidek ishlab erkin uchiga qo'yilgan P kuch ta'sirida egilib simmetrik siklga ega bo'lgan o'zgaruvchi kuchlanishga ishlaydi. Na'muna (1) shpindelga (2) mahkamlangan bo'lib birorta burchak tezlikda aylanadi. Na'munaning ikkinchi uchi podshipnikga (3) mahkamlangan bo'lib unga o'zgarmas yo'nalishga ega bo'lgan P kuch qo'yilgan. Konsol egilganda egrilik holati yuqoriga bo'lganda AA kesimdagi eng havfli nuqtaga (B) cho'zuvchi normal kuchlanish σ ta'sir etadi. Na'muna yarim aylanaga o'girilganda B nuqta pastda bo'lib unga siquvchi- σ ta'sir etadi. Bunday tajribalarni o'tkazishni boshqa usullari ham mavjud.

Materialning chidamliligiga ta'sir qiladigan asosiy faktorlardan biri bu o'zgaruvchi kuchlanish siklidir. Kuchlanishlar o'zining maksimal qiymati σ_{max} dan minimal qiymati σ_{min} ga kamayib yana maksimal qiymatiga ko'tarilishiga kuchlanish sikli deyiladi (14.3-rasm).



14.3-rasm

Bu diagrammadan quyidagi qiymatlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}; \quad (14.1)$$

σ_m, τ_m - o'rtacha kuchlanishlar $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ -sikl xarakteristikasi (assimetriya koeffitsiyenti).

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \quad (14.2)$$

σ_a, τ_a – sikl amplitudasi.

Kuchlanish sikllari quyidagi turlarga bo'linadi:

1. Simmetrik sikl. Bunda kuchlanishlarning maksimal ($\sigma_{\max}, \tau_{\max}$) va ($\sigma_{\min}, \tau_{\min}$) qiymatlari o'zaro teng, lekin teskari ishorali bo'ladi. ($R = -1$) va $\sigma_a = 0$ (14.4-rasm, b).
2. Nosimmetrik sikl. Bunda kuchlanishlarning maksimal ($\sigma_{\max}, \tau_{\min}$) va minimal ($\sigma_{\min}, \tau_{\max}$) qiymatlari o'zaro teng emas (14.4-rasm, a).
3. Tepki sikl ($R = 0$). Bu siklda minimal kuchlanish nolga teng bo'ladi (14.4-rasm, c).

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, yemirilishga to'g'ri kelgan sikllar soni nafaqat kuchlanishning maksimal qiymatiga balki amplituda qiymatiga ham bog'liq. σ_a qancha katta bo'lsa yemirilish shuncha tezlashadi. Shuning uchun hamma sikllardan eng havflisi simmetrik sikldir.

Ko'p materiallarda assimetrik (nosimmetrik) sikl xarakteristikasi darajasiga bog'liq bo'lgan kuchlanishning shunday maksimal qiymati ma'lumki unda sikllar soni cheksiz bo'ladi. Bunday holatga cheklanmagan chidamlilik holati deyiladi, σ_R yoki $(\sigma_R)_\infty$.

Cheklangan chidamlilik chegarasi deb oldindan belgilangan sikllar soni (N_δ) ga to'g'ri kelgan maksimal kuchlanishga aytiladi. Ko'pincha ular $10^6 \div 10^7$ yoki $5 \cdot 10^7$ ga teng bo'ladi:

Chidamlilik chegaralari quyidagiga teng bo'ladi:

σ_R, τ_R -chidamlilik chegarasi;

σ_{-1}, τ_{-1} - simmetrik sikldagi chidamlilik chegarasi;

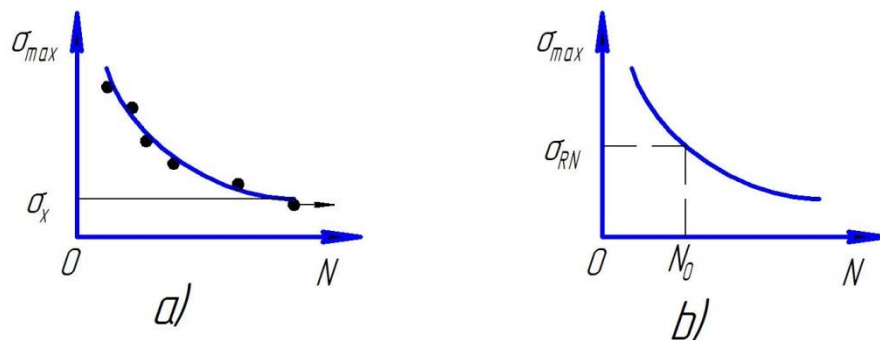
σ_0, τ_0 - nosimmetrik sikldagi chidamlilik chegarasi.

14.2. Simmetrik sikl uchun chidamlilik chegarasini aniqlash

O‘zgaruvchan kuchlanishga ishlayotgan detallarning chidamlilik chegarasi tajriba yo‘li bilan σ_{max} ning har xil qiymatlari bo‘yicha aniqlanadi. Bunda ($R = const$) bo‘lishi kerak.

Olingan natijalar bo‘yicha detal yemirilishiga to‘g‘ri kelgan sikllar soni aniqlanadi (14.1-rasm).

Bu natijalar bo‘yicha toliqish egri chizig‘i chiziladi (14.5-rasm).



14.5-rasm

Po‘lat, alyumin, magniy va titandan yasalgan na‘munalarda toliqish egri chizig‘i gorizontal o‘qqa yaqinlashadi (14.5-rasm, a). Bu vaziyatdagi ordinata o‘qidagi qiymat σ_R, τ_R ni-ya‘ni cheklanmagan chidamlilik chegarasi qiymatini beradi (R ning biror qiymatida).

Mashina detallarida va amaliyotdagi konstruktsiya elementlarida biror-bir sikllar sonidan keyingi holatda yemirilmaslik holati bo‘lishi mumkin emas.

Shuning uchun bunday vaziyatda toliqish egri chizig‘i quyidagi ko‘rinishga ega bo‘ladi (14.5-rasm, b).

Konstruktsiya elementlarining mustahkamligi va uning resurslarini baholayotganda toliqish chizig‘i tenglamalaridan foydalaniladi.

1) Stromeyr tenglamasi:

$$\sigma_a = \sigma_{-1} + a(N + \beta)^{-a}, \quad (14.3)$$

Bu yerda σ_{-1} , a , β -parametrlar

Bu formula temir asosidagi qotishmalarni simmetrik siklda yuklagandagi holatga to'g'ri keladi.

2) Stepnov M.N. tenglamasi:

$$\delta_a = \delta_{-1} + c(\lg N)^{-\beta}; \quad (14.4)$$

Titan, alyumin va magniy qotishmalari uchun ko'p hollarda bu formulada $\beta = 2$ deb qabul qilinadi.

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, bir xil materialning cho'zilish va egilishdagi chidamlilik chegarasi egilishdagiga nisbatan kichik ekan.

Cho'zilishda: $(\sigma_{-1})_{ch} = (0.7 \div 0.8) \sigma_{-1}$

Buralishda: $\tau_{-1} = (0.4 \div 0.7) \sigma_{-1}$

Bu yerda σ_{-1} - egilishdagi chidamlilik chaegarasi.

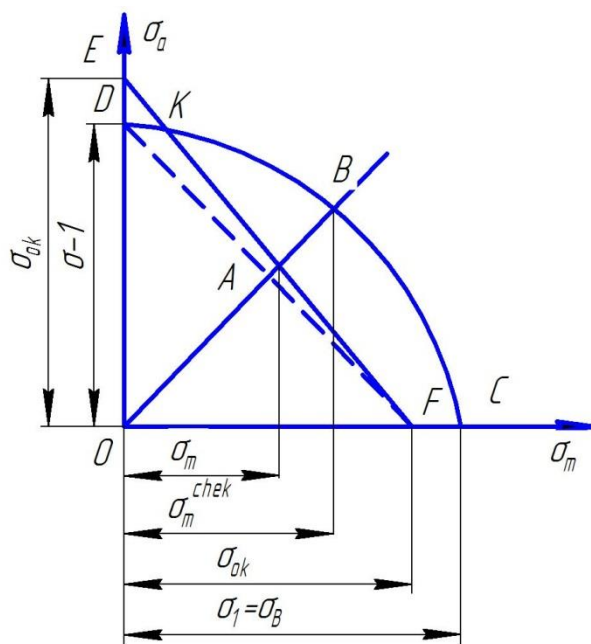
O'tkazilgan tajribalar shuni ko'rsatadiki, chidamlilik chegarasi bilan materialning mexanik xarakteristikalari orasida quyidagi bog'liqlik bor:

$\sigma_{-1} \approx 0.5 \sigma_m$ - po'lat uchun;

$\sigma_{-1} \approx (0.25 \div 0.5) \sigma_m$ - rangli metallar uchun.

14.3 Nosimmetrik sikl uchun chidamlilik chegarasini aniqlash diagrammasi.

Konstruktsiya qismlariga nosimmetrik kuchlanishlar ta'sir etsa ularning chidamlilik chegaralari toliqish chizig'i emas balki chidamlilik chegarasining diagrammalari orqali aniqlanadi (14.6-rasm).



14.6-rasm

Bu yerda absissa o‘qi bo‘ylab siklning o‘rtacha kuchlanishi σ_m va ordinata bo‘ylab sikl amplitudasi σ_a ni qo‘yamiz.

Bu yerda DBC egri chiziq o‘zgaruvchan kuchlanishlarning har xil sikl uchun tajriba yordamida topilgan chidamlilik chegaralari asosida chizilgan. Birorta α burchak ostida OB to‘g‘ri chiziqni chizamiz. Bu yerda B nuqta ushbu sikl uchun chidamlilik chegarasini beradi. Unda o‘zgaruvchan kuchlanish bilan ishlayotgan detalning kuchlanish koordinatalari σ_a va σ_m lar A nuqta bilan aniqlanadi. Bunda B nuqta chidamlilik chegarasi teng bo‘ladi:

$$\sigma_{ch} = \sigma_{max}^{chek}$$

$$\sigma_{ch} = \sigma_{max}^{chek} = \sigma_m^{chek} + \sigma_a^{chek}$$

Plastik materiallar uchun chekli kuchlanish oquvchanlik chegarasidan oshib ketmasligi shart.

Ya’ni

$$\sigma_a + \sigma_m = \sigma_{oq}$$

Bu tenglama asosida EF to‘g‘ri chizig‘ini chizamiz.

Demak, o‘zgaruvchan kuchlanishda nosimmetrik siklda nuqta DKF chizig‘i tashqarisida bo‘lsa detal xavfli zonada yoki yemirilishga uchraydi, ODKF yuzasida bo‘lsa detal xavfsiz sikl bilan ishlayotgan bo‘ladi.

14.4 Materialning toliqishiga ta‘sir etuvchi faktorlar

Detallarda hosil bo‘ladigan toliqishlarga quyidagi faktorlar ta‘sir qiladi.

1. Detallarda hosil bo‘ladigan kuchlanishlar konsentratsiyasi ta‘siri

Kuchlanishlar konsentratsiyasi o‘zgaruvchan kuchlanishlarga ishlayotgan detallarning chidamliligini o‘zgarimas kuchlanishdan farqliroq kamayishga olib keladi. Bu holat nafaqat mo‘rt materiallarda balki plastic materiallarda ham kuzatiladi.

Kuchlanish konsentratsiyasining chidamlilikka ta‘siri quyidagi koeffitsiyent orqali ifodalanadi.

–Normal kuchlanishlar uchun

$$k_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k} \quad (14.5)$$

–Urinma kuchlanishlar uchun

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{(\tau_{-1})_k} \quad (14.6)$$

Bu yerda σ_{-1} -kuchlanish konsentratsiyasi yo‘q na‘munaning chidamlilik chegarasi;

$(\sigma_{-1})_k$ -kuchlanish konsentratsiyasi bor na‘munaning chidamlilik chegarasi.

Bu koeffitsiyentlar odatda birdan katta bo‘ladi, lekin nazariy yo‘l bilan olingan kuchlanish konsentratsiyasi koeffitsiyentidan kichik bo‘ladi:

$$k_{\sigma} = 1 + q_{\sigma} (\alpha_{\sigma} - 1) \quad (14.7)$$

$$k_{\tau} = 1 + q_{\tau} (\alpha_{\tau} - 1) \quad (14.8)$$

Bu yerda q_σ , q_τ -lar materiallarning kuchlanish konsentratsiyasiga sezgirlik ko'effitsiyenti. Ular materialning mustahkamlik chegarasi ortishi bilan ortib boradi.

q_σ ning ba'zi materiallar uchun qiymati teng:

-Po'latlarda:

-past mustahkamli po'latlarda $q_\sigma = 0,2 \div 0,4$,

-o'rta mustahkamli po'latlarda $q_\sigma = 0,4 \div 0,6$,

-yuqori mustahkamli po'latlarda $q_\sigma = 0,6 \div 0,8$, gacha.

-Alyumin qotishmalarida $q_\sigma = 0,7 \div 0,9$, gacha.

-Titan qotishmalarda $q_\sigma = 0,9 \div 1$, gacha.

Bizga ma'lumki, kuchlanishlar konsentratsiyasi asoasan detal o'lchamlaridagi keskin o'zgarishlar bo'lgan joyda hosil bo'ladi. Uni kamaytirish uchun bir necha texnologik usullar bor.

