

A. Q. Usmanqulov, K. Ismayilov,
O. K. Adilov, Sh. R. Yaxshiboyev

MATERIALLAR QARSHILIGI



O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLY VA O‘RTA MAXSUS TA‘LIM VAZIRLIGI

A.Q.Usmanqulov, K.Ismayilov,
O.K.Adilov, Sh.R.Yaxshiboev

MATERIELLAR QARSHILIGI

(Oliy o‘quv yurtlari uchun o‘quv qo‘llanma)

1-QISM

TOSHKENT
“MASHHUR PRESS”

2018

531.534(075.8)

22.71

M 31

A.Q.Usmanqulov, K.Ismayilov, va bosh.

Materiallar qarshiligi [Matn]: *o'quv qo'llanma 1-qism/*

A.Q.Usmanqulov, K.Ismayilov, O.K.Adilov, Sh.R.Yaxshiboev

– Toshkent. “Mashhur Press”, 2018. – 344 bet.

ISBN 978-9943-5567-8-2

O'quv qo'llanmada materiallarning xossalarini tajribada tekshirish, bruslarning cho'zilishi (siqilishi), siljishi, buralishida kuchlanish va deformatsiyalar hamda tekis kesim geometrik tavsiflari o'rganiladi.

O'quv qo'llanma O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan tasdiqlangan namunaviy dasturi asosida, 5340200-“Bino va inshoot qurilishi” va 5310600 – “Er usti transport tizimlari va ularning elspluatatsiyasi” ta'lim yo'nalishlari talabalari uchun mo'ljallangan. Shuningdek, o'quv qo'llanmadan soha mutaxassislari va ilmiy izlanuvchilar ham foydalanishlari mumkin.

UO'D 531.534(075.8)

KBK 22.71

Ma'sul muharrir:

M.M.Mirsaidov – t.f.d., professor, O'z R FA akademigi.

Taqrizchilar:

X.Sh.Turaev – Samarqand Davlat arxitektura-qurilish instituti
professori, texnika fanlari doktori.

O.I.Eshniyozov – Samarqand Davlat Universiteti dotsenti, fizika-
matematika fanlari nomzodi.

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi oliy o'quv yurtlari ilmiy-uslubiy va o'quv-uslubiy birlashmalari faoliyatini muvofiqlashtiruvchi kengashi darslik sifatida tavsiya etgan.

ISBN 978-9943-5567-8-2

© “MASHHUR-PRESS”, 2018

© A.Q.Usmanqulov, K.Ismayilov va boshqalar. 2018

ANNOTATSIYA

O'quv qo'llanma tashqi kuchlar ta'sirida materiallar qarshiligining tajriba natijalari bilan tasdiqlangan qonunlarini nazariy keltirib chiqarishni o'z ichiga oladi.

O'quv qo'llanmada materiallar qarshiligining asosiy muammolari, fan va texnikaning hozirgi kun talablari darajasida yoritilgan. Cho'zilish (siqilish), siljish, materiallarning xossalari tajribada tekshirish, tekis kesim yuzalarining geometrik tavsiflari, siljish va buralish bo'limlarini o'zlashtirib olish uchun etarli darajada, qulay shaklda mukammal bayon mukammal bayon qilingan. Uning har bir bobida masalalar echib ko'rsatilgan va mustaqil echish uchun topshiriqlar, tayanch iboralar va nazorat savollari va topshiriqlar keltirilgan.

O'quv qo'llanma O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tomonidan tasdiqlangan namunaviy dasturi asosida, 5340200-Bino va inshoot qurilishi ta'lim yo'nalishi bo'yicha va 5310600 – Er usti transport tizimlari va ularning elspuatatsiyasi ta'lim yo'nalishlari talabalari uchun mo'ljallangan. Shuningdek, o'quv qo'llanmadan soha mutaxassislari va izlanuvchilar ham foydalanishlari mumkin.

АННОТАЦИЯ

Учебное пособие содержит теоретические выводы законов сопротивления материалов действию внешних сил, подкрепленные опытными данными.

В учебное пособие освещены основные вопросы сопротивление материалов, отражающие современный уровень науки и техники. Достаточно подробно изложены в удобной для усвоения форме разделы растяжение (сжатие), экспериментальные механических характеристик материалов, геометрические характеристики плоских сечений, сдвиг и кручения. В каждой его главе приведены решенные примеры, задачи для самостоятельного решения, даны ключевые слова и вопросы теста.

Учебное пособие написано на основе типовой программы Министерства высшего и среднего специального образования Республики Узбекистан, в направлении образования 5340200-Строительство зданий и сооружений и 5310600 – Наземные транспортные системы и их эксплуатация, в качестве учебного пособия для студентов университета и высших технических учебных заведений.

ANNOTACIYA

The Scholastic allowance contains the theoretical findings of the laws of the resistance material action of external power, supported experienced data.

In Scholastic allowance is stated the main questions resistance material, reflecting modern levee sciences and technology. It is Enough are in detail stated in suitable for assimilation to form of the section sprain(the compression), experimentally mechanical features material, geometric features of the flat sections, shift and torsion.

The Scholastic allowance is written on base of the standard program Ministry high and average special forming the Republic Uzbekistan, in direction of the formation 5340200-Building activity and buildings, 5310600 - a Mechanical engineers as scholastic allowance for student of the university and high technical educational institutions.

SO‘Z BOSHI

Respublikamizda ma’rifat va ma’naviyatni yuksaltirish, ta’lim– tarbiya tizimini shakllantirish, uning milliy zaminini mustahkamlash, zamon talablari bilan uyg‘unlashtirish asosida jahon andozalari darajasiga ko‘tarish, O‘zbekiston Respublikasining «Ta’lim to‘g‘risida»gi Qonuni va «Kadrlar tayyorlash milliy dasturi» talablarini amalga oshirishda, hamda yosh avlodni yuqori saviyada tayyorlash bugungi kunning dolzarb vazifasidan biri bo‘lganligi sababli «Materiallar qarshiligi» fanidan o‘quv qo‘llanma tayyorlandi.

Aynan shu maqsadda, ushbu o‘quv qo‘llanma mualliflarning uzoq yillar davomida turli oliy o‘quv yurtlarida o‘qigan ma‘ruzalari, amaliy mashg‘ulotlarida to‘plagan va sinovdan o‘tgan tajribalari asosida yozilgan. Bunda, «Materiallar qarshiligi» fanining so‘nggi yutuqlariga tayangan xorijiy mualliflarning fan sohasidagi yaratilgan yangi avlod darsliklari va o‘quv qo‘llanmalaridan foydalanib, talabalar tomonidan o‘z bilimlarini baholash va mustaqil nazorat qilish uchun tayyorlagan test savollari hamda zamonaviy pedagogik texnologiyalar asosida amaliy misol va masalalar keltirildi.

Bino va inshootlarni hisoblash uslublari zaminida ishonchlilik va iqtisodiy samaradorlik, ya’ni materiallarga sarflanadigan xarajatlarni kamaytirish masalasi ko‘ndalang turadi. Ishonchlilik tushunchasi esa konstruksiyaga qo‘yiladigan talablardan kelib chiqadi. Masalan, qurilish (metall, yog‘och, temirbeton va tosh-g‘isht) konstruksiyalari va mashinalari uchun chegaraviy holatlar bo‘yicha hisoblashdan maqsad loyihalananayotgan konstruksiya va mashinlarda chegaraviy holatni yuzaga kelmasligini, ya’ni mustahkam, bikir va ustuvor bo‘lishini ta’minlashdan iborat.

O‘quv qo‘llanmani tayyorlashda bakalavriyat ta’lim yo‘nalishlarida tahsil olayotgan talabalar kelgusida mustahkam, bikir va ustuvor konstruksiyalarni loyihalashlari uchun “Metal konstruksiyalari”, “Yog‘och va plastmassa konstruksiyalari”, “Temirbeton va tosh-g‘isht konstruksiyalari” fanlaridan o‘tiladigan mavzular va ularga tegishli atama va iboralarga e’tibor qaratildi.

Ayniqsa “Materiallar qarshiligi” faninig asosiy tushunchalari, cho‘zilash va siqilish, materiallarning xossalarini tajribada tekshirish, murakkab kuchlanish, siljish, tekis kesim yuzalarining geometrik tavsiflari va buralish mavzulari bo‘yicha talabalar tomonidan o‘z bilimlarini mustaqil tekshirish, o‘zlashtirib olishlariga, ko‘nikma va malakalarni ularda shakllantirish, kerakli o‘quv materialini mustaqil izlash va topishga, amaliy faoliyatlarida bu bilimlarni qo‘llashni o‘rgatish hamda qobiliyatlarini rivojlantirish masalalarini kengroq ochib berdi.

O‘quv qo‘llanma O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta’limvazirligi tomonidan tasdiqlangan «Materiallar qarshiligi» fani bo‘yicha tayyorlangan namunaviy va ishchi dasturi asosida, oliy texnika o‘quv yurtlari talabalarining tasavvurini kengaytirishga, bilimlarni mustaqil o‘zlashtirib olishga, dastlabki bilimlarini rivojlantirishga va chuqurlashtirishga mo‘ljallab tayyorlandi.

Mualliflar, qo‘lyozma bilan tanishib qimmatli maslahatlar, fikr va ko‘rsatmalar bergan t.f.d., professor T.M.Mavlonov, t.f.d., professor X.SH.Turayev hamda t.f.n., dotsent V.F.Usmonov, dotsent A.Ibragimov va assistent S.S.Amanovlarga o‘z minnatdorchiligini bildiradilar.

O‘quv qo‘llanma to‘g‘risidagi barcha fikr va mulohozalarni mualliflar jamoasi mamnuniyat bilan qabul qiladi.

I bob. ASOSIY TUSHUNCHALAR

1.1-§. Materiallar qarshiligi masalalari va asosiy tushunchalar

Amalda ishlatiladigan barcha bino, inshoot va mashinalar konstruksiya elementlariga qo'yiladigan asosiy talablar, ularning mustahkamligi, bikirligi va ustivorligini taminlashdir.