- O'lchamlardagi keskin o'zgarishlarni burchak ostida emas birorta radius orqali (egri chiziq orqali) amalga oshirish;
- O'tish joyiga yaqin masofada aylanma chuqurliklar hosil qilib ularga radiusli g'ildiraklar o'rnatish.

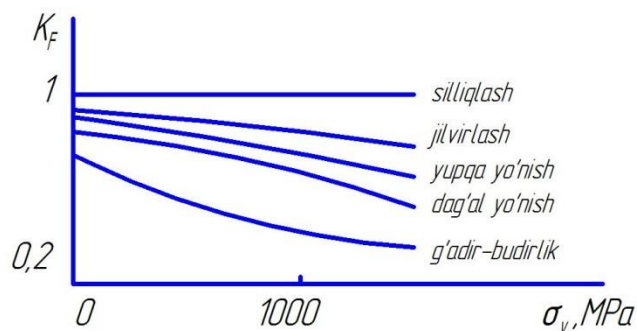
1) Detal sirti holatining ta'siri.

Detalga ishlov berish natijasida uning sirtida chiziqlar, mayda tiralishlar va korroziya izlari hozil bo'lib, ular kuchlanishlar konsentratsiyasini keltirib chiqaradi. Bular o'z navbatida detalning toliqishga qarshiligini kamaytiradi, natijada materialning chidamlilik chegarasi kamayadi.

Bu faktorlar ta'sirini aniqlashda yuza holat ko'effitsiyenti degan tushuncha kiritilgan va u teng bo'ladi:

$$k_F = \frac{(\sigma_{-1})_F}{\sigma_{-1}} \quad (14.9)$$

14.7-rasmda yuza holati ko'effitsiyenti bilan materialning mustahkamlik chegarasiga texnologik jarayonlar ta'siri keltirilgan. Demak detalning sirti qancha silliq bo'lsa uning toliqishga qarshiligi shuncha ortar ekan.



14.7-rasm

Hozirda detallarni toliqishga qarshilik ko'rsatishini oshiruvchi bir necha texnologik jarayonlar mavjud. Ular:

- Yuzani mayda qum zarralari hamda roliklar bilan puxtalash;
- Yuzani sementlash, azotlash va sianlash;
- Yuzaga yuqori chastotali tok bilan ishlov berish.

14.5 Tashqi muhitning material toliqishiga ta'siri

Metallar gaz va suyuqliklar ishtirokidagi vaziyatda korroziyaga uchraydi. Korroziya yuqori kuchlanish konsentratsiyasini keltirib chiqaradi. Ular ayniqsa cho'zuvchi kuchlanishlarda tezlashadi. O'zgaruvchan kuchlanishlarda korroziya ayniqsa yengil qotishmalarning toliqishga qarshiligini kamaytiradi. Toliqishga qarshilikning kamayish darajasi esa tashqi muhitning ta'sirchanligiga bog'liq. Masalan dengiz suvi oddiy suvga nisbatan materialning chidamliligini ko'proq kamaytiradi.

Korroziyaning toliqishga ta'siri quyidagi koeffitsiyent orqali ifodalanadi:

$$\beta = \frac{(\sigma_{-1})_{kor}}{\sigma_{-1}} \quad (14.10)$$

Bu yerda $(\sigma_{-1})_{kor}$ -tashqi muhit o'ta ta'sirchanligi ta'siridagi chidamlilik chegarasi.

14.6 O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka hisoblash va ehtiyot ko'effitsiyentini aniqlash

Simmetrik siklga ega bo'lgan o'zgaruvchan kuchlanish ta'siridan detall deformatsiyaning biror bir oddiy turiga ishlayotgan bo'lsin. Unda bu holat uchun ehtiyot ko'effitsiyenti teng bo'ladi.

$$\eta_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1k})d}{\sigma_a} \quad (14.11)$$

Bu yerda: $(\sigma_{-1k})d$ -cho'zilish siqilishdagi yoki egilishdagi detalning chidamlilik chegarasi.

Agarda o'zgaruvchan kuchlanish murakkab kuchlanish holatida bo'lsa mustahkamlikka hisoblashda muqobil mustahkamlik nazariyalaridan foydalaniladi. Plastik materiallar uchun *III* va *IV* mustahkamlik nazariyalari qo'llaniladi.

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 4\tau_a^2} \quad (14.12)$$

$$\sigma_{-1} = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad (14.13)$$

Tajribalar shuni ko'rsatadiki egilish bilan buralishning birgalikdagi ta'sirida mustahkamlik sharti quyidagiga teng:

$$\sqrt{\sigma_a^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)^2 \tau_a^2} = \sigma_{-1} \quad (14.14)$$

Bu formulani katta kuchlanishlar konsentratsiyasiga ega bo'lgan detallarga qo'llasak, unda:

$$(\sigma_{-1k})d = \sqrt{\sigma_a^2 + \left[\frac{(\sigma_{-1k})d}{(\tau_{-1k})d}\right]^2 \cdot \tau_a^2} \quad (14.15)$$

yoki

$$\frac{\sigma_a^2}{(\sigma_{-1k})^2 d} + \frac{\tau_a^2}{(\tau_{-1k})^2 d} = 1 \quad (14.16)$$

Bu yerda: $\frac{(\sigma_{-1k})d}{\sigma_a} = n_{\sigma}$ - normal kuchlanish bo'yicha ehtiyot ko'effitsiyenti.

$\frac{(\tau_{-1k})d}{\tau_a} - n_\tau$ – urinma kuchlanish bo‘yicha ehtiyot koeffitsiyenti.

Unda (14.16) asosida quyidagini hosil qilish mumkin:

$$\frac{1}{n^2} = \frac{1}{n_\sigma^2} + \frac{1}{n_\tau^2}$$

Unda murakkab kuchlanish holatida (egilish bilan buralishning birgalikdagi ta‘sirida) ehtiyot koeffitsiyenti teng bo‘ladi:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \quad (14.17)$$

O‘zgaruvchan nosimmetrik kuchlanishga ega bo‘lgan ixtiyoriy yuklanishdagi (egilish, cho‘zilish, siqilish, buralish) holatda ehtiyot koeffitsiyentini aniqlashda sxemalashtirilgan chegaraviy kuchlanishlar diagrammasidan foydalaniladi.

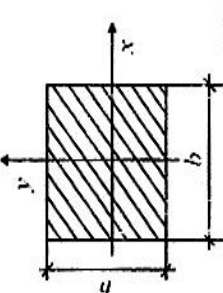
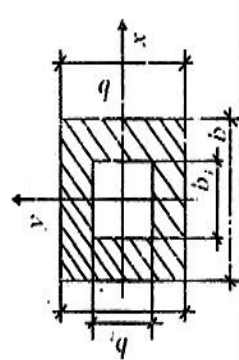
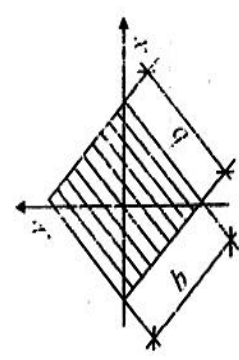
Nazorat va muhokama savollari:

1. O‘zgaruvchan kuchlanishlarni amalda qayerda uchratish mumkin?
2. Kuchlanish sikli deganda nimani tushunasiz va u qanday parametrlar bilan tavsiflanadi?
3. Metallarning “toliqish” yoki “charchashi” deganda nimalarni tushunasiz?
4. Materiallarning chidamlilik xususiyatini izohlang? Chidamlilik chegarasi nima?
5. Veler egri chizig‘i qanday hosil qilinadi?
6. Konstruksiya qismlarining o‘zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamligini baholaydigan koeffitsiyent qanday aniqlanadi?

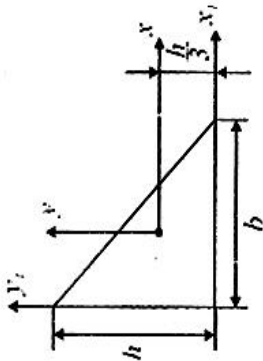
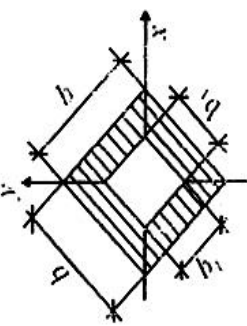
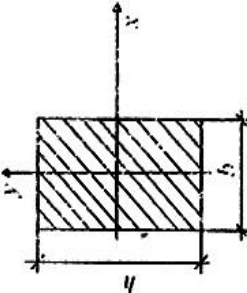
ILOVA VA JADVALLAR

1- ilova

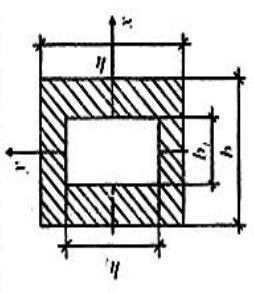
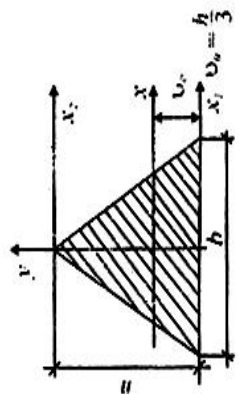
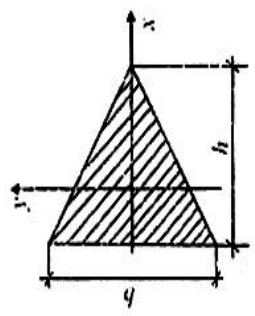
Ba'zi tekis kesimlarning yuzalari, og'irlik markazi va geometrik tavsifnomalari

Kesim	Kesim yuzasi	O'qlarga nisbatan inersiya momenti	Qarshilik momenti	Inersiya radiusi
1	2	3	4	5
	b^2	$I_x = I_y = \frac{b^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^3}{6}$	$i_x = i_y = \frac{b}{\sqrt{12}}$
	$b^2 - b_1^2$	$I_x = I_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^4 - b_1^4}{6b}$	$i_x = i_y = 0,289 \sqrt{b^2 + b_1^2}$
	b^2	$I_x = I_y = \frac{b^4}{12}$	$W_x = W_y = 0,118b^3$	$i_x = i_y = 0,289b$

1- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	$\frac{hb}{2}$	$J_x = \frac{bh^3}{36}$ $J_{x_1} = \frac{bh^3}{12}$ $J_y = \frac{bh^3}{36}$ $J_{y_1} = \frac{hb^3}{12}$	<p>Yuqoridagi tolalar uchun:</p> $W_x = \frac{bh^2}{24}$ <p>Pastki tolalar uchun:</p> $W_x = \frac{bh^2}{12}$	<p>Markazdan qochirma inersiya momentlari:</p> $J_{xy} = \frac{h^2 b^2}{72}$ $J_{x_1 y_1} = \frac{b^2 h^2}{24}$
	$b^2 \cdot b_1^2$	$I_x = I_y = \frac{b^4 - b_1^4}{12}$	$W_x = W_y = \frac{b^4 - b_1^4}{6\sqrt{2} \cdot b}$	$i_x = i_y = 0,289 \sqrt{b^2 + b_1^2}$
	bh	$I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3 h}{12}$	$W_x = \frac{bh^2}{6}$ $W_y = \frac{b^2 h}{6}$	$i_x = \frac{h}{\sqrt{12}}$ $i_y = \frac{b}{\sqrt{12}}$

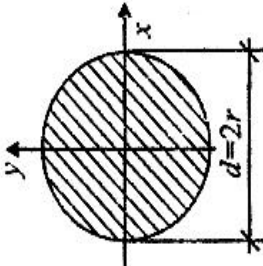
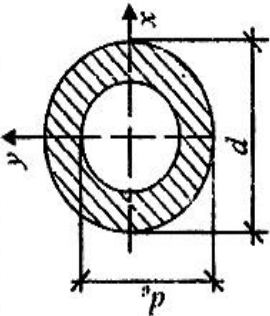
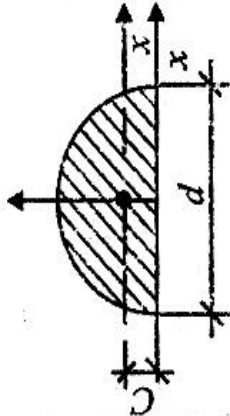
1- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	$bh - b_1 h_1$	$I_x = \frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3 h - b_1^3 h_1}{12}$	$W_x = \frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{6h}$ $W_y = \frac{b^3 h - b_1^3 h_1}{6b}$	$i_x = \sqrt{\frac{bh^3 - b_1 h_1^3}{12(bh - b_1 h_1)}}$ $i_y = \sqrt{\frac{b^3 h - b_1^3 h_1}{12(bh - b_1 h_1)}}$
	$\frac{1}{2}bh$	$I_x = \frac{bh^3}{36}; I_{x_1} = \frac{bh^3}{12}$ $I_{y_1} = \frac{bh^3}{48}$	<p>Uchburchak uchidagi kuchlanishni aniqlashda:</p> $W_x = \frac{bh^2}{24}$ <p>Uchburchak asosidagi nuqtalarning kuchlanishini aniqlashda:</p> $W_x = \frac{bh^2}{12}$	$i_x = 0,236 h$
	$\frac{1}{2}bh$	$I_x = \frac{bh^3}{48}$	$W_x = \frac{bh^2}{24}$	$i_x = 0,204 b$

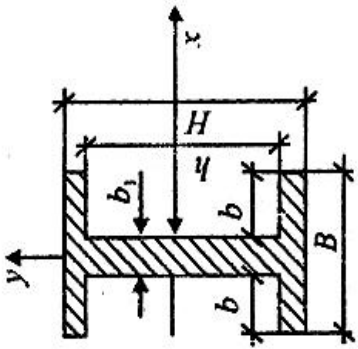
1- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
<p> $\bar{x} = \frac{h}{3} \frac{b + 2b_1}{b + b_1}$ </p>	$\frac{b + b_1}{2} h$	$I_x = \frac{h^3 (b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{36 (b + b_1)}$	<p>Yuqori asosdagi nuqtalarning kuchlanishini aniqlashda:</p> $W_x = \frac{h^2 (b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{12 (2b + b_1)}$ <p>Pastki asosdagi nuqtalarning kuchlanishini aniqlashda:</p> $W_y = \frac{h^2 (b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}{12 (b + 2b_1)}$	$i_x = \frac{h}{6 (b + b_1)} \times \sqrt{2(b^2 + 4bb_1 + b_1^2)}$
<p> $\bar{x} = \frac{h}{48} \frac{b^4 - b_1^4}{b - b_1}$ </p>	$\frac{b + b_1}{2} h$	$I_x = \frac{h}{48} \frac{b^4 - b_1^4}{b - b_1}$	$W_x = \frac{h}{24} \frac{b^4 - b_1^4}{b^2 - bb_1}$	$i_x = \sqrt{\frac{b^2 + b_1^2}{24}}$
	$2,598 a^2$	$I_x = I_y = 0,541 a^4$	$W_x = 0,625 a^3$ $W_y = 0,541 a^3$	$i_x = i_y = 0,4565 a$

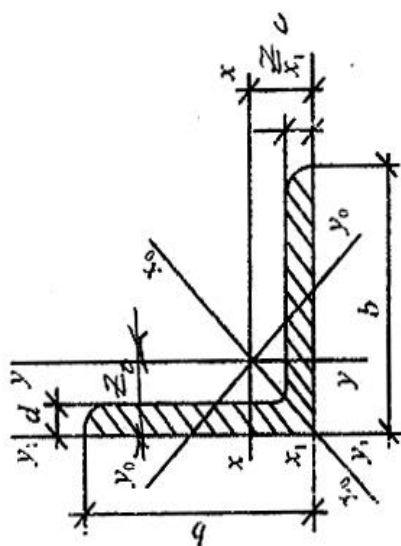
1- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	$\frac{\pi d^2}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi r^4}{4}$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi r^3}{4}$	$i_x = i_y = \frac{d}{4} = \frac{r}{2}$
 <p>$c = d_0/d$</p>	$\frac{\pi(d-d_0)}{4}$	$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64} (1-c^4)$ $C = \frac{d_0}{d}$	$W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} (1-c^4)$	$i_x = i_y = \frac{1}{4} \sqrt{d^2 + d_0^2}$
 <p>$c = 0,424r$</p>	$\frac{\pi d^2}{8}$	$I_x = 0,00686 d^4$ $I_y = \frac{\pi d^4}{128}$	Pastki tolalar uchun: $W_x = 0,0324 d^3$ Yuqoridagi tolalar uchun: $W_x = 0,0239 d^3$ $W_y = \frac{\pi d^3}{64}$	$i_x = 0,13 d$ $i_y = \frac{d}{4}$

1- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	$2Bh_1 + b_1h$	$I_x = \frac{Bh^3 - 2bh^3}{12}$ $I_y = \frac{hb_1^3 - 2h_1B^3}{12}$	$W_x = \frac{BH^3 - 2bh^3}{6H}$ $W_y = \frac{hb_1^3 + 2h_1B^3}{6H}$	$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}$ $i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}$

GOST 8509-72 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti



Yonlari teng burchakliklar

I- jadval

Profilar nomeri	O'lchamlari, mm		Kesim yuzasi A , sm^2	I_x , sm^4	I_x , sm	$I_{x_0 \text{ max}}$, sm^4	$i_{x_0 \text{ max}}$, sm^4	$I_{y_0 \text{ min}}$, sm	$i_{y_0 \text{ min}}$, sm	I_{x_1} , sm^4	z_0 , sm	Massa 1 m, kg
	b	d										
1	2	3	4	$\sqrt{5}$	6	7	8	$\sqrt{9}$	10	11	$\sqrt{12}$	13
5	50	3	2,96	7,11	1,55	11,3	1,95	2,95	1	12,4	1,33	2,38
		4	3,89	9,21	1,54	14,6	1,94	3,8	0,99	16,6	1,38	3,05
		5	4,8	11,2	1,53	17,8	1,92	4,63	0,98	20,9	1,42	3,77
5,6	56	4	4,38	13,1	1,73	20,8	2,18	5,41	1,11	23,3	1,52	3,44
		5	5,41	16	1,72	25,4	2,16	6,54	1,1	29,2	1,57	4,25

1-jadval(davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
6,3	63	4	4,96	18,9	1,95	29,9	2,45	7,81	1,25	33,1	1,69	3,9
		5	6,13	23,1	1,94	36,6	2,44	9,52	1,25	41,5	1,74	4,81
		6	7,28	27,1	1,93	42,9	2,43	11,2	1,24	50	1,78	5,72
7	70	4,5	6,2	29	2,16	46	2,72	12	1,39	51	1,88	4,87
		5	6,86	31,9	2,16	50,7	2,72	13,2	1,39	56,7	1,9	5,38
		6	8,15	37,6	2,15	59,6	2,71	15,5	1,38	68,4	1,94	6,39
7,5	75	7	9,42	43	2,14	68,2	2,69	17,8	1,37	80,1	1,99	7,39
		8	10,7	48,2	2,13	76,4	2,68	20	1,37	91,9	2,02	8,37
		5	7,39	39,5	2,31	62,6	2,91	16,4	1,49	69,6	2,02	5,8
8	80	6	8,78	46,6	2,3	73,9	2,9	19,3	1,48	83,9	2,06	6,89
		7	10,1	53,3	2,29	84,6	2,89	22,1	1,48	98,3	2,1	7,96
		8	11,5	59,8	2,28	94,6	2,87	24,8	1,47	113	2,15	9,2
8	80	9	12,8	66,1	2,27	105	2,86	27,5	1,46	127	2,18	10,1
		5,5	8,63	52,7	2,47	83,6	3,11	21,8	1,59	93,2	2,17	6,78
		6	9,38	57	2,47	90,4	3,11	23,5	1,58	102	2,19	7,36
8	80	7	10,8	65,3	2,45	104	3,09	27	1,58	119	2,23	8,51
		8	12,3	73,4	2,44	116	3,08	30,3	1,57	137	2,27	9,65

1- jadvāl (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
9	90	6	10,6	82,1	2,78	130	3,5	34	1,79	145	2,43	8,33
		7	12,3	94,3	2,77	150	3,49	38,9	1,78	169	2,47	9,65
		8	13,9	106	2,76	168	3,48	43,8	1,77	194	2,51	10,9
		9	15,6	118	2,75	186	3,46	48,6	- 1,77	214	2,55	12,2
		6.5	12,8	122	3,09	193	3,88	50,7	1,99	231	2,68	10,1
10	100	7	13,8	131	3,09	207	3,88	54,2	1,98	265	2,71	10,8
		8	15,6	147	3,07	233	3,87	60,9	1,98	265	2,75	12,2
		10	19,2	179	3,05	284	3,84	74,1	10,96	333	2,83	15,1
		12	22,8	209	3,03	331	3,81	86,9	1,95	402	2,91	17,9
		14	26,3	237	3	371	3,78	99,3	1,94	472	2,99	20,6
		16	29,7	264	2,98	416	3,74	112	1,94	542	3,06	23,3
11	110	7	15,2	176	3,4	279	4,29	72,7	2,19	308	2,96	11,9
		8	17,2	198	3,39	315	4,28	81,8	2,18	353	3	13,5
		8	19,7	294	3,87	467	4,87	122	2,49	516	3,36	15,5
		9	22	327	3,86	520	4,86	135	2,48	582	3,4	17,3
12.5	125	10	24,3	360	3,85	571	4,84	149	2,47	649	3,45	19,1
		12	28,9	422	3,82	570	4,82	174	2,46	782	3,53	22,7
		14	33,4	482	3,8	764	4,78	200	2,45	916	3,61	26,2
		16	37,8	539	3,78	853	4,75	224	2,44	1051	3,68	29,6

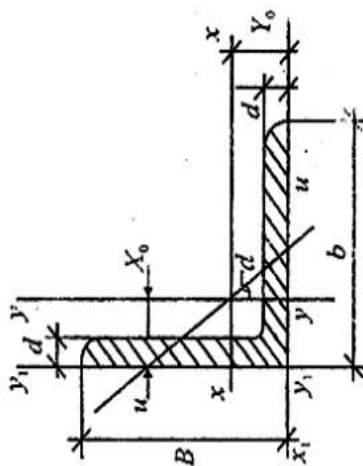
1- jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	140	9	24,7	466	4,34	739	5,47	192	2,79	888	3,78	19,4
		10	27,3	512	4,33	814	5,46	211	2,78	911	3,82	21,5
		12	32,5	602	4,31	957	5,43	248	2,76	1097	3,9	25,5
16	160	10	31,4	774	4,96	1229	6,25	319	3,19	1356	4,3	24,7
		11	34,4	844	4,95	1341	6,24	348	3,18	1494	4,39	27
		12	37,4	913	4,94	1450	6,23	376	3,17	1633	4,47	29,4
		14	43,3	1046	4,92	1662	6,2	431	3,16	1911	4,55	34
		16	49,1	1175	4,89	1866	6,17	485	4,14	2191	4,63	38,5
		18	54,8	1299	4,87	2061	6,13	537	3,13	2472	4,7	43
18	180	20	60,4	1419	4,85	2248	6,10	589	3,12	2756	4,85	47,7
		11	38,8	1216	5,6	1933	7,06	500	3,59	2128	4,89	30,5
		12	42,2	1317	5,59	2093	7,04	540	3,58	2324	5,37	33,1
		12	47,1	1823	6,22	2896	7,84	749	3,99	3182	5,42	37
20	200	13	5,9	1961	6,21	3116	7,83	805	3,98	3452	5,46	39,9
		14	54,6	2094	6,2	3333	7,81	861	3,97	3722	5,54	42,8
		16	62	2363	6,17	3755	7,78	970	3,96	4265	5,7	48,7
		20	76,5	2871	6,12	4560	7,72	1182	3,93	5355	5,89	60,1
		25	94,3	3466	6,06	5494	7,63	1438	3,91	6733	6,07	74
		30	111,5	4020	6	6351	7,55	1688	3,89	8130	6,07	87,6

1- jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
22	220	14	60,4	2814	6,83	4470	8,6	1159	4,38	4941	5,93	47,4
		16	68,6	3175	6,81	5045	8,58	1306	4,36	5661	6,02	53,8
		16	78,4	4717	7,76	7492	9,78	1942	4,98	8286	6,75	61,5
25	250	18	87,7	5247	7,73	8337	9,75	2158	4,96	9342	6,83	68,9
		20	97	5765	7,71	9160	9,72	2370	4,94	10401	6,91	76,1
		22	106,1	5270	7,69	9961	9,69	2579	4,93	11464	7	83,3
		25	119,7	7006	7,65	11125	9,64	2887	4,91	13064	7,11	94
		28	133,1	7717	7,61	12244	9,59	3190	4,89	14674	7,23	104,5
		30	142	8177	7,59	12965	9,56	3389	4,89	15753	7,31	111,4

GOST 8510-72 ga muvofiq prokat po'latning sortamenti



Yonlari teng bo'lmagan burchakliklar

2- jadval

Profillar nomeri	O'lchamlari, mm		Kesim yuzasi A, sm ²	I _x , sm ⁴	i _x , sm	I _y , sm ⁴	i _y , sm	I _{u.min} , sm ⁴	i _{u.min} , sm ⁴	tg α	I _{x1} , sm ⁴	I _{y1} , sm ⁴	x ₀ , sm	y ₀ , sm	Masa 1 m, kg	
	B	b														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
5,6/3,6	56	36	4	3,58	11,4	1,78	3,7	1,02	2,19	0,78	0,406	23,2	6,25	0,84	1,82	2,81
			5	4,41	13,8	1,77	4,48	1,01	2,66	0,78	0,404	29,2	7,91	0,88	1,86	3,46
6,3/4	63	40	4	4,04	16,3	2,01	5,16	1,13	3,07	0,87	0,397	33	8,51	0,91	2,03	3,17
			5	4,98	19,9	2	6,26	1,12	3,72	0,86	0,396	41,4	10,8	0,95	2,08	3,91
			6	5,9	23,3	1,99	7,28	1,11	4,36	0,86	0,393	49,9	13,1	0,99	2,12	4,91
			8	7,68	29,6	2,23	9,15	1,09	5,58	0,85	0,386	66,9	17,9	1,07	2,20	4,63