Fanni o'rganishdan maqsad konstruksiyalar va ularning qismlari mustahkamligi, bikirligi va ustivorligini ta'minlash usullarini yaratish va asoslashdan iborat.

Bu masalalarni hal qilish konstruksiya elementlarini to'g'ri loyihalash va hisoblash hamda bino, inshoot, mashina mexanizmlari va boshqalarning ekspluatatsiya jarayoni davomiyligi davrida to'liq va ishonchli ta'minlashdir.

Muhandislar inshootlarni qurishda mehnat ham, material ham eng kam sarf qilish maqsadida o'tkazilgan hisoblashlar natijasida ko'p variantli loyihalar tuzadi va ulardan eng arzon, qulay hamda yuqorida qo'yilgan uchta talablarga javob beradigan loyiha tanlab olinadi.

Materiallar qarshiligi - mashina va inshoot qismlarining mustahkam, bikir va ustivor bo'lishini taminlashda zarur bo'lgan zo'riqish va deformatsiyalarni aniqlash usullarini o'rgatuvchi fandır.

Mustahkamlik - konstruksiya elementlarining yemirilmasdan tashqi kuchga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir.

Bikirlilik - konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta'siridan katta deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir.

Ustivorlik – tashqi kuch ta'sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatini saqlash qobiliyatidir.

Nazariy mexanika fanining materiallar qarshiligi fanidan farqi shundaki, nazariy mexanika fanida jism *absolyut qattiq jism*, ya'ni deformatsiyalanmaydi deb qaraladi. Materiallar qarshiligi fanida esa aksincha, qattiq jism deformatsiyalanadi deb qaraladi.

Nazariy mexanikada absolyut qattiq jism qaralganligi sababli tashqi kuchlar ta'sirida bo'lgan absolyut qattiq jismlar o'z geometrik o'lchamlari va shaklini o'zgartirmaydi. Shu sababli nazariy mexanikada jismlar mustahkamlikka, bikirlikka va ustivorlikka tekshirilmaydi.

Materiallar qarshiligi fanida jismlar deformatsiyalanadi deb qaraladi, ya'ni tashqi kuchlar ta'siri natijasida jismlarning geometrik o'lchamlari yoki shakli o'zgaradi. Jismlarning tashqi kuchlar ta'sirida geometrik o'lchami yoki shaklini o'zgartirishiga *deformatsiya* deb ataladi va u quyidagilarga bo'linadi:

1. Jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini to'liq qayta tiklasa, bunday deformatsiyaga *elastik deformatsiya* deyiladi.

2. Jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklay olmasa, bunday deformatsiyaga *plastik (qoldiq) deformatsiya* deyiladi.

1.2-§. Konstruksiya elementlari va tuzilmalari

Amaliyotda uchraydigan konstruksiya elementlari quyidagi guruhlarga bo'linadi.





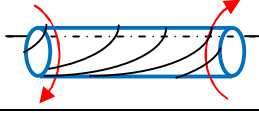
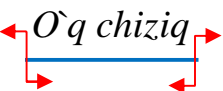
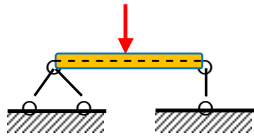
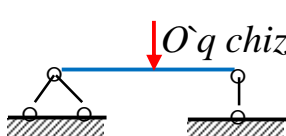


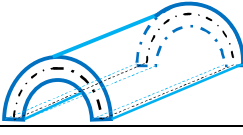

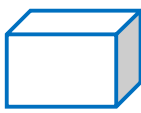
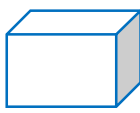
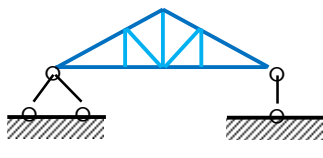
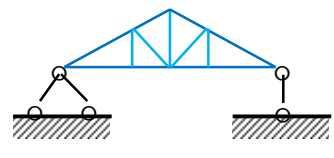

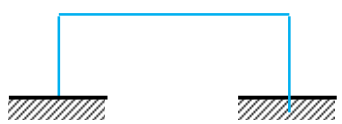
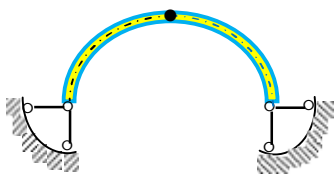
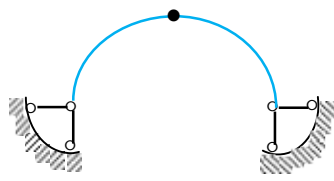
1. *Bruslar guruhi*. Ko'ndalang kesim o'lchamlari uzunlik o'lchamiga nisbatan juda kichik bo'lgan konstruksiya elementlariga *bruslar* deb ataladi (1.1,a-chizma) va ular quyidagilarga bo'linadi:

a) cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi ingichka brus *sterjen* deb ataladi (1.1,b-chizma).

b) buralishga qarshilik ko'rsatuvchi brusga *val* deb ataladi, masalan aylanma harakatni elektrodvigateldan stanokka uzatuvchi sterjen (1.1,c-chizma).

v) egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusga *to'sin* deb ataladi (1.1,d-chizma).

2. *Plastinka yoki plita yoxud qobiqlar guruhi*. Qalinligi qolgan boshqa o'lchamlariga nisbatan juda kichik bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan konstruksiya elementlariga *plita yoki plastinka* deb ataladi (1.1,e-chizma).

	<i>Konstruksiya elementlari nomlanishi</i>	<i>Konstruksiya elementlari turlari ko‘rinishi</i>	<i>Konstruksiya elementlari turlari hisob sxemalari</i>
<i>a</i>	<i>Brus</i>		<i>O‘qchiziq</i> 
<i>b</i>	<i>Sterjen</i>		<i>O‘q chiziq</i> 
<i>c</i>	<i>Val</i>		<i>O‘q chiziq</i> 
<i>d</i>	<i>To‘sin</i>		<i>O‘q chiziq</i> 
<i>e</i>	<i>Plita yoki plastinka</i>		<i>O‘rta tekislik</i> 
<i>f</i>	<i>Qobiq</i>		<i>O‘rta sirt</i> 
<i>g</i>	<i>Massiv</i>		
<i>h</i>	<i>Ferma</i>		
<i>i</i>	<i>Rama</i>		
<i>k</i>	<i>Arka</i>		

1.1-chizma. Konstruksiya elementlari.

3. Qalinligi qolgan boshqa o‘lchamlariga nisbatan juda kichik bo‘lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya elementlariga *qobiq* deb ataladi (1.1,f-chizma).

4. *Massivlar guruhi*. Uchala o'lchami bir xil tartibda bo'lgan konstruksiya elementlariga *massiv* deb ataladi (1.1,g-chizma).

5. *Ferma* deb bir necha sterjenlarni sharnirlar yordamida biriktirishdan hosil bo'lgan geometrik o'zgarmas sistemaga aytiladi (1.1,h-chizma).

6. *Rama* deb bir necha sterjenlarni bikir qilib biriktirishdan hosil bo'lgan sterjenlar sistemasiga aytiladi (1.1,i-chizma). Ramalar yuklanganda sterjenlari egilib, ular tutashgan nuqtalaridagi to'g'ri burchaklari o'zgarmaydi.

7. O'zaro bitta oraliq sharnir vositasida biriktirilgan va asosga ikkita qo'zg'almas sharnirli tayanchlar yordamida tiralgan ikki egri brusdan tashkil topgan geometrik o'zgarmas sistema *uch sharnirli arka* deb ataladi (1.1,k-chizma).

1.3-§. Kuchlar tasnifi

Bino, inshootlar va mashina konstruksiyalari ish va ekspulatatsiya jarayonida turli yuklar ta'siriga qarshilik ko'rsatadi. Bu yuklarni quyidagi guruhlarga bo'lish mumkin (1.1-jadval).

Sirtqi va hajmiy yuklar. Jismga qo'shni bo'lgan ikkinchi jismdan o'tuvchi kuchlarga *sirtqi kuchlar* deb ataladi.

Jismning ichki barcha zarrachalariga ta'sir etuvchi kuchlarga *hajmiy kuchlar* deb ataladi. Hajmiy kuchga misol qilib jismning xususiy og'irligini, inersiya kuchlarini, magnit tortish kuchlarini va boshqalarni keltirish mumkin.

Masalalarni yechish oson bo'lishi uchun muhandislik amaliyotida materiallar qarshiligida hajmiy kuchlar, odatda, chiziq bo'yicha taqsimlangan kuchlar bilan yoki jismning ayrim bo'laklarga ajratilib shu bo'laklarning og'irlik markazlariga qo'yilgan to'plangan kuchlar jismning butun hajmiga taqsimlangan deb qaraladi.

Taqsimlangan va to'plangan yuklar. Sirtqi kuchlar konstruksiya sirti yuzasiga yoki uning elementining biror sirti yuzasi bo'yicha taqsimlangan bo'lishi mumkin. Taqsimlangan kuchlar q intensivlik bilan xarakterlanib, u ixtiyoriy qonun asosida o'zgaruvchi yoki doimiy bo'lishi mumkin. Doimiy yuk element sirti bo'yicha tekis

taqsimlangan bo‘ladi. Sirt bo‘yicha taqsimlangan kuch yuza birligiga to‘g‘ri kelgan kuchning miqdori bilan xarakterlanib o‘lchov birligi N/m^2 (Pa).

Sterjenlarni hisoblashda sirt bo‘yicha taqsimlangan kuchlar sterjen uzunligi bo‘yicha chiziqli qonun asosida taqsimlangan kuchlarga keltiriladi. Chiziq bo‘yicha taqsimlangan uzunlik birligiga to‘g‘ri kelgan kuchning miqdori bilan xarakterlanib o‘lchov birligi N/m. Taqsimlangan sirtqi kuchlarga misol sifatida silindrik idishdagi suyuqlikning bosimini, qorning bino tomiga bosimini, shamolning ta’sirini va boshqalarni keltirish mumkin.