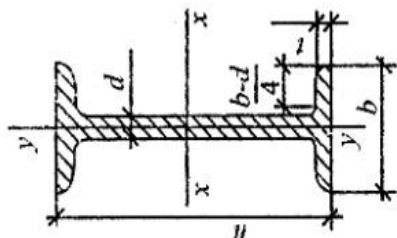
2-jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
7/4,5	70	45	5	5,95	27,8	2,39	9,05	1,27	5,34	0,98	0,406	56,7	15,2	1,05	2,28	6,03
			5	6,11	34,8	2,38	12,5	1,43	7,24	1,09	0,436	69,7	20,8	1,17	2,39	4,39
7,5/5	75	50	6	7,25	40,9	2,35	14,6	1,42	8,48	1,08	0,435	83,9	25,2	1,21	2,44	4,79
			8	9,47	52,4	2,56	18,5	1,4	10,9	1,07	0,43	112	34,2	1,29	2,52	5,69
8/5	80	50	5	6,36	41,6	2,55	12,7	1,41	7,58	1,09	0,387	84,6	20,8	1,13	2,6	7,43
			6	7,55	49	2,88	14,8	1,4	8,88	1,08	0,386	102	25,2	1,17	2,65	4,99
9/5,6	90	56	5,5	7,86	65,3	2,88	19,7	1,58	11,8	1,22	0,384	132	32,2	1,26	2,92	5,92
			6	8,54	79,6	2,858	21,2	1,58	12,7	1,22	0,384	145	35,2	1,28	2,95	6,17
10/6,3	100	63	8	11,18	90,9	3,2	27,1	1,56	16,3	1,21	0,38	194	47,8	1,36	3,04	6,7
			6	9,59	98,3	3,19	30,6	1,79	18,2	1,38	0,393	198	49,9	1,42	3,23	7,53
11/7	110	70	7	11,1	113	3,15	35	1,78	20,8	1,37	0,392	232	58,7	1,46	3,28	8,7
			8	12,6	127	3,53	39,2	1,77	23,4	1,36	0,391	266	67,6	1,5	3,32	9,87
12,5/8	125	80	10	15,5	154	3,50	47,1	1,75	28,3	1,35	0,387	333	85,8	1,58	3,4	12,1
			6,5	11,4	142	4,01	45,6	2	26,9	1,53	0,402	286	74,3	1,58	3,55	8,98
12,5/8	125	80	8	13,9	172	4	54,6	1,98	32,3	1,52	0,4	353	92,3	1,64	3,61	10,9
			7	14,1	227	3,98	73,7	2,29	43,4	1,76	0,407	452	119	1,8	4,01	11
12,5/8	125	80	8	16	256	3,95	83	2,28	48,8	1,75	0,406	518	137	1,84	4,05	12,5
			10	19,7	312	4,49	100	2,26	59,3	1,74	0,404	649	173	1,92	4,14	15,5
12,5/8	125	80	12	23,4	365	4,47	117	2,24	69,5	1,72	0,4	781	210	2	5,22	18,3

2- jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
14/9	140	90	8	18	364	5,15	120	2,58	70,3	1,98	0,411	727	194	2,03	4,49	14,1
			10	22,2	444	5,13	146	2,56	85,5	1,96	0,409	911	245	2,12	4,58	17,5
16/10	160	100	9	22,9	606	5,11	186	2,85	110	2,2	0,391	1212	300	2,23	5,19	18
			10	25,3	667	5,08	204	2,84	121	2,19	0,39	1359	335	2,28	5,23	19,8
			12	30	784	5,8	239	2,82	142	2,18	0,388	1634	405	2,36	5,32	23,6
			14	34,7	897	8,17	272	2,8	162	2,16	0,385	1910	477	2,43	5,4	27,3
18/11	180	110	10	28,3	952	5,7	276	3,12	165	2,42	0,375	1933	444	2,44	5,88	22,2
			12	33,7	1123	5,77	324	3,1	194	2,4	0,374	2324	537	2,52	5,97	26,4
			11	34,9	1449	6,45	446	3,58	264	2,75	0,392	2920	718	2,79	6,5	27,4
20/12,5	200	125	12	37,9	1568	6,43	482	3,57	285	2,74	0,392	3189	786	2,83	6,54	29,7
			14	43,9	1801	6,41	551	3,54	327	2,73	0,39	3726	922	2,91	6,62	34,4
			16	49,8	2026	6,38	617	3,52	367	2,72	0,388	4264	1061	2,99	6,71	39,1
25/16	250	160	12	48,3	3147	8,07	1032	4,62	604	3,54	0,41	6212	1634	3,53	7,97	37,9
			16	62,6	4091	8,02	1333	4,58	781	3,5	0,408	8308	2200	3,69	8,14	49,9
			18	71,7	4545	7,99	1475	4,56	866	3,49	0,407	9358	2487	3,77	8,23	55,8
			20	78,5	4987	7,97	1613	4,53	949	3,48	0,405	10410	2776	3,85	8,31	61,7

Qo'shtavrlar (GOST 8239-72)



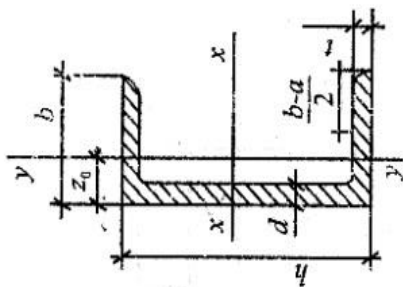
3- jadval

Profilar raqami	O'lchamlari, mm				Kesim yuzasi A, sm ²	I _x [*] sm ⁴	W _x [*] sm ³	i _x [*] sm	S _x [*] sm ³	I _y [*] sm ⁴	W _y [*] sm ³	i _y [*] sm	massa l m, kg
	h	b	d	t									
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
10	100	55	4,5	7,2	12	198	39,7	4,06	23	17,9	6,49	1,22	9,46
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38	11,5
14	140	73	4,9	7,5	17,4	352	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55	13,7
16	160	81	5	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70	15,9
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88	18,4
18a	180	100	5,1	8,3	25,4	1430	159	7,51	89,8	114	22,8	2,12	19,9
20	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07	21
20a	200	110	5,2	8,6	28,9	2030	203	8,37	114	155	28,2	2,32	22,7
22	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27	24
22a	220	120	5,4	8,9	32,8	2790	254	9,22	143	206	34,3	2,5	25,8

3- jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
24	240	115	5.6	9.5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37	27,3
24a	240	125	5.6	9,8	37,5	3800	317	10,1	178	260	41,6	2,63	29,4
27	270	125	6	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54	31,5
27a	270	135	6	10,2	43,2	5500	407	11,3	229	337	50	2,8	33,9
30	300	135	6.5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69	36,5
30a	300	145	6.5	10,7	49,9	7780	518	12,5	292	436	60,1	2,95	39,2
33	330	140	7	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79	42,2
36	360	145	7.5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89	48,6
40	400	155	8.3	13	71,6	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03	57
45	450	160	9	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09	66,5
50	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23	78,5
55	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39	92,6
60	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54	108

Shvellerlar (GOST 8240-72)




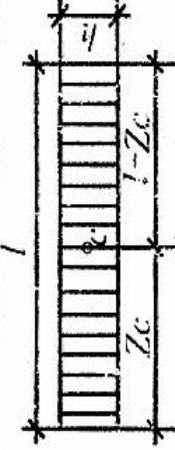
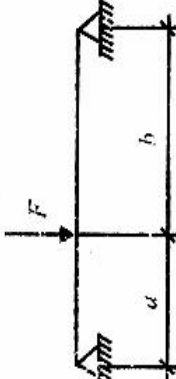
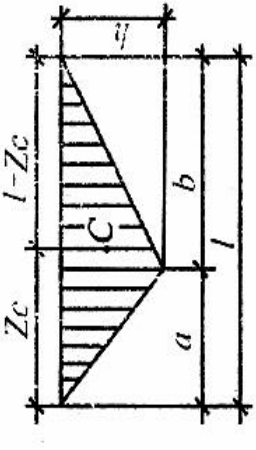

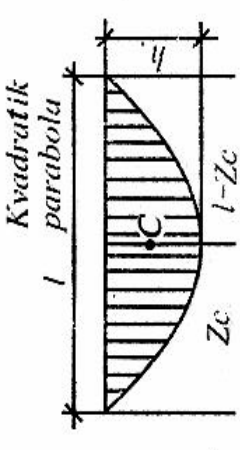
4- jadval

Profillar nomeri	O'lchamlari, mm				Kesim yuzasi A, sm ²	I _x , sm ⁴	W _x , sm ³	i _x , sm	S _x , sm ³	I _y , sm ⁴	W _y , sm ³	i _y , sm	z ₀ , sm	massa l m, kg
	h	b	d	t										
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
5	50	32	4,4	7	6,16	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,954	1,16	4,84
6,5	65	36	4,4	7,2	7,51	48,6	15	2,54	9	8,7	3,68	1,08	1,24	5,9
8	80	40	4,5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31	7,05
10	100	46	4,5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44	8,59
12	120	52	4,8	7,8	13,3	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54	10,4
14	140	58	4,9	8,1	15,6	491	70,2	5,6	40,8	45,4	11	1,7	1,67	12,3
14a	140	62	4,9	8,7	17	545	77,8	5,66	45,1	57,5	13,3	1,84	1,87	13,3

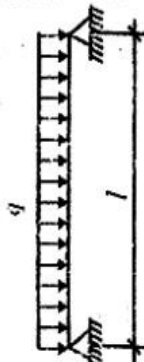
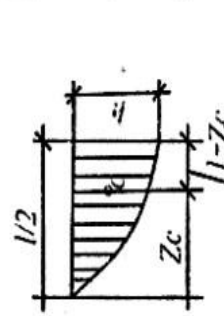
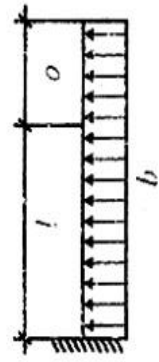


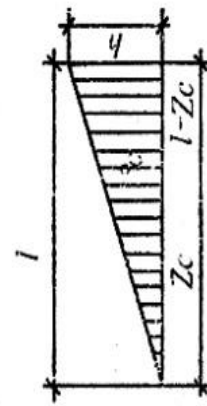
4- jadval (davomi)

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
16	160	64	5	8,4	18,1	747	93,4	6,42	54,1	63,6	13,8	1,87	1,8	14,2
16a	160	68	5	9	19,5	823	103	6,49	59,4	78,8	16,4	2,01	2	15,3
18	180	70	5,1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86	17	2,04	1,94	16,3
18a	180	74	5,1	9,3	22,2	1190	132	7,32	76,1	105	20	2,18	2,13	17,4
20	200	78	5,2	9	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,2	2,07	18,4
20a	200	80	5,2	9,7	25,2	1670	167	8,1	95,9	139	24,2	2,35	2,28	19,8
22	220	82	5,4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21	21
22a	220	87	5,4	10,2	28,8	2330	212	8,99	121	187	30	2,55	2,46	22,6
24	240	90	5,6	10	30,6	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,6	2,42	24
24a	240	95	5,6	10,7	32,9	3180	265	9,84	151	254	37,2	2,78	2,67	25,8
27	270	95	6	10,5	35,2	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47	27,7
30	300	100	6,5	11	40,5	5810	387	12	224	327	43,6	2,84	2,52	31,8
33	330	105	7	11,7	46,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59	36,5
36	360	110	7,6	12,6	53,4	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,1	2,68	41,9
40	400	115	8	13,5	61,5	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75	48,3

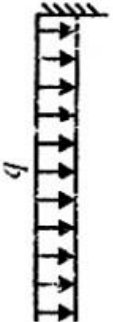
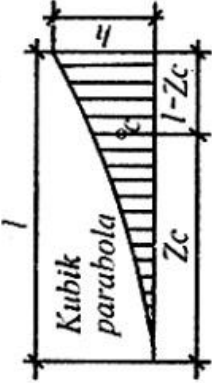
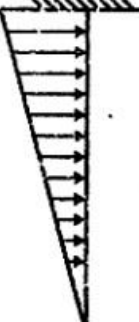
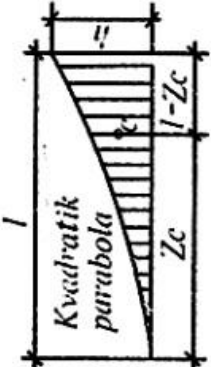

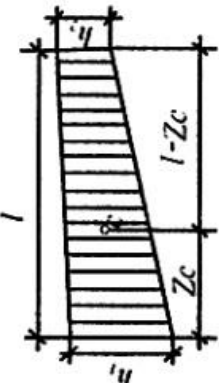
Oddiy kesmalar yuzalari va og'irlik markazlarining joylashishi

Yuklama	Epyura M	Yuza	Og'irlik markazi	
			z_c	$l - z_c$
1	2	3	4	5
		lh	$\frac{l}{2}$	$\frac{l}{2}$
		$\frac{lh}{2}$	$\frac{a+l}{3}$	$\frac{b+l}{3}$
		$\frac{2}{3}lh$	$\frac{l}{2}$	$\frac{l}{2}$

3- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	<p>Kvadratik parabolaning yarmi</p> 	$\frac{lh}{3}$	$\frac{5l}{16}$	$\frac{3l}{16}$
	<p>Kvadratik parabola</p> 	$\frac{ql}{6} [l^2 + 3a(a+l)]$	$\frac{1}{4} \frac{6a^2l + 8al^2 + 3l^3}{3a^2l + 3al^2 + l^3}$	$\frac{1}{4} \frac{6a^2l + 4al^2 + l^3}{3a^2l + 3al^2 + l^3}$
		$\frac{lh}{2}$	$\frac{2l}{3}$	$\frac{l}{3}$

3- ilova (davomi)

1	2	3	4	5
	 <p>Kubik parabola</p>	$\frac{lh}{3}$	$\frac{3l}{4}$	$\frac{l}{4}$
	 <p>Kvadratik parabola</p>	$\frac{lh}{4}$	$\frac{4l}{5}$	$\frac{l}{5}$
		$\frac{(h_1 + h_2)l}{2}$	$\frac{(h_1 + 2h_2)l}{3(h_1 + h_2)}$	$\frac{(h_1 + 2h_2)l}{3(h_1 + h_2)}$

Bo‘ylama egilish koeffitsiyentining qiymatlari.

3-jadval

Elementning egiluvchanligi λ	Po‘latdan yasalgan elementlar uchun φ qiymati	
	St.3 va St. 4	St.5
0	1,00	1,00
10	0,99	0,98
20	0,97	0,96
30	0,95	0,93
40	0,92	0,89
50	0,89	0,85
60	0,86	0,80
70	0,81	0,74
80	0,75	0,67
90	0,69	0,59
100	0,60	0,50
110	0,52	0,43
120	0,45	0,37
130	0,40	0,32
140	0,36	0,28
150	0,32	0,25
160	0,29	0,23
170	0,26	0,21
180	0,23	0,19
190	0,21	0,17
200	0,19	0,15
210	0,17	0,14
220	0,16	0,13

GLOSSARIY

№	Atamaning o'zbek tilida nomlanishi	Atamaning ingliz tilida nomlanishi	Atamaning rus tilida nomlanishi	Atamaning ma'nosi
1	Mexanika	Mechanics	Механика	Moddiy jismlarni ta'sirlashuvi va mexanik harakati to'g'risidagi fan.
2	Texnika	technics	Техника	Ishlab chiqarishda tadbiq etiladigan va uni boshqarishda qatnashadigan mehnat qurollari, jihozlari, mashinalar
3	Muxandislik inshootlari	engineering structure	Инженерные сооружения	Mashina va mexanizmning ishchi organi harakatlanadi. Bu faktor mashina yoki mexanizmni muxandislik inshootidan farqini belgilaydi. Binolar, ko'priklar, tonnellar, rezervuar va h.k–muxandislik inshootlari
4	Val	shaft	Вал	Aylanma harakat va quvvatni uzatadigan, buralishi va egilish deformatsiyalariga uchraydigan pog'onali brus
5	O'q	axis	Ось	Aylanuvchi g'ildiraklar bilan harakatni uzatishda qatnashadigan, egilish deformatsiyasiga uchraydigan brus
6	Brus	beam	Брус	Uzunligi qolgan o'lchamlaridan katta bo'lgan jism
7	Sterjen	bar	Стержен	Ingichka brus
8	Balka	beam	Балка	Egilishga qarshilik

				ko'rsatadigan brus
9	Rama	frame	Рама	Siniq chizikli brus
10	Plastinka	tablet	Пластинка	Qalinligi qolgan o'lchamlaridan kichik bo'lgan jism
11	Qobiq	casing, cover	Оболочка	Egri shaklli plastinka
12	Mustahkamlik	stiffness	Прочность	Material (detal) tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata olish qobiliyati. Mustahkamlikga hisoblash-dagi talab kam material sarflab detal-larni berilgan yukga bardosh berishlik qobiliyatini oshiradigan o'lchamlari va shaklini aniqlash imkoniyatini beradi.
13	Bikrlik	steadiness	Жесткость	Konstruksiya elementlarini deforma-siyasi juda kichik bo'lib, oldindan berilgan qiymatidan oshmasligi
14	Ustivorlik	heat-resistant	Устойчивость	Konstruksiyaning (inshoot) detali o'zining to'g'ri chizikli muvozanatlashgan holatini yoki shaklini yo'qotmaslik qobiliyati.
15	Kuch	force	Сила	Jismlar mexanik ta'sirlashuvining o'lchovidir. Kuch uchta element bilan xarakterlanadi: son qiymati, yo'nalishi, qo'yilish nuqtasi. Kuch vektor kattalik.
16	Kuchning yo'nalishi	line of fiction	Направление силы	Tinch holatda bo'lgan moddiy nuqta shu kuch yo'nalishida harakatlanadi.
17	Kuchni ta'sir chiziqi	line of action of a force	Линия действия силы	Kuch vektori yo'nalgan to'g'ri chiziq.

18	Kuchlar sistemasi	system force	Система сил	Jismga qo'yilgan (F_1, F_2, \dots, F_n) kuchlar to'plami kuchlar sistemasi deyiladi
19	Ekvivalent kuchlar sistemasi	equivalent of system force	Эквивалентная система сил	Jismga qo'yilgan kuchlar sistemasi ko'rsatadigan ta'sirni boshqa kuchlar sistemasi bera olsa, bu ikki kuch sistemasi ekvivalent kuchlar sistemasi bo'ladi
20	Teng ta'sir etuvchi kuch	resultant (force)	Равнодействующая сила	Kuchlar sistemasining ta'sirini yolg'iz bir kuch beradi.
21	Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi	balanced of system force	Уравновешенная система сил	Tinch turgan jism unga qo'yilgan kuchlar sistemasi ta'sirida ham tinch holatda qoladi. Muvozanatlashgan kuchlar sistemasi nolga ekvivalentdir:
22	To'planma kuch	concentrated force	Сосредоточенная сила	Ikkita jismni o'zaro ta'sirlashuvi nuqta vositasida amalga oshiriladi, ya'ni yukni qo'yilish yuzasining o'lchami konstruksiya elementlarining o'lchamlaridan juda kichik.
23	Taqsimlangan kuch	distribution force	Распределенная сила	Ikkita jismni o'zaro ta'sirlashuvi yuza yoki uzunlik bo'yicha amalga oshiriladi.
24	Tashqi kuch	external force	Внешняя сила	Tinch – harakatsiz holatda bo'lgan jismga ikkinchi jismni ta'siri
25	Ichki kuch	inherently force	Внутренняя сила	Tashqi kuch ta'sirida jism materiali zarrachalarining o'zaro tortishish kuchlarini aktivlashishi

26	Bog'lanish	bond	Связь	Jismning harakat yoki holatini cheklovchi sabab
27	Qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch	shifting bearing	Подвижная опора	Bir chiziqli bog'lanish yoki qo'zg'aluvchan sharnirli tayanch, bog'lanish tekisligida tayanch nuqtasining harakatini cheklay-di. Tayanch kesim ikkita erkinlik darajaga ega, bitta reaksiya hosil bo'ladi
28	Qo'zg'almas sharnirli tayanch	fixed bearing	Неподвижная опора	Bog'lanish yo'nalishlarida gorizontal va vertikal tekisliklarda tayanch kesimining harakatini cheklaydi. Tayanch kesimining aylanishi cheklanma-gan. Tayanch kesim bitta erkinlik darajaga ega va unda ikkita reaksiya kuchi hosil bo'ladi.
29	Qistirib mahkamlangan tayanch	built-in support	Зашемленная опора	Uch bog'lanishli tayanch, hamma erkinlik darajani cheklaydi. Tayanch kesim jism bilan birgalikda biror tekislikda harakatlana olmaydi. Tayanchda uchta reaksiya kuchi hosil bo'ladi
30	Reaksiya kuchi	force of reactions	Сила реакции	Jismga ta'sir qiladigan bog'lanish kuchi. Jismni harakatlanishiga qarshilik ko'rsatadigan kuch.
31	Aktiv kuch	active force	Активная сила	Jismni harakatlantiradigan kuch.
32	Kuchning o'qdagi proyeksiyasi	the projection of forces on the axis	Проекция сил на ось	Kuch vektorining boshi va ohiridan o'qqa tushirilgan ikkita perpendikulyar orasidagi kesma uzunligi.

33	Kuchni nuqtaga nisbatan momenti	moment force about particle	Момент сил по отношению точки	Kuchni aylantiruvchi - tavsifi. Kuchning nuqtaga nisbatan momenti – kuch moduli-ni uning elkasiga kupaytmasiga teng.
34	Moment markazi	center of moment	Центр момента	Kuch momenti qaysi nuqtaga nisbatan olinsa, shu nuqta moment markazi
35	Kuch elkasi	arm of force	Плечо силы	Moment markazidan kuchning ta'sir chizig'igacha bo'lgan eng qisqa oraliq
36	Juft momenti	Moment pair of force	Момент парных сил	Juftni tashkil etuvchi kuchlardan biri-ning modulini uning elkasiga ko'payt-masi
37	Muvozanat shart	conditions of equilibrium	Условия равновесия	Jismga ta'sir etuvchi fazoda ixtiyoriy joylashgan kuchlar sistemasining Dekart koordinata o'qlarining har biridagi proeksiyalarining algebraik yig'indisini nolga teng bo'lishi va kuchlarning har bir o'qga yoki ixtiyoriy tanlangan nuqtaga nisbatan momentlarining algebraik yig'indisini nolga teng bo'lishini aniqlovchi tenglamalar.
38	Jismning og'irlik markazi	body center of gravity	Центр тяжести тела	Jismga tegishli barcha elementar zarra-chalar parallel og'irlik kuchlarining markazi
39	Geometrik tavsif	geometrical definition	Геометрическое определение	Geometrik – bog'lanishni nazariyasi
40	Statik moment	static moment	Статический момент	Kesim yuza bilan o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integrali
41	Kesim yuzaning	center of figure	Центр тяжести	Kesim yuzadan hisoblab topilgan shunday nuqtaki,

	og'irlik markazi		сечения	bu nuqta atrofida aylangan kesim yuza nuqtalarining chizgan traektoriyasi aylana bo'ladi.
42	Inersiya momenti	moment of inertia	Момент инерции	Kesim yuza bilan o'q orasidagi masofa kvadratining ko'paytmasining integrali. Kesim yuzani biror o'qga nisbatan inersiya momenti
43	Markazdan qochma inersiya momenti	product of inertia, Centrifugal moment of inertia	Центробежный момент инерции	Kesim yuza bilan ikkita o'q orasidagi masofa ko'paytmasining integrali
44	Qutb inersiya momenti	polar moment of inertia	Полярный момент инерции	Kesim yuza bilan qutb nuqtasi orasidagi masofa kvadratining ko'paytmasi
45	Qarshilik momenti	resisting moment	Момент сопротивления	Kesim o'lchamlarining bog'lanishi, mustahkamlikni ifodalaydigan geometrik tavsif
46	Bosh inersiya o'qi	The main axis of inertia	Главный ось инерции	Bosh inersiya o'qlariga nisbatan kesimni markazdan qochma inersiya momenti nolga teng
47	Bosh inersiya momenti	principal moment of inertia	Главный момент инерции	Bosh inersiya o'qlariga nisbatan kesimni inersiya momenti
48	Inersiya radiusi	radius of inertia	Радиус инерции	Kesimning biror o'qga nisbatan inersiya momentini kesim yuzasiga nisbati bilan topiladi
49	Material	material	Материал	Mexanik va plastiklik xossasiga, ishlov berilish xususiyatiga ega bo'lgan konstruksiya va inshoot qismlarini tayyorlash

				mumkin bo'lgan narsa.
50	Qarshilik	Resistance	Сопротивление	Har qanday tashqi ta'sirga ichki aks ta'sirini ko'rsata olishlik
51	Deformatsiya	deformation	Деформация	Tashqi kuch ta'siridan jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi
52	Oddiy deformatsiya	simple deformation	Простая деформация	Tashqi kuch yo'nalishida jismning o'lcham yoki shaklini o'zgarishi
53	Murakkab deformatsiya	hard deformation	Сложная деформация	Bir vaqtda ikkita va undan ko'proq oddiy deformatsiyalarni hosil bo'lishi
54	Elastik deformatsiya	elastic deformation	Эластическая деформация	Tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklini tiklanishi
55	Plastik deformatsiya	plastic deformation	Пластическая деформация	Qoldiq deformatsiya, ya'ni tashqi kuch ta'siri yo'qotilgandan keyin jismning boshlang'ich o'lcham va shaklini tiklanmasligi
56	Absolyut deformatsiya	absolute strain	Абсолютная деформация	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi uzayish
57	Nisbiy deformatsiya	relative deformation	Относительная деформация	Bir birlik uzunlikka to'g'ri keluvchi absolyut uzayish
58	CHiziqli deformatsiya	linear strain	Линейная деформация	Tashqi kuch ta'sirida jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi bir chiziq bo'ylab sodir bo'ladi
59	Burchakli deformatsiya	angular deformation	Угловая деформация	Tashqi kuch ta'siridan jismda o'lcham yoki shakl o'zgarishi burchak ostida sodir bo'ladi jismni kesimi aylanadi