Konstruksiya o‘lchamiga nisbatan juda kichik sirtiga ta’sir etuvchi kuchlar *to‘plangan kuchlar* deb ataladi va ularni *bir nuqtaga qo‘yilgan* deb faraz qilamiz, to‘plangan kuchlarning o‘lchov birligi Nyuton (N).

Statik va dinamik yuklar. Yuk o‘z miqdori, qo‘yilgan nuqtalari yoki yo‘nalishlarini sekin-asta oxirgi qiymatigacha o‘zgartiradigan, ya’ni tezlanishlari e’tiborsiz bo‘lgan yuklarga *statik yuklar* deyiladi.

Yuklar o‘z miqdor va qo‘yilgan nuqtalarni juda qisqa vaqt mobaynida juda katta tezlik bilan o‘zgartirsa bunday yuklarga *dinamik yuklar* deyiladi. Bunda konstruksiya tebranishlar chastotasi va inersiya kuchlarini e’tiborga olish shart va ularni aniqlash, hisoblash ishlarining katta qismini tashkil etadi.

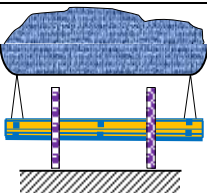

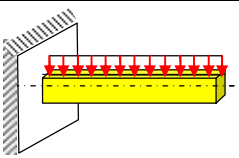
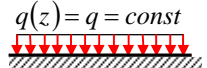
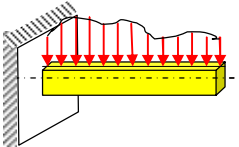
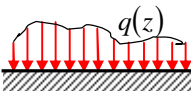
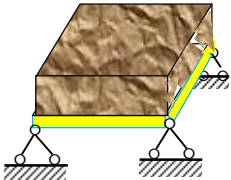
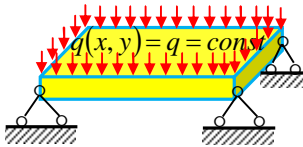
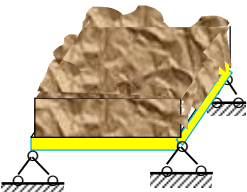
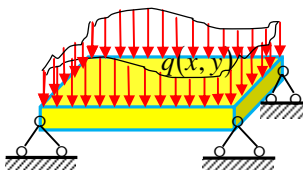
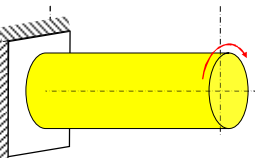
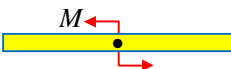
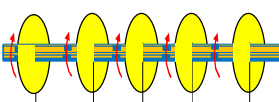
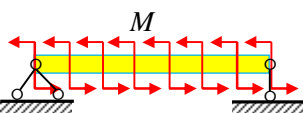
Doimiy va vaqtincha yuklar. Yuklarni bunday turlarga bo‘lish konstruksiya elementlari hisoblash usuli bilan asoslanib, ayrim hollarda ishonchlilik yuk koeffitsientini kiritish va ehtiyotlik koeffitsientlarini kiritish bilan tushuntiriladi.

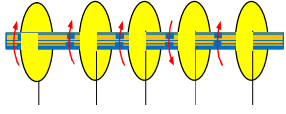
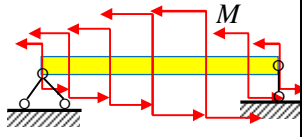

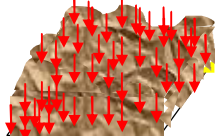
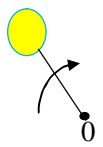
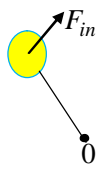
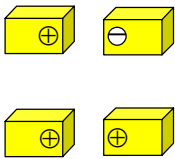
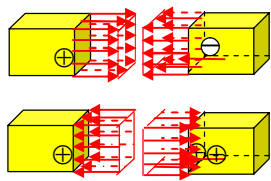
Konstruksiyalarni ekspluatatsiya qilish jarayonida ta’sir etadigan yuklar doimiy yuklardir (masalan xususiy og‘irligi).

Vaqtincha yuk ma’lumbir davrda ta’siri retadi, masalan odamlarning va jihozlarning bino yopilmalariga bosimi, shamolning minoraga bosimi va boshqalar. Ekspluatatsiya jarayonida bu yuklarning ta’sir etish xarakteri va miqdori jiddiy o‘zgarishi mumkin.

Kuchlar tasnifi

1.1-jadval

	<i>Konstruksiya elementlari turlari</i>	<i>Ta'sir kuchlari ko'rinishi</i>	<i>Yuklar yoki kuchlarning nomi</i>	<i>Yuklar yoki kuchlarning o'lchov birligi</i>
<i>I</i>	<i>Sirtqi yuklar yoki kuchlar</i>			
<i>a</i>			<i>To'plangan yoki bir nuqtaga ta'sir etuvchi yuk</i>	N .
<i>b</i>			<i>Chiziq bo'yicha tekis taqsimlangan yuk</i>	$\frac{N}{m}$
<i>c</i>			<i>Chiziq bo'yicha notekis taqsimlangan yuk</i>	$\frac{N}{m}$
<i>d</i>			<i>Yuza bo'yicha tekis taqsimlangan yuk</i>	$\frac{N}{m^2}$
<i>e</i>			<i>Yuza bo'yicha notekis taqsimlangan yuk</i>	$\frac{N}{m^2}$
<i>f</i>			<i>To'plangan yoki bir nuqtaga ta'sir etuvchi yuk</i>	$N \cdot m$
<i>g</i>			<i>Chiziq bo'yicha tekis taqsimlangan moment</i>	$N \cdot m / m$

<i>h</i>			<i>Chiziq bo'yicha notekis taqsimlangan moment</i>	$N \cdot m / m$
<i>II</i>	<i>Hajmiy yuk yoki kuchlar</i>			
<i>a</i>			<i>Jismlarning xususiy og'irligi</i>	N / m^3
<i>b</i>			<i>Aylanayotgan jismning inertsiya kuchlari</i>	N / m^3
<i>c</i>			<i>Magnitlarning tortishish kuchlari</i>	N / m^3

Sirtqi kuchlardan tashqari konstruksiya elementlari temperaturasining o'zgarishi (qizishi va sovushi) natijasida ham hosil bo'ladi.

1.4-§. Ichki kuchlar. Kesish usuli

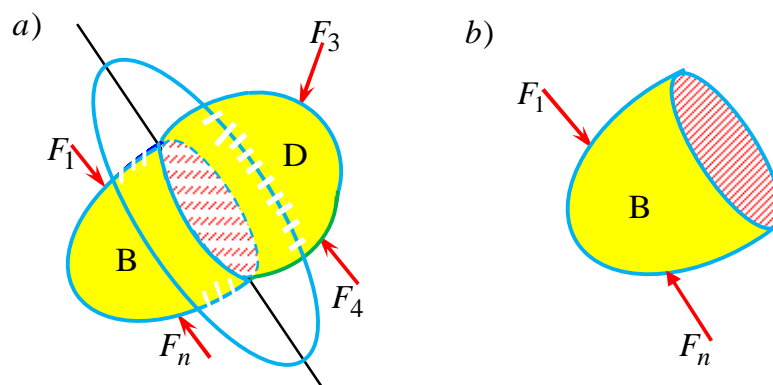
Jism tashqi kuchlar ta'sirida, garchi muvozanatda bo'lsa ham, ma'lum darajada deformatsiyalanadi, buning natijasida jismning zarrachalari bir – biridan qochishga yoki o'zaro yaqinlashishga intiladi, ana shu intilishda hosil bo'lgan reaksiya

kuchlari zarrachalar muvozanatini saqlaydi. Zarrachalar muvozanatini saqlovchi reaksiya kuchlar *ichki kuchlar* yoki *zo'riqish kuchlari* deb ataladi.

Jism kesimlarida hosil bo'ladigan zo'riqish kuchlarining teng ta'sir etuvchisini topish uchun kesish usulidan foydalaniladi. Jismga qo'yilgan kuchlar sistemasi va unda hosil bo'lgan reaksiya kuchlari ta'sirida muvozanatda bo'ladi (1.2– chizma).

Qaralayotgan jismning kesimlarida hosil bo'lgan ichki kuchlarni aniqlash uchun *kesish usulidan* foydalanamiz. Kesish usulida ketma - ket quyidagi amallar tartib bilan bajarish zarur:

1. Kuchlar sistemasi ta'sirida muvozanatda bo'lgan jismni ixtiyoriy kesimidagi ichki kuchni aniqlash uchun, jismning shu kesimdan o'tuvchi tekislik bilan fikran kesib, ikki bo'lakka (B-chap va D-o'ng) ajratiladi (1.2,a-chizma);



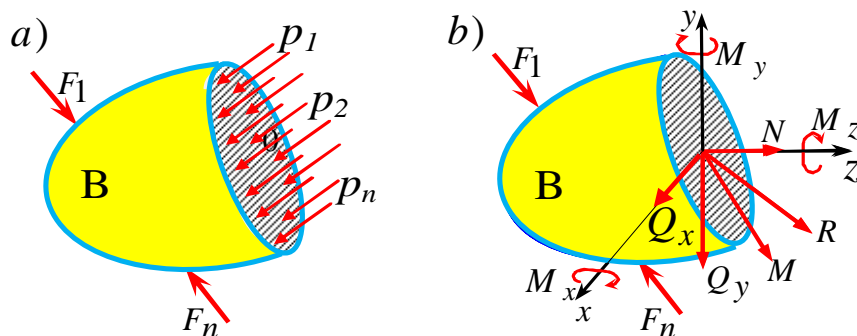
1.2-chizma. Tashqi kuchlar ta'sirida muvozanat holatdagi jism.