60	Kuchlanish	tension	Напряжение	Ichki kuchni kesim yuzada tarqalish qonu-niyatini ifodalaydi, ya'ni bir-birlik yuzaga to'g'ri keluvchi kuch.
61	Normal kuchlanish	normal tension	Нормальное напряжение	Kesim yuzaga tik yo'naladigan kuchlanish
62	Urinma kuchlanish	tangential stress	Касательное напряжение	Kesim yuzaga urinma yo'naladigan kuchlanish
63	To'liq kuchlanish	combined stress	Полное напряжение	Normal va urinma kuchlanishlarni geometrik yig'indisi.
64	Ruxsat etilgan kuchlanish	working stress	Допускаемое напряжение	Konstruksiya qismlarining elastik deformatsiya, mustaxkamligi va xavfsiz ishlashini ta'minlash uchun brus materialiga xos bo'lgan cheklangan kuchlanish
65	Kontaktli kuchlanish	contact stress	Контактное напряжение	Tishli g'ildiraklarni ilashish nuqta-sida (chiziqda) hosil bo'lgan kuchlanish
66	Kuchlanishlar konsentratsiyasi	stress concentration	Концентрация напряжений	Teshik, kanavka yoki defekt atrofidagi kuchlanishlar to'plami
67	Qattqlik	hardness	Твердость	Sirtiga singdirilgan detalga qarshilik ko'rsata olish qobiliyati
68	Konstruksiya	construction	Конструкция	Detal, mexanizm, mashina, qurilma, inshoot
69	Kesish usuli	sectioning method	Метод сечений	Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismning ixtiyoriy kesim yuzasidagi ichki kuch faktorlarini ko'rish va hisoblash usuli
70	Bo'ylama kuch	longitudinal force	Продольная сила	Brusning kesilgan ko'ndalang kesimidan bir tomonda olib qolingan tashqi kuchlarni ushbu

				kesimning normal yoki bo'ylama o'qiga proeksiyalarining algebraik yig'indisi
71	Burovchi moment	twisting moment	Крутящий момент	Sterjenning kesilgan kesim yuzasidan bir tomonda joylashgan tashqi momentlarning algebraik yig'indisi
72	Ko'ndalang kuch	transverse force	Поперечная сила	Balkaning ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarni balkani kesilgan yuzasi-dagi kuch chiziqiga proeksiyalarining algebraik yig'indisi
73	Eguvchi moment	bending moment	Изгибающий момент	Balkani ajratib olingan qismidagi barcha kuchlarning, balka kesilgan yuza-sining kesim markaziga nisbatan kuch momentlarining algebraik yig'indisi
74	Epyura	diagram	Эпюра	Ichki kuch faktorlarini brusning o'qi bo'ylab o'zgarishini ifodalovchi ma'lum qonuniyat asosida qurilgan grafikasi
75	Kuch tekisligi	plane of force	Плоскость силы	Egishda barcha tashqi va reaksiya kuchlari ta'sir qiladigan yagona tekislik
76	Kuch chiziqi	force line	Линия силы	Kuch tekisligini brusning ko'ndalang kesim yuzasi bilan kesishish chiziqi
77	Neytral qatlam	neutral plane	Нейтральный слой	Balkani egilishida cho'zilmaydigan va siqilmaydigan, o'zining boshlang'ich uzunligini o'zgartirmaydigan material qatlami .
78	Neytral o'q	neutral axis	Нейтральная ось	Balkaning ko'ndalang kesim yuzasi bilan neytral

				qatlamni kesishish chiziqi
79	Cho'zilish	elongating	Растяжение	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini ortishi va ko'ndalang o'lchamini qisqarishi
80	Siqilish	pressing	Сжатие	Tashqi kuch ta'sirida brus uzunligini qisqarishi va ko'ndalang o'lchamini ortishi
81	Markaziy cho'zilish va siqilish	axial tension and pressing	Центральное растяжение и сжатие	Tashqi kuch ta'siridan brusning kesim yuzasidagi material zarrachalari bir xil masofaga ko'chadi, ya'ni brusning kesim yuzasi o'q bo'ylab chizikli qisqaradi yoki ortadi.
82	Guk qonuni	Hooke's law	Закон Гука	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq qonuniyatga bo'ysunishini tavsiflovchi nazariya
83	Bo'ylama deformatsiya	longitudinal strain	Продольная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus uzunligini o'q bo'ylab chizikli uzayishini nisbiy (absolyut) miqdori
84	Ko'ndalang deformatsiya	lateral deformation	Поперечная деформация	Tashqi kuch ta'siridan brus ko'ndalang kesim yuzasining o'zgarishini absolyut (nisbiy) miqdori.
85	Elastiklik moduli	modulus of elasticity	Модуль эластичности	Fizik konstanta, materialni turiga bog'liq
86	Puasson koeffitsienti	Poisson ratio	Коэффициент Пуассона	Brus ko'ndalang kesim yuzasining qisqarishini tavsiflaydi.
87	Diagramma	Diagram	Диаграмма	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishini koordinata o'qlarida grafikaviy usulda ifodalanishi

88	Mexanik xossa	mechanical properties	Механическая свойства	Material mustahkamligini xarakterlovchi kuchlanishlar to'plami
89	Elastiklik chegara	border of elasticity	Предел эластичности	Brus materialining elastiklik xossasida–deformatsiya so'navchan bo'ladi.
90	Proporsionallik chegara	border of propotion	Предел пропорциональности	Kuch bilan deformatsiya bog'lanishining grafikasi to'g'ri chiziq, ya'ni Guk qonuniyatiga bo'ysunadi.
91	Oquvchanlik chegara	liquid limit	Предел текучести	Taxminan o'zgaras kuchlanish ta'sirida brusni uzayishi tez o'sadi.
92	Mustahkamlik chegara	The boundary strength	Предел прочности	Eng katta kuchga to'g'ri keluvchi kuchlanish
93	Mahalliy uzayish	local elongation	Местное удлинение	Brus uzayishini ma'lum bir oraliqda to'planishi yoki sodir bo'lishi
94	Mustahkamlik shart	strength condition	Условия прочности	Xavfli kesimdagi emirilishni cheklaydigan matematik ifoda
95	Ruxsat etilgan yuk	safe load	Допускаемая нагрузка	Konstruksiya ko'tara olishi mumkin bo'lgan yukning miqdori
96	Kesimni tanlash	Selection of cross-sections	Выбор сечений	Tashqi kuch ta'siriga emirilmasdan qarshilik ko'rsata oladigan, uning mustahkamligini ta'minlaydigan kesimning o'lchami.
97	Plastiklik xossa	Plastic properties	Пластическая свойства	Materialni deformatsiyalanish xususiyatini belgilovchi xossa
98	Plastiklik	Plasticity	Пластичность	Brusni cho'zilish (siqilish) ga, egilishga va h.k. larga moyilligi, katta qoldiq deformatsiya hosil qilish

				xususiyati
99	Mo'rtlik	Brittleness	Хрупкость	Materialning plastiklikiga teskari xossasi
100	Puxtalanish	Hardening	Упрочнение	Birlamchi uzayish evaziga proporsio-nallik chegarani o'sishi
101	Relaksatsiya hodisasi	Relaxation	Релаксация	Vaqt o'tishi bilan kuchlanish miqdorini kamayishi
102	Kuchlanganlik holat	stressed state	Напряженное состояние	Kubikni tomonlarida va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni xilma-xilligi va o'zgarishini tahlili
103	CHiziqli kuchlanganlik	linear stresses	Линейная напряженность	CHiziq bo'ylab kubikni ko'ndalang va qiya kesim yuzalarida kuchlanishlarni tahlili
104	Tekis kuchlanganlik	plane tensity	Плоская напряженность	Kubikni o'zaro perpendikulyar uchta qirralaridan ikkitasining bir vaqtda cho'zilish va siqilishini tahlili
105	Bosh yuza	principal cross-section	Главная площадь	Urinma kuchlanishlar ta'siri nolga teng bo'lgan yuzalar
106	Bosh kuchlanishlar	principal stresses	Главные напряжения	Bosh yuzalarga qo'yilgan kuchlanishlar
107	Bosh kuchlanish yo'nalishi	principal stress direction	Направление главного напряжения	CHO'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar yo'nalishini aniqlash
108	Hajmiy deformatsiya	volumetric deformation	Объемная деформация	Kubikni o'zaro perpendikulyar uchta qirralarining bir vaqtda cho'zilish va siqilishini tahlili
109	Hajm o'zgarishi	strain energy due to change of volume	Изменения объема	Kubikni deformatsiyalanishida barcha qirralarini bir xil miqdorga uzayishi yoki

				qisqarishi, ya'ni kubik kubikligicha qoladi.
110	SHakl o'zgarishi	mode change	Изменение форм	Kubikni deformatsiyalanishida uning qirralarining o'lchamlari bir xil o'zgarmaydi, kubik parallelogramm shaklini egallaydi.
111	Gukni hajmiy qonu-ni	Hooks volumetric law	Объемный закон Гука	Elastik hajmiy deformatsiyani tavsiflovchi qonuniyatni matematik ifodasi
112	Hajmiy elastiklik modul	Modulus of extensional elasticity	Модуль объемной эластичности	Elastikhajmiy deformatsiyadagi fizik konstanta
113	Mustahkamlik nazariya	theory of strength	Теория прочности	Konstruksiyalarning mustahkamligi to'g'risidagi turli nazariy va tajriba-viy mulohaza va g'oyalarni mujassam-lashgan holatini matematik ifodasi
114	Mo'rt emirilish	brittle damage	Хрупкий износ	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqarida darz yorilishi.
115	Plastik emirilish	plastic damage	Пластический износ	Materiallarni elastiklik xossasidan tashqaridagi qoldiq deformatsiya
116	Xavfli kesim	dangerous section	Опасное сечение	Eng katta kuchlanish ta'siridan kesim yuzada emirilish sodir bo'lishi mumkin
117	Xavfli nuqta	dangerous point	Опасная точка	Kuchlanishni eng katta qiymati hosil bo'lgan nuqta.
118	Siljish	shift	сдвиг	Tashqi kuch ta'siridan brus kesim yuzalarini bir-biriga nisbatan ko'chishi
119	Absolyut siljish	absolute shear	Абсолютный	Bir-birlik o'lchamga to'g'ri

			сдвиг	keluvchi siljish
120	Nisbiy siljish	relative shear	Относительный сдвиг	Bir-birlik o'lchamga to'g'ri keluvchi absolyut siljish
121	Qirqilish	section	Срезь	Xavfli siljish kesimida kesilishga qarshilik ko'rsatish qobiliyati
122	Ezilish	crushing	Смятие	Siljish tekisligiga perpendikulyar yuzada material zarrachalarini ko'chishi
123	Siljish moduli	modulus of rigidity	Модуль сдвига	Siljishda fizik konstanta, ikkinchi tartibli elastiklik moduli
124	Birikma	Compound	Соединение	Ikkita jismni tutash tirish yuzasi va usuli
125	Payvand birikma	welded joint	Сварное соединение	Ikkita element materiallarini suyuq holatda biriktirish usuli
126	Parchin mixli birikma	rivet connection	Заклепочное соединение	Ikkita elementni parchin mix vositasida biriktirish usuli
127	Buralish torsion	torsion	Кручение	Parallel joylashgan ikkita doiraviy kesimlarni bir o'q atrofida va bir-biriga isbatan aylanishi
128	Buralish burchagi	The angle of torsion	Угол кручения	Valning ko'ndalang kesim yuzasini o'q atrofida aylanish burchagini belgilaydi
129	Bikrlik shart	Conditions stiffness	Условие жесткости	Brus deformatsiyasini cheklangan qiymatini belgilovchi matematik ifoda
130	Ko'chish	displacement	Перемещение	Nuqtaning tashqi kuch ta'sirida shu kuch yo'nalishida bir chiziq

				bo'ylab ko'chishi
131	Differensial bog'lanish	Differential bond	Дифференциальная связь	Balka kesimining aylanish burchagi bilan salqilik orasidagi bog'lanish
132	Differensial teng-lama	Differential equation	Дифференциальное уравнение	Balka egilgan o'qini tashqi kuch va bikrlilik bilan bog'lanishining matematik ifodasi
133	Universal formula	Universal formula	Универсальная формула	Balka ixtiyoriy kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlash formulasi
134	Grafoanalitik usul	semigraphical method	Графоаналитический метод	Balka tanlangan kesimining aylanish burchagi va salqiligini aniqlashni analitik va grafikaviy usullarini mujassamlangan ko'rinishi
135	Murakkab qarshilik	Complex resistance	Сложное сопротивление	Konstruksiyanı ikkita va undan ortiq oddiy deformatsiyalar ta'sirida bo'lishi
136	Qiyshiq egilish	Oblique bending	Косой изгиб	Tashqi kuchning ta'sir chizig'i bo'ylama o'qiga perpendikulyar joylashib, ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inersiya o'qlari tekisligidan o'tmaydigan sterjenning deformatsiyasi
137	Markazlashmagan siqilish	eccentric compression	Внецентренное сжатие	Bo'ylama o'qiga parallel kuch ta'sirida cho'zilish (siqilish)ga uchraydigan va ko'ndalang kesimining birorta ham bosh inersiya o'qlari tekisligida egilmaydigan (egiladigan) brusning deforma-siyasi
138	Buralish bilan egilishni	Twisting and	Кручение и изгиб	Valning kesim yuzasida burovchi va eguvchi

	birgalikdagi ta'siri	bending		momentlarni hosil bo'lishi, ya'ni valni buralish bilan egilish deformatsiyalarining birgalikdagi ta'sirida bo'lishi
139	Keltirilgan moment	The above point	Приведенный момент	Turli mustahkamlik nazariyalari asosida hisoblangan burovchi va eguvchi momentlarning yig'indisi
140	Noustuvorlik	Instability	Неустойчивость	Siquvchi kuch ta'sirida sterjenning to'g'ri chiziqli shaklini saqlab qola olmasligi
141	Kritik kuch	Critical force	Критическая сила	Sterjen ustuvorligini yo'qolishiga sabab bo'luvchi kuch
142	Egiluvchanlik	eligibility	Избираемость	Turli uzunlik va o'lchamdagi sterjenlarni to'g'ri chiziqli shaklini elastik o'zgartirish xususiyatini ifodalovchi konstanta
143	Ustuvorlik sharti	The stability condition	Условие устойчивости	Ingichka va uzun sterjenlar ustuvor holatini ta'minlovchi shartni matematik ifodasi
144	Dinamik kuch	dynamic force	Динамическая сила	Qisqa vaqt oralig'ida qiymatini o'zgartiruvchi kuch
145	Dinamik deformatsiya	dynamic deformation	Динамическая деформация	Dinamik kuch ta'siridagi brusni shakl yoki o'lchamlarini o'zgarishi
146	Zarb ta'siri	Influence of Shot	Влияние удара	Ma'lum balandlikdan tushgan yukni jismga ta'siri
147	Zarbga sinash	Impact test	Испытание на удар	Zarb ta'sirida material xossalarini o'rganish
148	O'zgaruvchan	AC voltage	Переменное	Vaqt oralig'ida qiymati va

	kuchlanish		напряжение	ishorasini o'zgartiradigan kuchlanish
149	Materialni toliqishi	Fatigue material	Усталость материала	O'zgaruvchan kuchlanish ta'sirida materialni darz yorilishi
150	Chidamlilik chegara	Stamina border	Граница выносливости	Materiallarning toliqishini cheklaydigan chegara
151	Birikma	joint	Соединение	Detallarni yig'ish vositasi (usuli).

ADABIYOTLAR

1. O‘rozboyev M.T. Materiallar qarshiligi. Asosiy kursi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik.-T.:”O‘qituvchi”, 1973. -510 b.
2. Mirsaidov M.M va boshqalar. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik.-T.:”Fan va texnologiya”,2010. -412 b.
3. Hobilov B.A., To‘ychiyev N.J. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik. –T.: O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati, 2008. -400 b.
4. Nabiyeu A. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik. –T.: “Yangi asr avlodi”, 2008. -379 b.
5. Nabiyeu A., Xasanov C.M.. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun o‘quv qo‘llanma. –T.:”Fan va texnologiya”, 2005.
6. Qoraboev B. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik. –T.:”Fan va texnologiya”, 2007. -192 b,
7. Шодмонова З.С. Materiallar qarshiligi. O‘quv qo‘llanma. –T.: 2018. -169b
8. Xasanov C.M. Materiallar qarshiligidan masalalar yechish. O‘quv qo‘llanma. – T.:”O‘zbekiston milliy ensiklopediyasi”, 2014. -332 b.
9. Ismailov K. Siqilgan sterjenlar, plastinkalar va qobiqlarning elastiklik chegarasidan keyingi ustuvorligi. –T.: O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati, 2006. – 176 b.
10. Н.С.Бибутов, А.Х.Ҳожиёв, Х.Р.Рўзиёв, Ҳасанов С.М. Материаллар қаршилигидан тажриба ишлари. –Т.:”Тошкент” 2009.
11. Beer F.P., Johnston E.R., DeWolf J.T., Mazurek D.F. Mechanics of Materials. 7 th_Edition.-New York. McGraw-Hill Education Ltd, 2015 (897p)
12. Gere J.M., Goodno B.J. Mechanics of Materials. 8 th_Edition.- Canada by Nelson Education Ltd, 2013 (1098p)
13. James M. Mechanics of Materials, 6th Edition Copyright 2004 Thomson Learning, Inc. 940 p.

14. Janco roland Hucko branislav introduction to mechanics of materials, part 1, 2013. 234 p.
15. Janco roland Hucko branislav introduction to mechanics of materials, part 1, 2013. 160 p.
16. Goulet J. Resistance des materiaux Bordas Paris, 1976. – 192.
17. Surya N.Patnaik, Dale A. Hopkins-Strenght of materials. 2004, Elsevier (USA). 773 p.

MUNDARIJA

Materiallar qarshiligi fanidan qo‘llaniladigan asosiy belgilashlar va ularning o‘lchov birliklari.....	
So‘zboshi.....	

I BOB. UMUMIY TUSHUNCHALAR

1.1	Materiallar qarshiligi fanining mohiyati.....	3
1.2	Konstruksiya elementlari.....	5
1.3	Tashqi kuchlar tavsifi.....	
1.4	Deformatsiya va uning turlari.....	
1.5	Materiallar qarshiligida qabul qilingan gipotezalar.....	
1.6	Ichki kuchlar.Kesish usuli.....	
1.7	Kuchlanishlar.....	
	Nazorat va muhokama savollari.....	

II BOB. CHO‘ZILISH VA SIQILISH

2.1	Umumiy tushunchalar.....	
2.2	Cho‘zilish va siqilishda deformatsiya.....	
2.3	Guk qonuni.	
2.4	Cho‘zilish va siqilishda mustahkamlik shartlari.....	
2.5	Konstruksion materiallarni tajriba yo‘li bilan sinash.....	
2.5.1	Plastik materiallarni cho‘zilishga sinash.....	
2.5.2	Plastik materiallarning siqilish diagrammasi.....	
2.5.3	Mo‘rt materiallarning cho‘zilish va siqilish diagrammasi....	
2.6	Cho‘zilish va siqilishda static noaniq masalalar.....	
2.7	Temperatura ta‘siridan hosil bo‘ladigan deformatsiya va kuchlanish.....	
2.8	Sterjenning xususiy og‘irligini hisobga paydo bo‘ladigan	

kuchlanish va deformatsiya.....

Nazorat va muhokama savollari.....

III BOB. KUHLANGANLIK HOLATI NAZARIYALARI.BOSH YUZALAR VA BOSH KUHLANISHLAR

- 3.1 Nuqtaning kuchlanganlik holati. Nuqtadagi kuchlanishlar. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar.....
- 3.2 Kuchlanganlik holati turlari.....
- 3.3 Chiziqli kuchlanish holati.....
- 3.4 Jismning tekis kuchlanish holati.....
- 3.5 Mor doirasi.....
- 3.6 Tekis kuchlanish holati.....
- 3.7 Jismning hajmiy kuchlanish holati.....
- 3.8 Umumlashgan Guk qonuni.....
- 3.9 Hajmiy kuchlanishda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi.....
- 3.10 Mustahkamlik nazariyalari.....
Nazorat va muhokama savollari.....

IV BOB. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK XARAKTERISTIKALARI

- 4.1 Umumiy tushunchalar.....
- 4.2 Shaklning biror o'qga nisbatan static momenti.....
- 4.3 Shaklning biror o'qga nisbatan inertsiya momentlari.....
- 4.4 Oddiy tekis yuzalarning inersiya momentlari.....
- 4.5 O'qlar parallel ko'chirilganda inertsiya momentlarining o'zgarishi.....
- 4.6 Markaziy o'qlar burilganda inertsiya momentlarining o'zgarishi.....

Nazorat va muhokama savollari.....

V BOB. SILJISH

5.1 Sof siljish. Siljishda deformatsiya.....

5.2 Siljishda potensial energiya.....

5.3 Siljishda mustahkamlik sharti.....

5.4 Siljishda parchin mixlar hisobi.....

Nazorat va muhokama savollari.....

VI BOB. BURALISH

6.1 Umumiy tushunchalar.....

6.2 Silindrik sterjenlarning buralishidan hosil bo‘ladigan kuchlanish va deformatsiya.....

6.3 Valning buralishdagi mustahkamlik sharti.....

6.4 Buralgan sterjenlarning bikrlilik sharti.....

Nazorat va muhokama savollari.....

VII BOB. EGILISH

7.1 Umumiy tushunchalar. Sof va ko‘ndalang egilish.....

7.2 Egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash.....

7.3 Ko‘ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash.....

7.4 Ko‘ndalang kuch, eguvchi moment va berilgan kuch intensivligi orasidagi bog‘lanishlar.....

7.5 Balkalarni normal kuchlanish bo‘yicha egilishdagi mustahkamlik sharti.....

7.6 Balkalarni urinma kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shart

7.7 Oddiy kesimlarning qarshilik momentlari.....

Nazorat va muhokama savollari.....

VIII BOB. EGILISHDA DEFORMATSIYALARNI ANIQLASH

8.1	Umumiy tushunchalar.deformatsiya turlari.....
8.2	Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlash...
8.3	Deformatsiyalarni aniqlash energetik usuli.Kostelyano teoremasi.....
8.4	Deformatsiyalarni aniqlash.Mor integrali.....
8.5	Vereshagin formulasi.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

IX BOB. STATIK NOANIQ SISTEMALAR

9.1	Umumiy tushunchalar.....
9.2	Asosiy ekvivalent sistemalar.....
9.3	Kuch usuli.....
9.4	Statik noaniq ramalarning simmetriklik xususiyatidan foydalanib yechish.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

X BOB. MURAKKAB QARSHILIK

10.1	Asosiy tushunchalar.Murakkab qarshilik.....
10.2	Qiyshiq egilish.....
10.3	Markaziy bo‘lmagan cho‘zilish va siqilish.....
10.4	Kesim yadrosi.....
10.5	Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta‘siri.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

XI BOB. BO‘YLAMA EGILISH

11.1	Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi.....
11.2	Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.....
11.3	Kritik kuchlanish va eyler formulasini ishlatish chegarasi.....
11.4	Siqilgan sterjenlarni hisoblash.....

Nazorat va muhokama savollari.....

XII BOB. TEZLANISH BO‘YICHA HARAKATLANAYOTGAN KONSTRUKSIYA ELEMENTLARINI HISOBLASH

12.1 Harakatlanish ta‘sirida hosil bo‘ladigan ichki kuchlar.Inertsiya kuchlari.....

12.2 Ilgarilanma harakatdagi sistemalarni hisoblash.....

Nazorat va muhokama savollari.....

XIII BOB. ZARBALI YUKLANISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

13.1 Umumiy tushunchalar.....

13.2 Vertikal zarba.....

13.3 Gorizontal zarba.....

13.4 Burovchi zarba.....

Nazorat va muhokama savollari.....

XIV BOB. O‘ZGARUVCHAN KUHLANISHLAR

14.1 Umumiy tushunchalar.....

14.2 Chidamlilik chegarasini aniqlash.....

14.3 Nosimmetrik sikl uchun chidamlilik chegarasini aniqlash diagrammasi.....

14.4 Materiallarning toliqishiga ta‘sir etadigan faktorlar.....

14.5 Tashqi muhitning material toliqishiga ta‘siri.....

14.6 O‘zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka hisoblash va ehtiyot koeffitsiyentini aniqlash.....

Nazorat va muhokama savollari.....

Ilova va jadvallar.....

Glossariy.....

Adabiyotlar.....

ОГЛАВЛЕНИЕ

I ГЛАВА. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЕ

- 1.1 Основные понятия курса сопротивление материалов.....
- 1.2 Элементы конструкции.....
- 1.3 Виды нагрузок.....
- 1.4 Виды деформации.....
- 1.5 Гипотезы приняты в курсе сопротивление материалов...
- 1.6 Внутренние силы. Метод сечений.....
- 1.7 Напряжение.....
- Контрольные вопросы.....

II ГЛАВА. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

- 2.1 Основные понятия.....
- 2.2 Cho‘zilish va siqilishda deformatsiya.....
- 2.3 Guk qonuni.
- 2.4 Cho‘zilish va siqilishda mustahkamlik shartlari.....
- 2.5 Konstruktion materiallarni tajriba yo‘li bilan sinash.....
- 2.5.1 Plastik materiallarni cho‘zilishga sinash.....
- 2.5.2 Plastik materiallarning siqilish diagrammasi.....
- 2.5.3 Mo‘rt materiallarning cho‘zilish va siqilish diagrammasi....
- 2.6 Cho‘zilish va siqilishda static noaniq masalalar.....
- 2.7 Temperatura ta‘siridan hosil bo‘ladigan deformatsiya va kuchlanish.....
- 2.8 Sterjenning xususiy og‘irligini hisobga paydo bo‘ladigan kuchlanish va deformatsiya.....
- Nazorat va muhokama savollari.....

III BOB. KUCHLANGANLIK HOLATI NAZARIYALARI.BOSH

YUZALAR VA BOSH KUHLANISHLAR

- 3.1 Nuqtaning kuchlanganlik holati. Nuqtadagi kuchlanishlar. Bosh yuzalar va bosh kuchlanishlar.....
- 3.2 Kuchlanganlik holati turlari.....
- 3.3 Chiziqli kuchlanish holati.....
- 3.4 Jismning tekis kuchlanish holati.....
- 3.5 Mor doirasi.....
- 3.6 Tekis kuchlanish holati.....
- 3.7 Jismning hajmiy kuchlanish holati.....
- 3.8 Umumlashgan Guk qonuni.....
- 3.9 Hajmiy kuchlanishda deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi.....
- 3.10 Mustahkamlik nazariyalari.....
Nazorat va muhokama savollari.....

IV BOB. TEKIS SHAKLLARNING GEOMETRIK XARAKTERISTIKALARI

- 4.1 Umumiy tushunchalar.....
- 4.2 Shaklning biror o'qga nisbatan static momenti.....
- 4.3 Shaklning biror o'qga nisbatan inertsiya momentlari.....
- 4.4 Oddiy tekis yuzalarning inersiya momentlari.....
- 4.5 O'qlar parallel ko'chirilganda inertsiya momentlarining o'zgarishi.....
- 4.6 Markaziy o'qlar burilganda inertsiya momentlarining o'zgarishi.....
Nazorat va muhokama savollari.....

V BOB. SILJISH

- 5.1 Sof siljish. Siljishda deformatsiya.....

- 5.2 Siljishda potensial energiya.....
- 5.3 Siljishda mustahkamlik sharti.....
- 5.4 Siljishda parchin mixlar hisobi.....
- Nazorat va muhokama savollari.....

VI BOB. BURALISH

- 6.1 Umumiy tushunchalar.....
- 6.2 Silindrik sterjenlarning buralishidan hosil bo‘ladigan kuchlanish va deformatsiya.....
- 6.3 Valning buralishdagi mustahkamlik sharti.....
- 6.4 Buralgan sterjenlarning bikrlilik sharti.....
- Nazorat va muhokama savollari.....