2. Ajratilgan bo'laklardan biri masalan o'ng tomoni D tashlab yuborib, chap tomonini olib qolamiz, bunda olib qolingani qismining muvozanati buziladi (1.2,b-chizma);

3. Olib qolingani B qismining muvozanati buzilmasligini ta'minlash maqsadida tashlab yuborilgan qismining ta'sirini $p_1, p_2, p_3, \dots, p_n$ kuchlar bilan almashtiramiz, bu kuchlar kesim yuzi bo'yicha ixtiyoriy qonun asosida taqsimlanadi (1.3,a-chizma), ular kesimning har bir nuqtasiga ta'sir etadi. Natijada jismning olib qolingani qismining muvozanati tiklanadi.

4. Olib qolingani qism uchun statika muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{cases} \sum X = 0; & \sum Y = 0; & \sum Z = 0; \\ \sum M_x = 0; & \sum M_y = 0; & \sum M_z = 0. \end{cases} \quad (1.1)$$



1.3-chizma. Tashqi va ichki kuchlar ta'sirida muvozanat holatdagi jism.

Tashqi kuchlar ta'siridan jismda hosil bo'lgan noma'lum ichki kuchlarning soni cheksiz ko'p bo'lgani sababli ularni (1.1) tenglamalardan bevosita topib bo'lmaydi, chunki zo'riqish kuchlari kesim bo'yicha ixtiyoriy qonun asosida taralgan. Demak, zo'riqish kuchlarining yoyilish qonunini bilish maqsadida tashqi kuchlar ta'siridan jismda hosil bo'ladigan deformatsiyani tekshirish lozim. Deformatsiyaning hosil bo'lish xarakteriga qarab, jism kesim yuzasida zo'riqish kuchlarining taqsimlanish qonunini bilish mumkin. Natijada jism kesim yuzasiga ta'sir etayotgan qo'yilgan zo'riqish kuchlarni birorta bosh vektor R va bosh moment M bilan almashtirish mumkin bo'ladi (1.3,b-chizma). Qaralayotgan masalani (1.1) tenglamalar yordamida yechish mumkin bo'ladi.

Demak, bulardan chiqadigan *xulosa* shuki, ichki kuchlar masalasini to'liq hal qilish uchun uning quyidagi tomonlarini tekshirish lozim ekan:

- a) statik tomoni, ya'ni jismning tekshirilayotgan qismining muvozanat tenglamalarini tuzish;
- b) geometrik tomoni,– ya'ni jismning deformatsiyasini tekshirish;
- v) fizik tomoni,– ya'ni jism deformatsiyasi bo'yicha ichki kuchlarning taqsimlanish qonunini bilish;
- g) sintez,– ya'ni masalaning statik, geometrik va fizik tomonlarini o'rganish natijasida keltirib chiqarilgan tenglamalarni ichki kuchiga nisbatan yechish.

Bosh R vektorni koordinata o'qlari bo'yicha tashkil etuvchi N_z bo'ylama va Q_x , Q_y ko'ndalang kuchga, bosh M momentni burovchi M_z va M_x , M_y eguvchi momentlarga ajratamiz (1.3,b-chizma). Bular ichki kuch omillari deb ataladi.

Bu ichki kuch omillaridan konstruktsiya elementlarida quyidagi deformatsiyalar hosil bo'ladi:

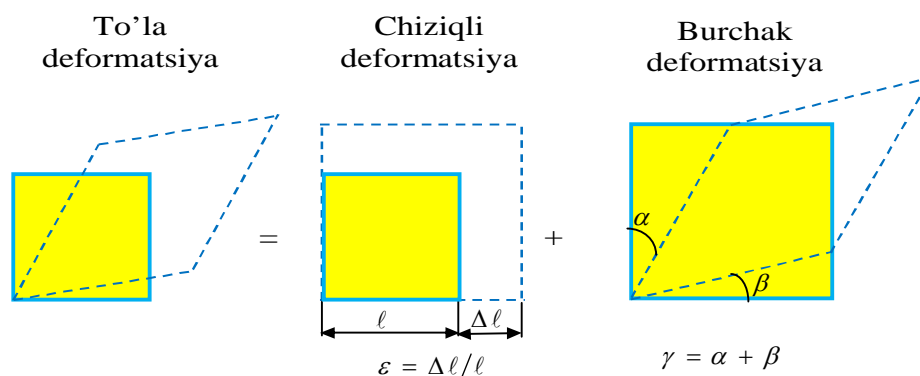
1.5-§. Deformatsiyalar to'g'risida tushuncha

Deformatsiya va ko'chishning farqini bilish shart.

Jism nuqtalari holatining fazoda o'zgarishi *ko'chish* deb ataladi.

Jism shakli va o'lchamlarining o'zgarishiga *deformatsiya* deb ataladi.

Deformatsiyalar *chiziqli va burchak* ko'rinishida bo'lishi mumkin.



1.4-chizma. Deformatsiyalar.

Chiziqli deformatsiya jism o'lchamlarining o'zgarishini xarakterlaydi. U *absolyut* $\Delta\ell$ *chiziqli* va *nisbiy* $\varepsilon = \Delta\ell/\ell$ bo'ladi. Bu ikki deformatsiyaning nisbiy deformatsiyasidan foydalanish maqsadga muvofiq, chunki u jism o'lchamlariga bog'liq emas.

Burchak deformatsiya jism shaklining o'zgarishi bilan xarakterlanadi va odatda siljish burchak deb ataladi.

Siljish burchak - bu dastlabki to'g'ri burchakning $\gamma = \alpha + \beta$ o'zgarishidir [16,-24 bet].

To'la deformatsiya chiziqli va burchak deformatsiyalarning yig'indisiga teng (1.4-chizma).

1.6-§. Deformatsiya turlari

Jismga ta'sir etayotgan kuchlarning qo'yilish xarakteriga qarab jism kesimi bo'ylab tarqalish qonuni bilan farq qiluvchi kuchlanishlarga asosan, deformatsiya bir nechta turlarga ajraladi:

1. *Cho'zilishi (siqilish) deformatsiyasi* – ko'ndalang kesimda faqat bitta nolga teng bo'lmagan ichki kuch – bo'ylama kuch ta'sir etadi.

2. *Siljish deformatsiyasi* – ko'ndalang kesimda faqat ko'ndalang kuch ta'sir etadi.

3. *Buralish deformatsiyasi* – ko'ndalang kesimda faqat burovchi moment ta'sir etadi.

4. *Egilish deformatsiyasi* – ko'ndalang kesimda eguvchi moment va ko'ndalang kuch ta'sir etadi.

5. *Murakkab qarshilik* – bir nechta oddiy deformatsiyalarning bir vaqtda ta'siri – cho'zilish-siqilish, buralish, egilish.

1.7-§.Kuchlanishlar to'g'risida tushunchalar

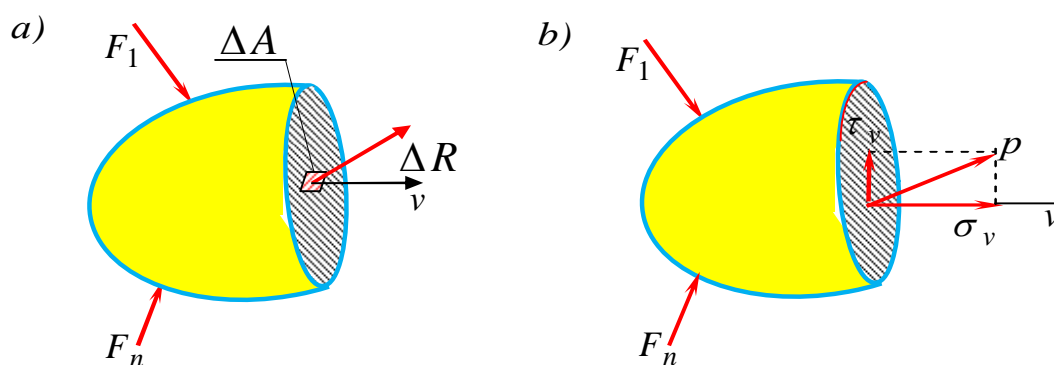
Jism kesimining birlik yuzalariga ta'sir etuvchi ichki kuch intensivligi *kuchlanish* deb ataladi.

Jism kesimining biror nuqtasi atrofida elementar yuzacha ΔA ajratamiz. Bu yuzachaga ta'sir etuvchi ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisini ΔR bilan belgilaymiz. Bu ichki kuchning elementar yuzachaga nisbati *o'rtacha kuchlanish* deyiladi va $p_{o'r}$ bilan belgilanadi, uning qiymati (1.5,a-chizma) quyidagi formuladan topiladi:

$$p_{o'r} = \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (1.2).$$

Ajratilgan elementar yuzacha (ΔA) kichiklashtirilib borilsa, kesim nuqtasidagi ichki kuch intensivligi shuncha haqiqatga yaqinroq bo'ladi. Agar elementar yuzacha (ΔA) nolga intilsa, shu nuqtadagi kuchlanish *haqiqiy kuchlanish* deb ataladi va quyidagicha ifodalanadi [30, part I, p-22]:

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (1.3)$$



1.5-chizma. Jism kesimidagi kuchlanishlar.

Tekshirilayotgan kesimning qaralayotgan nuqtasidagi kuchlanish vektor miqdordir, bu vektorning yo'nalishi $\Delta A \rightarrow 0$ dagi ΔR ning chekli yo'nalishiga to'g'ri keladi. Kuchlanish o'lchov birligi N/m^2 .