VII BOB. EGILISH

- 7.1 Umumiy tushunchalar. Sof va ko‘ndalang egilish.....
- 7.2 Egilishda normal kuchlanishlarni aniqlash.....
- 7.3 Ko‘ndalang egilishda urinma kuchlanishlarni aniqlash.....
- 7.4 Ko‘ndalang kuch, eguvchi moment va berilgan kuch intensivligi orasidagi bog‘lanishlar.....
- 7.5 Balkalarni normal kuchlanish bo‘yicha egilishdagi mustahkamlik sharti.....
- 7.6 Balkalarni urinma kuchlanish bo‘yicha mustahkamlik shart
- 7.7 Oddiy kesimlarning qarshilik momentlari.....
- Nazorat va muhokama savollari.....

VIII BOB. EGILISHDA DEFORMATSIYALARNI ANIQLASH

- 8.1 Umumiy tushunchalar.deformatsiya turlari.....
- 8.2 Deformatsiyalarni universal formula yordamida aniqlash...
- 8.3 Deformatsiyalarni aniqlash energetik usuli.Kostelyano

	teoremasi.....
8.4	Deformatsiyalarni aniqlash.Mor integrali.....
8.5	Vereshagin formulasi.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

IX BOB. STATIK NOANIQ SISTEMALAR

9.1	Umumiy tushunchalar.....
9.2	Asosiy ekvivalent sistemalar.....
9.3	Kuch usuli.....
9.4	Statik noaniq ramalarning simmetriklik xususiyatidan foydalanib yechish.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

X BOB. MURAKKAB QARSHILIK

10.1	Asosiy tushunchalar.Murakkab qarshilik.....
10.2	Qiyshiq egilish.....
10.3	Markaziy bo‘lmagan cho‘zilish va siqilish.....
10.4	Kesim yadrosi.....
10.5	Egilish bilan buralishning birgalikdagi ta‘siri.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

XI BOB. BO‘YLAMA EGILISH

11.1	Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi.....
11.2	Kritik kuchni aniqlash. Eyler formulasi.....
11.3	Kritik kuchlanish va eyler formulasini ishlatish chegarasi.....
11.4	Siqilgan sterjenlarni hisoblash.....
	Nazorat va muhokama savollari.....

XII BOB. TEZLANISH BO‘YICHA HARAKATLANAYOTGAN KONSTRUKSIYA ELEMENTLARINI HISOBLASH

- 12.1 Harakatlanish ta'sirida hosil bo'ladigan ichki kuchlar. Inertsiya kuchlari.....
- 12.2 Ilgarilanma harakatdagi sistemalarni hisoblash.....
Nazorat va muhokama savollari.....

XIII BOB. ZARBALI YUKLANISHDA MUSTAHKAMLIKKA HISOBLASH

- 13.1 Umumiy tushunchalar.....
- 13.2 Vertikal zarba.....
- 13.3 Gorizontal zarba.....
- 13.4 Burovchi zarba.....
Nazorat va muhokama savollari.....

XIV BOB. O'ZGARUVCHAN KUCHLANISHLAR

- 14.1 Umumiy tushunchalar.....
- 14.2 Chidamlilik chegarasini aniqlash.....
- 14.3 Nosimmetrik sikl uchun chidamlilik chegarasini aniqlash diagrammasi.....
- 14.4 Materiallarning toliqishiga ta'sir etadigan faktorlar.....
- 14.5 Tashqi muhitning material toliqishiga ta'siri.....
- 14.6 O'zgaruvchan kuchlanishlarda mustahkamlikka hisoblash va ehtiyot koeffitsiyentini aniqlash.....
Nazorat va muhokama savollari.....

II ГЛАВА. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

2.1-§ Основные понятия.

- 2.2-§ Деформации при растяжение и сжатие.
- 2.3-§ Закон Гука.
- 2.4-§ Условие прочности при растяжение и сжатии.
- 2.5-§ Испытание конструкционных материалов.
- 2.5.1-§ Испытание пластических материалов на растяжение.
- 2.5.2-§ Диаграмма сжатие пластичных материалов.
- 2.5.3-§ Диаграмма растяжение и сжатие хрупких материалов.
- 2.6-§ Статическ неопределимые задачи при растяжении и сжатии.
- 2.7-§ Напряжение и деформации возникающие при изменении температуры.
- 2.8-§ Учет собетвенного веса стержня при определение напряжение и деформации.

Контрольные вопросы.

III ГЛАВА. ТЕОРИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТАЯНИЯ. ГЛАВНЫЕ ПЛОШАДКИ И ГЛАВНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ.

- 3.1-§ Напряженное состояние в точка тела.
- 3.2-§ Виды напряженных состоянии.
- 3.3-§ Линейное напряженное состояние.
- 3.4-§ Плоское напряженное состояние.
- 3.5-§ Круг Мора.
- 3.6-§ Плоское.
- 3.7-§ Объемное напряженное состояние.
- 3.8-§ Обобщенный закон Гука.
- 3.9-§ Потенциальное энергия деформации.
- 3.10-§ Теории прочности

Контрольные вопросы.

IV ГЛАВА. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИИ

4.1-§ Основные понятие.

4.2-§ Статические моменты сечений.

4.3-§ Момент инерции плоских сечений.

4.4-§ Момент инерции простых сечений.

4.5-§ Момент инерции плоских сечений при параллельном переносе осей.

4.6-§ Момент инерции при повороте координатных осей плоских сечений.

Контрольные вопросы.

V ГЛАВА. СДВИГ

5.1-§ Чистый сдвиг. Деформации при сдвиге.

5.2-§ Потенциальная энергия при сдвиге.

5.3-§ Условия прочности при сдвиге.

5.4-§ Расчёт заклепок при сдвиге.

Контрольные вопросы.

VI ГЛАВА. КРУЧЕНИЕ

6.1-§ Основные понятие.

6.2-§ Напряжение и деформации при кручении цилиндрических стержней.

6.3-§ Условия прочности валов при кручении.

6.4-§ Условия жесткости валов при кручении.

Контрольные вопросы.

VII ГЛАВА. ИЗГИБ

7.1-§ Основные понятия. Чистый и поперечный изгиб.

7.2-§ Определение нормального напряжения при изгибе.

7.3-§ Определение касательного напряжения при поперечном изгибе.

7.4-§ Зависимость между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределенной нагрузки.

7.5-§ Условия прочности балки при изгибе по нормальному напряжению.

7.6-§ Условия прочности балки при изгибе по касательному напряжению.

7.7-§ Момент сопротивления простых сечений.

Контрольные вопросы.

VIII ГЛАВА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДЕФОРМАЦИИ ПРИ ИЗГИБЕ

8.1-§ Основные понятия. Виды деформации.

8.2-§ Определение деформации с помощью универсального уравнения.

8.3-§ Энергетические методы определения деформации. Теорема Костельяно.

8.4-§ Интеграл Мора.

8.5-§ Формула Верещагина.

Контрольные вопросы.

IX ГЛАВА. СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫЕ СИСТЕМЫ

9.1-§ Основные понятия.

9.2-§ Основные и эквивалентные системы.

9.3-§ Метод сил.

9.4-§ Расчёт статически неопределимых рам используя их симметрии.

Контрольные вопросы.

X ГЛАВА. СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

- 10.1-§ Основные понятия. Сложное сопротивление.
- 10.2-§ Косой изгиб.
- 10.3-§ Внецентренное растяжение и сжатие.
- 10.4-§ Ядро сечения.
- 10.5-§ Совместное действие изгиба и кручения.

Контрольные вопросы.

XI ГЛАВА. ПРОДОЛЬНЫЙ ИЗГИБ

- 11.1-§ Устойчивость сжатых стержней.
- 11.2-§ Определение критической силы. Формула Эйлера.
- 11.3-§ Критическое напряжение и предел применимости формулы Эйлера.
- 11.4-§ Расчёт сжатых стержней.

Контрольные вопросы.

XII ГЛАВА. РАСЧЁТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ, ДВИЖУЩИХСЯ С УСКОРЕНИЕМ

- 12.1-§ Внутренние силы вызванные движением. Силы инерции.
- 12.2-§ Расчёт поступательно движущихся систем.

Контрольные вопросы.

XIII ГЛАВА. РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ УДАРЕ

- 13.1-§ Основные понятия.
- 13.2-§ Вертикальный удар.
- 13.3-§ Горизонтальный удар.
- 13.4-§ Скручивающий удар.

Контрольные вопросы.

XIV ГЛАВА. ПЕРЕМЕННЫЕ НАПРЯЖЕНИЕ

- 14.1-§ Основные понятие.
- 14.2-§ Определение предела выносливости.
- 14.3-§ Диаграмма определение предела выносливости при асимметрии цикла.
- 14.4-§ Факторы влияющие на усталостность материалов.
- 14.5-§ Влияние внешней среды на усталостность материалов.
- 14.6-§ Расчёт на прочность и определение коэффициента запаса прочности при переменных напряжениях.

Контрольные вопросы.

Список литературы.

Приложение.

CONTENTS

CHAPTER 1. GENERAL DEFINITIONS

- 1.1. Main point of the subject of material's resistance
- 1.2. Elements of constructions
- 1.3. Definition of external loads
- 1.4. Deformation and its types
- 1.5. Hypotheses on resistance of materials
- 1.6. Internal forces. Method of the sections
- 1.7. Stresses

CHAPTER 2. STRETCHING AND COMPRESSION

- 2.1. General definitions
- 2.2. Deformation on stretching and compression
- 2.3. The law of Hooke
- 2.4. Strength conditions on stretching and compression
- 2.5. Testing constructional materials by experiment method
 - 2.5.1. Stretching Test of plastic materials
 - 2.5.2. Stretching diagram of plastic materials
 - 2.5.3. Stretching and compression diagram of fragile materials
- 2.6. Static inaccurate problems on stretching and compression
- 2.7. Deformation and strength, which are emerged by temperature
- 2.8. Strength and deformation which are emerged by private load of bar

CHAPTER 3. THEORETICS OF STRESS CONDITION. MAIN SURFACES AND MAIN STRESS

- 3.1. Stress condition of a point. Stress on a point. Main surfaces and main stress
- 3.2. Types of stress condition
- 3.3. Linear stress condition
- 3.4. Plain stress condition of a solid
- 3.5. The circle of Mohr
- 3.6. Plain stress condition
- 3.7. Volumetric stress condition of a solid
- 3.8. Generalized law of Guk
- 3.9. Comparative potential energy of deformation on volumetric stress
- 3.10. Theory of strength

CHAPTER IV. GEOMETRICAL CHARACTERISTICS OF PLANE FORMS

- 4.1. General definitions
- 4.2. Static moment of a form regarding to an axis
- 4.3. Inertia moment of a form regarding to an axis
- 4.4. Inertia moments of plain surfaces
- 4.5. Alternation of inertia moments while parallel moving of axes
- 4.6. Alternation of inertia moments when central axes are turned

CHAPTER V. SHEAR

- 5.1. Clear shear. Deformation on shearing
- 5.2. Potential energy on shearing
- 5.3. Strength term on shearing
- 5.4. Calculation of rivets on shearing

CHAPTER VI. TORSION

- 6.1. General definitions
- 6.2. Stress and deformation, which are evaluated by the torsion of cylindrical bars
- 6.3. Strength term of the shaft in torsion
- 6.4. Hardness term of torsional bars

CHAPTER VII. BENDING

- 7.1. General definitions. Pure and cross bending
- 7.2. Definition of normal stresses on bending
- 7.3. Definition of contact stresses on cross bending
- 7.4. Relations among cross load, bending moment and intensity of given load
- 7.5. Strength condition of bars on bending by normal stress
- 7.6. Strength condition of bars by contact stress
- 7.7. Resistance moment of ordinary sections

CHAPTER VII. DEFINITION OF DEFORMATIONS ON BENDING

- 8.1. General definitions. Types of deformation
- 8.2. Definition of deformations by using universal formulas
- 8.3. Energetic method of defining deformation. Theorem of Costhelyano
- 8.4. Defining deformations. Integral of Mhor
- 8.5. Formula of Vereshagen

CHAPTER IX. STATIC INACCURATE SYSTEMS

- 9.1. General definitions.
- 9.2. Basic equivalent systems
- 9.3. Method of force
- 9.4. Calculation of static inaccurate frames using their symmetric character

CHAPTER X. DIFFICULT RESISTENCE

- 10.1. General definitions. Difficult resistance.
- 10.2. Skew bending
- 10.3. Stretching and compressing that are not central
- 10.4. Core of a section
- 10.5. Unite influence of bending and tortion

CHAPTER XI. LONGITUDINAL BENDING

- 11.1. Firmness of stretched bars
- 11.2. Definition of critical load. Formula of Eyler
- 11.3. Working limits of critical stress and formula of Eyler
- 11.4. Calculation of stretched bars

XII. CALCULATION OF THE ELEMENTS OF CONSTRUCTION WHICH MOVING WITH ACCELERATION

- 12.1. Internal loads, which are evaluated by moving. Inertial forces
- 12.2. Calculation of systems, which are in the ahead moving

XIII. CALCULATION OF STRENGTH ON BEATING LOAD

- 13.1. General definitions.
- 13.2. Vertical beat.
- 13.3. Horizontal beat.
- 13.4. Torsion beat.

XIV. VARIABLE STRENGTH

- 14.1. General definitions

- 14.2. Definition of the durability limit
- 14.3. Definition of durability limit for no symmetrical cycle
- 14.4. Factors, which are influence on material's fatigue
- 14.5. Influence of environment on material's fatigue
- 14.6. Calculation of strength on variable stress and definition of caution coefficient