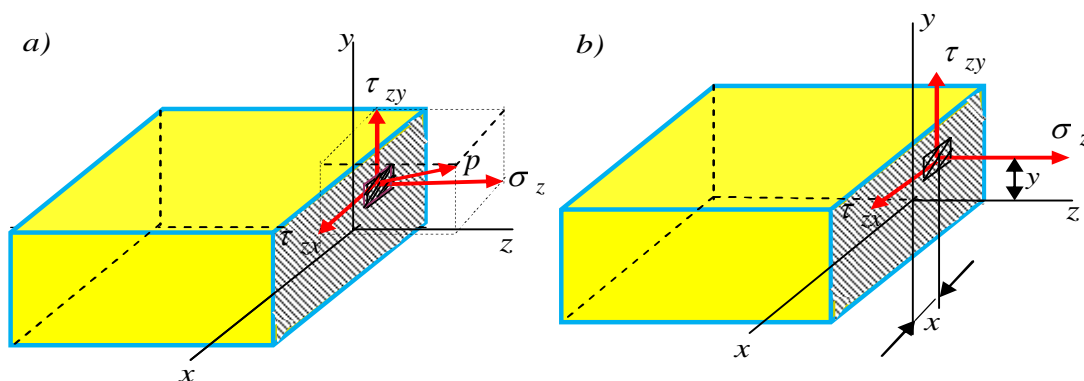
Jism kesimining biror nuqtasiga ta'sir qilayotgan kuchlanish ρ ni kesim yuzaga tik va parallel yo'nalgan ikkita tashkil etuvchiga ajratamiz (1.5,b-chizma). Bu tashkil etuvchilarning birinchisi *normal kuchlanish* va ikkinchisi *urinma kuchlanish* deyiladi. Normal kuchlanish σ , urinma kuchlanish τ harflari bilan belgilanadi. Bu uchala kuchlanishlar orasida quyidagi munosabat mavjud [30, part I, p-22]:

$$p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}. \quad (1.4)$$

Kuchlanish P vektorni koordinata o'qlariga parallel bo'lgan uchta tashkil etuvchiga ajratish qulaylik tug'diradi (1.6-chizma).

Chizmada urinma kuchlanishlar ikkita indeks bilan ko'rsatilgan, ulardagi birinchi indeks kuchlanish qaysi yuzada yotishini, ikkinchi indeks esa kuchlanish qaysi o'qqa parallel yo'nalganligini ko'rsatadi [30, part I,p-28].

$$dN_z = \sigma_z dA. \quad dQ_y = \tau_{zy} dA. \quad dQ_x = \tau_{zx} dA.$$



1.6-chizma. To'la kuchlanishning tashkil etuvchilari.

Bosh vektorning tashkil etuvchilarini topamiz:

$$N_z = \int_A \sigma_z dA. \quad Q_y = \int_A \tau_{zy} dA. \quad Q_x = \int_A \tau_{zx} dA. \quad (1.5)$$

Elementar momentlarni topamiz:

$$dM_z = (x\tau_{yz} + y\tau_{xz})dA. \quad dM_y = \sigma_z x dA. \quad dM_x = \sigma_z y dA.$$

Bosh momentning tashkil etuvchilarini topamiz:

$$M_z = \int_A (x\tau_{zy} + y\tau_{zx})dA. \quad M_y = \int_A \sigma_z x dA. \quad M_x = \int_A \sigma_z y dA. \quad (1.6)$$

1.8-§. Materiallar qarshiligining asosiy gipotezalari

Materiallar qarshiligida konstruksiya elementlarini hisoblashda material va detallarning bir-biriga ta'sir ko'rsatish xarakteriga nisbatan quyidagi gipotezalar qabul qilingan:

1-gipoteza. *Konstruksiya elementlari materiali yaxlit (g'ovaksiz) deb hisoblanadi*, ya'ni materialning diskret va atom tuzilishi e'tiborga olinmaydi. Jism

materiali deformatsiyagacha va deformatsiyadan keyin ham uzluksizdir. Buning natijasida deformatsiya va kuchlanishlarni koordinatalarning uzluksiz funksiyasi deb qaraladi. Bu gipoteza mayda zarrachali jismlar uchun juda qo‘l keladi. Bu gipoteza real materiallar uchun matematik analizning uzluksiz funksiya formulalarini ishlatishga asos bo‘ladi.

2-gipoteza. *Konstruksiya elementlari materiali bir jinsli va izotrop deb qaraladi*, ya’ni material har bir nuqtada, har bir yo‘nalishda bir xil xususiyatga ega deb hisoblanadi. Metall bir jinsli materiallardan bo‘lib, beton, tosh va g‘ishtning bir jinsli xususiyati kamroqdir.

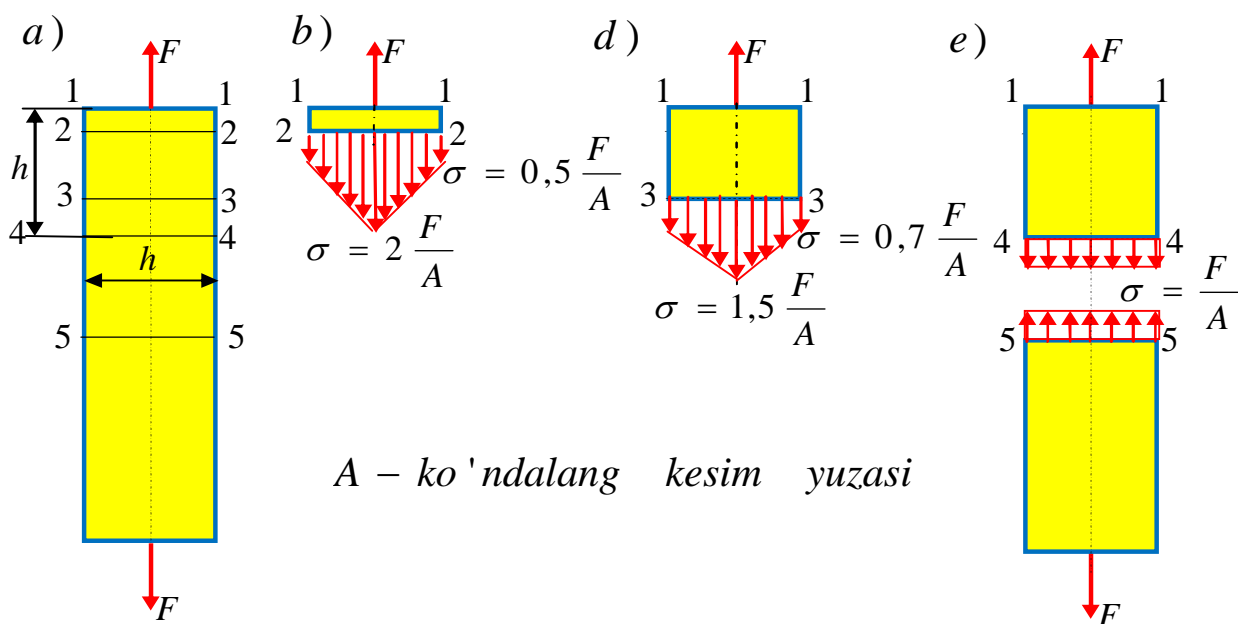
3-gipoteza. *Konstruksiya elementlari yuklanishdan oldin unda boshlang‘ich zo‘riqish kuchlari bo‘lmaydi deb faraz qilinadi*. Masalan po‘lat detallarning notekis sovishi, yog‘ochning notekis qurishi yoki betonning notekis qotishi natijasida ularda boshlang‘ich zo‘riqish kuchlari paydo bo‘ladi. Ushbu boshlang‘ich zo‘riqish kuchlari, umuman bizga noma‘lum, agar ularning miqdori tashqi yuklar ta‘siridan jismda hosil bo‘ladigan qo‘zg‘aluvchi zo‘riqish kuchlari miqdoriga qaraganda juda ham kichik bo‘ladi. Agar, boshlang‘ich zo‘riqish kuchlari sezilarli miqdorda ekanligi ma‘lum bo‘lsa, ularni tajriba yo‘li bilan aniqlash lozim bo‘ladi.

4-gipoteza. *Kuchlar ta‘sirining mustaqillik prinsipi*. Ushbu prinsipga asosan kuchlar sistemasi ta‘sirining natijasida bu kuchlarni yo ketma-ket yoki tartibsiz qo‘yilishidan hosil bo‘ladigan ta‘sirilar natijasiga teng deb faraz qilinadi. Ushbu prinsipdan nazariy mexanikada keng ko‘lamda foydalanilsa ham, deformatsiyalanuvchi jismlar uchun undan quyidagi ikki shart:

1) kuch qo‘yilgan nuqtaning ko‘chishi jism o‘lchamlariga nisbatan juda ham kichik bo‘lish sharti;

2) ko‘chishlar, ta‘sir qiluvchi kuchlarga proporsional, ya’ni chiziqli bog‘langan bo‘lish sharti bajarilgan taqdirdagina foydalanish mumkin.

5-gipoteza. *Sen-Venan prinsipi*. Jismga qo‘yilgan kuchning ta‘sir nuqtasidan yetarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo‘ladigan ichki kuchlar xarakteri tashqi kuchning ta‘sir xarakteriga bog‘liq emas.



1.7-chizma. To'plangan kuchdan cho'zilgan sterjen.

Bu prinsip asosida, jismga u qadar katta bo'lmagan yuzachalarda taqsimlangan kuchlar shu kuchlarning teng ta'sir etuvchisini ifodalovchi bitta to'plangan kuch bilan almashtirilishi mumkin, buning natijasida hisoblash ishi osonlashadi. Misol tariqasida to'plangan kuchdan cho'zilgan sterjen 1.7,*a*-chizmada keltirilgan, 1.7,*b*-chizmada 2-2 kesimda kuchlanish tarqalish keskin o'zgarishi, 1.7,*d*-chizmada 3-3 kesimda kuchlanish tarqalish asta-sekin tekislana borishi, 1.7,*e*-chizmada kuch qo'yilgan kesimda yetarlicha uzoqdagi 4-4 kesimda kuchlanish tekis tarqalganligi ko'rsatilgan [30, part I, p-45].

Tayanch iboralar:

Materiallar qarshiligi, zo'riqish va deformatsiya, mustahkamlik, bikirlik, ustivorlik, absolyut qattiq jism, deformatsiyalanuvchi qattiq jism, geometrik o'lchami va shakli, elastik, plastik, bruslar, sterjen, val, to'sin, plastinka yoki plita, qobiq, massiv, ferma, rama, sirtqi kuch, hajmiy kuch, to'plangan kuch, Nyuton (N), statik yoki dinamik yuklar, ichki kuch yoki zo'riqish kuchi, reaksiya kuchi, kesish usuli, statikaning muvozanat tenglamalari, cho'zilish (siqilish)

deformatsiyasi, buralish, egilish, siljish, kuchlanish, o'rtacha kuchlanish, haqiqiy kuchlanish, normal va urinma kuchlanishlar, materiali yaxlit (g'ovaksiz), matematik analizning uzluksiz funksiyalari, bir jinsli va izotrop, boshlang'ich zo'riqish kuchlari, kuchlar ta'sirining mustaqillik prinsipi, Sen-Venan prinsipi.

Test savollari:

1. Materiallar qarshiligi fani nimani o'rgatadi?

mashina va inshoot elementlarining mustahkam, bikir va ustuvor bo'lishini ta'minlashda zarur bo'lgan zo'riqish va deformatsiyalarni aniqlash usullarini;

mashina va inshoot elementlarining fizik-ximik, biologik xossalarini;

mashina va inshoot elementlarini tayyorlash va ishlatish jarayonini;

mashina va inshoot elementlarining zanglash, yemirilish jarayonlarini;

2. Mustahkamlik – bu:

konstruksiya elementlarining yemirilmasdan tashqi kuchga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining yemirilmasdan tashqi kuchga qarshilik ko'rsata olmaslik qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining zanglamasdan tashqi kuchga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining yemirilmasdan tashqi va ichki kuchlarga qarshilik ko'rsatish qobiliyatidir;

3. Bikirlik – bu:

konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta'siridan katta deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta'siridan kichik deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta'siridan deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir;

konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta'siridan murakkab deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir

4. Ustuvorlik – bu:

tashqi kuch ta'sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatini saqlash qobiliyatidir;

tashqi kuch ta'sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatini saqlay olmaslik qobiliyatidir;

tashqi kuch ta'sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatiga qaytmaslik qobiliyatidir;

tashqi kuch ta'sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatini yo'qotish qobiliyatidir;

5. Deformatsiya – bu:

qattiq jismlarning tashqi fizik kuchlar ta'sirida o'z geometrik o'lchamlari va shaklining o'zgartirishidir;

qattiq jismlarning tashqi fizik kuch ta'sirida o'z muvozanat holatini saqlay olishi;

qattiq jismlarning tashqi fizik kuchlar ta'sirida o'z geometrik o'lchamlari va shaklining o'zgartirilmagandir;

qattiq jismlarning tashqi fizik kuchlar ta'sirida yemirilmasligidir;

6. Jismning elastik deformatsiyasi – bu:

jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklasa bunday deformatsiyaga elastik deformatsiyadir;

jism tashqi yuk bilan yuklangandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklasa bunday deformatsiyaga elastik deformatsiyadir;

jism tashqi yuk bilan yuklanmasdan oldin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklasa bunday deformatsiyaga elastik deformatsiyadir;

jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklamasa bunday deformatsiyaga elastik deformatsiyadir;

7. Jismning plastik (qoldiq) deformatsiya – bu:

jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklay olmasa bunday deformatsiyaga plastik (qoldiq) deformatsiyadir;

jism tashqi yukdan ozod qilingandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklasa bunday deformatsiyaga plastik (qoldiq) dir;

jism tashqi yuk bilan yuklangandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklay olmasa bunday deformatsiyaga plastik (qoldiq) deformatsiyadir;

jism tashqi yuk bilan yuklangandan keyin, u o'zining oldingi o'lchamlari va shaklini qayta tiklay olsa bunday deformatsiyaga plastik (qoldiq) deformatsiyadir;

8. Sterjen – bu:

cho'zilish yoki siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi ingichka brus sterjendir;

cho'zilish yoki egilishga qarshilik ko'rsatuvchi ingichka brus sterjendir;

cho'zilish yoki buralishga moyillik ko'rsatuvchi ingichka brus sterjendir;

cho'zilish yoki siljishga moyillik ko'rsatmaydigan ingichka brus sterjendir ;

9. To'sin – bu:

egilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusdir;

buralishga qarshilik ko'rsatuvchi brusdir;

siljishga qarshilik ko'rsatuvchi brusdir;

siqilishga qarshilik ko'rsatuvchi brusdir;

10. Plita yoki plastinka – bu:

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari katta bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismiga plita yoki plastinkadir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari katta bo'lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismiga plita yoki plastinkadir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari kichik bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismiga plita yoki plastinkadir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari o'rtacha bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismiga plita yoki plastinkadir;

11. Qobiq – bu:

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari katta bo'lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismidir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari katta bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismidir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari kichik bo'lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismidir;

jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari o'rtacha bo'lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismidir;

12. Massiv – bu:

uchala o'lchami bir xil tartibda bo'lgan jismdir;

uchala o'lchami turli xil tartibda bo'lgan jismdir;

uchala o'lchami ixtiyoriy tartibda bo'lgan jismdir;

uchala o'lchami majburiy tartibda bo'lgan jismdir;

13. Ferma – bu:

bir necha sterjenlarni sharnirlar yordamida biriktirishdan hosil bo'lgan geometrik o'zgarimas sistemadir;

bir necha bruslar bikir qilib tutashtirilishidan hosil bo'lgan sterjenlar sistemasidir;

bir necha sterjenlarni sharnirlar yordamida biriktirishdan hosil bo'lgan geometrik o'zgaruvchi sistemadir;

bir necha sterjenlarni qistirib mahkamlash yordamida biriktirishdan hosil bo'lgan geometrik o'zgaruvchi sistemadir;

14. Rama – bu:

bir necha sterjenlarni bikir qilib tutashtirilishidan hosil bo'lgan sterjenlar sistemasidir;

bir necha sterjenlarni sharnirlar yordamida biriktirishdan hosil bo'lgan geometrik o'zgarimas sistemadir;

bir necha sterjenlarni bikir qilib tutashtirilmasdan hosil qilingan sterjenlar sistemasidir;

bir necha sterjenlarni tutashtirilishidan hosil bo'lgan geometrik o'zgaruvchi sterjenlar sistemasidir;

15. Konstruksiyaga ta'sir etuvchi tashqi kuchlar qanday guruhlariga bo'linadi.

sirtqi va hajmiy kuchlarga;

jismga qo'shni bo'lgan va qo'shni bo'lmagan;

ichki va tashqi kuchlarga;

tasir qilishi bo'yicha statik va dinamik;

16. Sirtqi kuchlar – bu:

jismga qo'shni bo'lgan ikkinchi jismdan o'tuvchi kuchlardir;

jismga qo'shni bo'lmagan ikkinchi jismdan o'tuvchi kuchlardir;

jismga qo'shni bo'lgan ikkinchi kuchlarga sirtqi kuchlardir;

jismga qo'shni bo'lgan ikkinchi jismdan o'tmaydigan kuchlardir;

17. To'plangan kuch – bu:

jism o'z o'lchamiga nisbatan, uning juda kichik sirtiga ta'sir qilgan kuchlardir;

jism sirti yuzasining biror qismiga yoki undagi chiziqning uzunligi bo'yicha ta'sir qilgan kuchlardir;

jismda tashqi kuch ta'siridan hosil bo'lgan deformatsiya jism kuchdan ozod qilingach butunlay yo'qolib ketgan kuchlardir;

jismga qo'shni bo'lmagan ikkinchi jismdan o'tuvchi kuchdir;

18. Hajmiy kuchlar – bu:

jismning ichki barcha nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlardir;

jismning tashqi barcha nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlardir;

jismning ixtiyoriy nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlardir;

jismning sirtqi barcha nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlardir;

19. Statik yuklar – bu:

yuk o'z miqdori, qo'yilgan nuqtalari yoki yo'nalishini juda ham sekin-asta o'zgartiradigan, ya'ni tezlanishlari e'tiborsiz bo'lgan yuklardir;

yuklar o'z miqdor va qo'yilgan nuqtalarni juda qisqa vaqt mobaynida juda katta tezlik bilan o'zgartirgan yuklardir;

yuk o'z miqdori, qo'yilgan nuqtalari yoki yo'nalishini me'yorida o'zgartiradigan, ya'ni tezlanishlari e'tiborli bo'lgan yuklardir;

yuk o'z miqdori, qo'yilgan nuqtalari yoki yo'nalishini tezlik bilan o'zgartiradigan, ya'ni tezlanishlari e'tiborli bo'lgan yuklardir;

20. Dinamik yuklar deb – bu:

yuklar o'z miqdor va qo'yilgan nuqtalarni juda qisqa vaqt mobaynida juda katta tezlik bilan o'zgartirgan yuklardir;

yuk o'z miqdori, qo'yilgan nuqtalari yoki yo'nalishini juda ham sekin-asta o'zgartiradigan, ya'ni tezlanishlari e'tiborsiz bo'lgan yuklardir;

yuklar o'z miqdor va qo'yilgan nuqtalarni o'rtacha vaqt mobaynida juda kichik tezlik bilan o'zgartirgan yuklardir;

yuklar o'z miqdor va qo'yilgan nuqtalarni juda katta vaqt mobaynida juda kichik tezlik bilan o'zgartirgan yuklardir;

21. Qanday kuchlarga, ichki kuchlar yoki zo'riqish kuchlari deb ataladi.

jism zarrachalari muvozanatini saqlovchi reaksiya kuchlarga;

jismning tashqi barcha nuqtalariga ta'sir etuvchi kuchlarga;

jism zarrachalari muvozanatini saqlamaydigan reaksiya kuchlarga;

jism zarrachalari muvozanatini saqlamaydigan barcha kuchlarga;

22. Konstruksiya elementlarida qanday deformatsiya turlari hosil bo'ladi.

cho'zilishi (siqilish), egilishi, buralish va siljish;

elastik, plastik (qoldiq) va statik;

geometrik, statik, fizik va mexanik;

o'ta murakkab, murakkab, statik va oddiy;

23. Kuchlanish – bu:

ichki kuch intensivligining yuza birligidagi miqdori kuchlanishdir;

ichki kuchlarning ko'p ta'sir etuvchisi kuchlanishdir;

qisqa muddat ichida yo'nalishi o'zgarib boruvchi kuchlardir;

qurilma elementlarini eguvchi kuchi kuchlanishdir;

24. Qanday kuchlanish o'rtacha kuchlanish – bu:

elementar yuzachadagi ichki kuch teng ta'sir etuvchisining konstruksiya elementidan ajratilgan elementar yuzachaga nisbatidir;

elementar yuzachadagi ichki kuch intensivligining yuza birligidagi miqdoridir;

elementar yuzachadagi ichki kuchning konstruksiya elementidan ajratilgan elementar yuzachalari ayirmasidir;

elementar yuzachadagi ichki kuchning konstruksiya elementidan ajratilgan elementar yuzachalari yig'indisidir;

25. Qanday kuchlanish haqiqiy kuchlanish bu:

ajratilgan elementar yuzacha nolga intilsa shu nuqtadagi kuchlanishdir;

ichki kuchning konstruksiyadan ajratilgan elementar yuzachaga nisbatidir;

konstruksiyadan ajratilgan elementar yuzacha maksimumga intilsa shu nuqtadagi kuchlanishdir;

konstruksiyadan ajratilgan elementar yuzacha o'rtacha qiymatga intilsa shu nuqtadagi kuchlanishdir;

26. Normal kuchlanish – bu:

konstruksiya elementidan ajratilgan yuza normal bo'yicha yo'nalgan kuchlanishdir;

konstruksiya elementidan ajratilgan yuza urinmasi bo'yicha yo'nalgan kuchlanishdir;

konstruksiya elementidan ajratilgan yuza bo'yicha ixtiyoriy yo'nalgan kuchlanishdir;

konstruksiya elementidan ajratilgan yuza bo'yicha faqat musbat yo'nalgan kuchlanishdir;

27. Tashqi kuch ta'siri brus ko'ndalang kesimida umumiy holda nechta ichki kuch faktori hosil bo'ladi?

oltita;

beshta;

bitta;

uchta;

28. Qay bir jism materialari bir jinsli va izotrop bo'ladi?

metall bir jinsli materiallardan bo‘lib, beton, tosh va gishtning bir jinslilik xususiyati kamroqdir;

yogoch, beton, tosh, va g‘isht uchun juda ham to‘g‘ri kelmasada, ammo hisob natijalari bu xildagi materiallar uchun ham haqiqatga yaqin keladi;

barcha materiallar juda ham to‘g‘ri kelmasada, ammo hisob natijalari bu xildagi materiallar uchun ham haqiqatga yaqin keladi;

metallmas bir jinsli bo‘lmagan materiallar plastmassa, tekistolit va qarag‘ayning bir jinsli xususiyati kamrokdir;

29. Kuchlar ta‘sirining mustaqillik prinsipidan qanday shartlar bajarilsa foydalanilsa bo‘ladi?

kuch qo‘yilgan nuqtaning ko‘chishi jism o‘lchamlariga nisbatan juda ham kichik bo‘lsa hamda ko‘chishlar, deformatsiyalarning natijasi bo‘lganligidan, u ta‘sir qiluvchi kuchlarga proporsional bo‘lganda;

kuch ta‘sir nuqtasidan yetarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo‘lgan ichki kuchlar xarakteri tashqi kuch ta‘sir xarakteriga bog‘liq bo‘lganda;

kuch qo‘yilgan nuqtaning kuchlanish jism o‘lchamlariga nisbatan juda ham kichik bo‘lsa hamda ko‘chishlar, deformatsiyalarning natijasi bo‘lganligidan, u ta‘sir qiluvchi kuchlarga teskari proporsional bo‘lganda;

kuch qo‘yilgan nuqtaning kuchlanish jism o‘lchamlariga nisbatan juda ham katta bo‘lsa hamda ko‘chishlar, deformatsiyalarning natijasi bo‘lganligidan, u ta‘sir qiluvchi kuchlarga proporsional bo‘lganda;

30. Sen-Venan prinsipi nima?

jismga qo‘yilgan kuch ta‘sir nuqtasidan yetarlicha uzoqda joylashgan nuqtalarda hosil bo‘lgan ichki kuchlar xarakteri tashqi kuch ta‘sir xarakteriga bog‘liq emas;

sterjen buralganda uning uzunligi o‘zgarmaydi, faqat ko‘ndalang kesim yuzalari bir-biriga nisbatan aylanadi;

bunday prinsip materiallar qarshiligida qabul qilinmagan;

jismga qo‘yilgan kuchlar sistemasi ta‘siri natijasida bu kuchlar ketma-ket yoki tartibsiz qo‘yilishidan hosil bo‘ladigan ta‘sirlar natijasiga teng deb faraz qilinadi;

31. Absolyut qattiq jism – bu:

absolyut qattiq jism deganda deformatsiyalanmaydigan jismdir;

absolyut qattiq jism deganda plastik deformatsiyalanadigan jismdir;

absolyut qattiq jism deganda elastik deformatsiyalanadigan jismdir;

absolyut qattiq jism deganda faqat shaklan deformatsiyalanmaydigan jismdir;

32. Qattiq jism – bu:

deformatsiyalanadigan jismdir;

deformatsiyalanmaydigan jismdir;

plastik deformatsiyalanadigan jismdir;

plastik deformatsiyalanmaydigan jismdir;

33. Brus – bu:

ko'ndalang kesim o'lchami uzunlik o'lchamiga nisbatan juda ham kichik bo'lgan konstruksiya qismlaridir;

ko'ndalang kesim o'lchami uzunlik o'lchamiga nisbatan juda ham katta bo'lgan konstruksiya qismlaridir;

ko'ndalang kesim o'lchami uzunlik o'lchamiga nisbatan farqi bo'lmagan konstruksiya qismlaridir;

ko'ndalang kesim o'lchami uzunlik o'lchamiga nisbatan juda mustahkam bo'lgan konstruksiya qismlaridir;

34. Val- – bu:

buralishga qarshilik ko'rsatuvchi brusdir;

buralishga qarshilik ko'rsatuvchi massivdir;

buralishga qarshilik ko'rsatuvchi plastinkadir;

buralishga qarshilik ko'rsatuvchi qobiq valdir;

II bob. CHO‘ZILISH VA SIQILISH

2.1-§. Bo‘ylama kuchlar va ularning epyuralarini qurish

Konstruksiya elementlarining markaziy cho‘zilishi va siqilishi amaliyotda juda ko‘p uchraydi. Masalan: ko‘tarish kranlari yuk ko‘targanda arqonlarining cho‘zilishi, avtomobillarni shatakka olganda arqonlarining cho‘zilishi, zavodlardan ishlangan gazlarni atmosferaga chiqaradigan juda ham baland quvurlarning, teleminoralarining xususiy og‘irligidan siqilishi va boshqalarni misol qilib keltirish mumkin .

Sirtqi cho‘zuvchi yoki siquvchi kuchlar ta’sirida bo‘lgan sterjenlar ko‘ndalang kesimlarida faqat bo‘ylama ichki kuch omili hosil bo‘lib, qolgan beshta ichki kuch omillari nolga teng bo‘lsa ($Q_x = Q_y = M_x = M_y = M_z = 0$), bunday sterjen markaziy cho‘zilish (2.1,a-chizma) yoki siqilish (2.1,e-chizma) holatida bo‘ladi. Sterjen ko‘ndalang kesimining og‘irlik markazlarini tutashtiruvchi to‘g‘ri chiziq bo‘ylab yo‘nalgan va uning ko‘ndalang kesimga normal bo‘lgan bo‘ylama kuchni N_z yoki N bilan belgilaymiz.

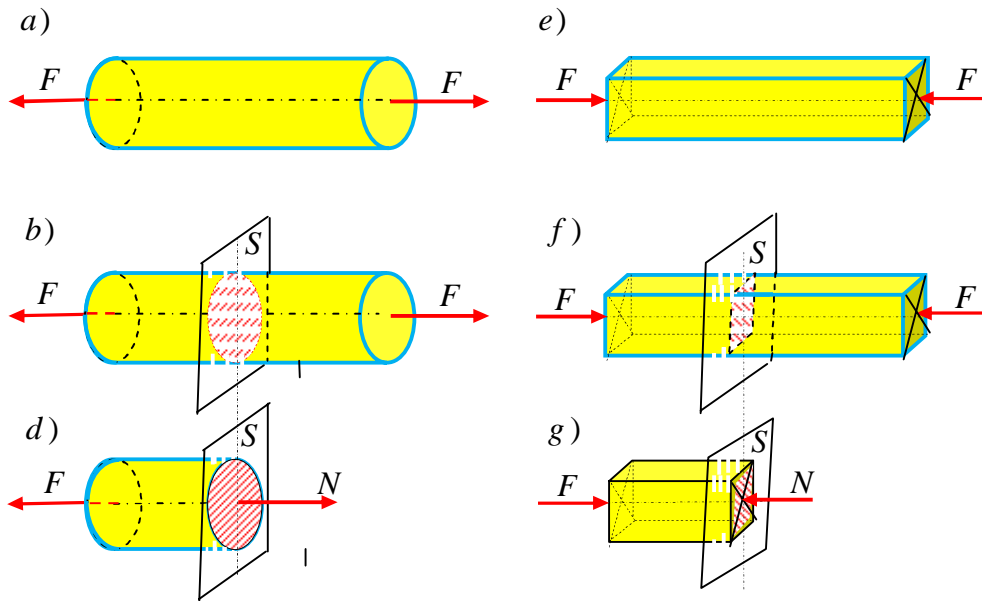
Demak, bunda birinchi bobda keltirilgan ichki kuch omillaridan faqat bittasi qoladi, ya’ni [30, part I, p-18]

$$N = \int_A \sigma_z dA. \quad (2.1)$$

Demak, *bo‘ylama kuch deb sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning teng ta’sir etuvchisiga aytiladi.*

Bo‘ylama kuchlarni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz. Cho‘zuvchi bo‘ylama kuchlarni qaralayotgan kesimdan tashqariga, siquvchi bo‘ylama kuchlarni kesimga qaratib yo‘naltiramiz. Cho‘zuvchi bo‘ylama kuchni musbat, siquvchi bo‘ylama kuchni esa manfiy deb qabul qilamiz. Ko‘ndalang kesimdagi bo‘ylama kuchni kesimdan tashqariga yo‘naltiramiz, agar hisoblash natijalarida bo‘ylama kuch manfiy ishora bilan chiqsa, uning yo‘nalishini teskari tomonga o‘zgartiramiz.

Ba'zi bir murakkab hollarda N_z kuchning yo'nalishi noma'lum bo'lsa, uni kesimdan tashqariga yo'naltirish maqsadga muvofiqdir.



2.1-chizma. To'g'ri o'q'li sterjenning cho'zilishi va siqilishi.

Agar hisoblash natijalarida N_z kuch manfiy ishora bilan chiqsa, uning yo'nalishini teskari tomonga o'zgartirib qo'yishimiz lozim. Murakkab hollarda, ya'ni sterjenga bir nechta kuchlar ta'sir etsa, N_z kuchning sterjen o'qi bo'ylab o'zgarishi bo'yicha to'liq tasavvurga ega bo'lish uchun uning grafigini qurish maqsadga muvofiqdir.

Sterjen ko'ndalang kesimda o'qi bo'ylab hosil bo'lgan bo'ylama kuchning o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafik *bo'ylama kuch epyurasi* deb ataladi. Bo'ylama kuch epyurasini qurishni quyidagi misolda ko'rib chiqamiz (2.2-chizma).

Pastki uchi bilan mahkamlangan sterjen o'qi bo'ylab F_1 , F_2 va F_3 kuchlar bilan 2.2-chizmada keltirilgandek yuklangan bo'lsin. Sterjenning har bir oralig'i uchun ichki kuchlarni aniqlash va ularning epyuralarini qurish talab qilinsin, berilganlar $F_1 = 3F$, $F_2 = 5F$, $F_3 = 4F$ va $l_1 = l_2 = l_3 = l$.

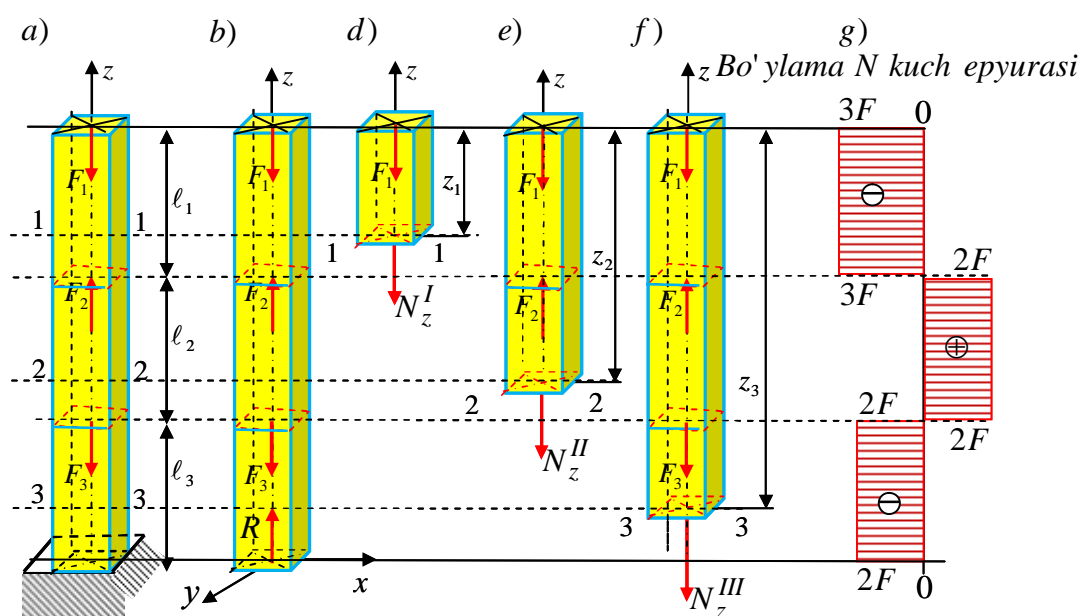
Tayanchni reaksiya kuchi bilan almashtirib uning yo'nalishini ko'rsatamiz (bu tayanchda gorizontal reaksiya kuchi va reaktiv moment nolga teng bo'ladi).

Tayanch reaksiya kuchini aniqlaymiz, ya'ni statik muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.2,b –chizma):

$$\sum z = 0; R - F_1 + F_2 - F_3 = 0, \text{ bundan } R = F_1 - F_2 + F_3 = 3F - 5F + 4F = 2F.$$

Sterjen ko'ndalang kesimlaridagi ichki kuchlarni aniqlash uchun uning xarakterli (kuch qo'yilgan nuqtalardagi yoki ko'ndalang kesimi o'zgargan oraliq) kesimlari bo'yicha uchta oraliqqa bo'linadi.

Sterjenni kesish usulidan foydalanib 1-1, 2-2, 3-3, tekisliklar bilan kesamiz va har bir oraliqda qaralayotgan qism uchun statik muvozanat tenglamalarini tuzamiz. Ishni osonlashtirish uchun kesimni sterjenning erkin uchidan boshlash maqsadga muvofiqdir, chunki, bunda reaksiya kuchini aniqlash shart emas.



2.2-chizma. To'plangan kuchlardan cho'zilgan siqilgan sterjen.

1-1 kesimdan yuqoridagi elementning muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.2,d-chizma):

birinchi oraliqning o'zgarish sohasi $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$-N_z^I - F_1 = 0 \text{ yoki } N_z^I = -F_1.$$

$$z_1 = 0, \quad N_z^I = -F_1 = -3F. \quad z_1 = l_1 = l, \quad N_z^I = -F_1 = -3F.$$

2-2 kesimdan yuqoridagi elementning muvozanat shartidan (2.2,e-chizma):

ikkinchi oraliqning o'zgarish sohasi $l_1 \leq z_2 \leq (l_1 + l_2)$

$$-N_z^{II} - F_1 + F_2 = 0 \text{ yoki } N_z^{II} = -F_1 + F_2.$$

$$z_2 = \ell_1 = \ell, \quad N_z^{II} = -F_1 + F_2 = -3F + 5F = 2F.$$

$$z_2 = \ell_1 + \ell_2 = 2\ell, \quad N_z^{II} = -F_1 + F_2 = -3F + 5F = 2F.$$

3-3 kesimdan yuqoridagi elementning muvozanat shartidan (2.2,f-chizma):

uchinchi oraliqning o'zgarish sohasi $(\ell_1 + \ell_2) \leq z_3 \leq (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3)$

$$-N_z^{III} - F_1 + F_2 - F_3 = 0 \text{ yoki } N_z^{III} = -F_1 + F_2 - F_3.$$

$$z_3 = (\ell_1 + \ell_2) = 2\ell, \quad N_z^{III} = -F_1 + F_2 - F_3 = -3F + 5F - 4F = -2F.$$

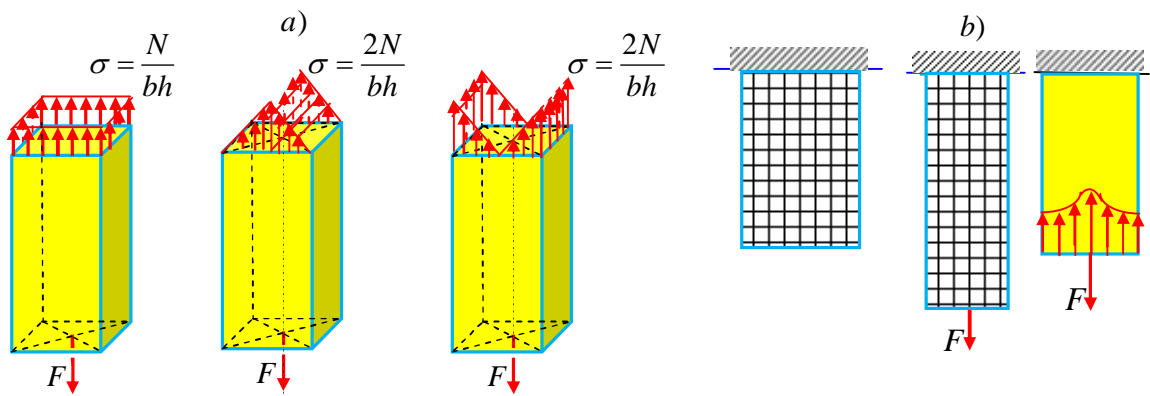
$$z_3 = (\ell_1 + \ell_2 + \ell_3) = 3\ell, \quad N_z^{III} = -F_1 + F_2 - F_3 = -3F + 5F - 4F = -2F.$$

Demak, sterjening ixtiyoriy ko'ndalang kesimidagi ichki bo'ylama kuch, shu kesimdan (yuqori yoki pastki) olib qolingan qismining biriga ta'sir etuvchi barcha tashqi kuchlarning bo'ylama OZ o'qiga proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng ekan.

Turli oraliqlarda hosil bo'lgan bo'ylama kuch epyuralarini qurish uchun sterjen o'qiga parallel bo'lgan sanoq chiziq olamiz (2.2,g-chizma). Sanoq chiziqning chap tomoniga manfiy va o'ng tomoniga musbat ichki kuchlar qiymatlarini perpendikulyar ravishda masshtabda o'lchab qo'yamiz va nuqtalarni to'g'ri chiziq bilan tutashtiramiz. Hosil qilingan epyurani sterjen o'qiga perpendikulyar chiziqlar bilan shtrixlaymiz.

2.2-§. Brus ko'ndalang kesimidagi kuchlanishlar

Bo'ylama cho'zilgan (siqilgan) sterjenlarning ko'ndalang kesimida faqat normal kuchlanish σ hosil bo'ladi. Bo'ylama kuch juda kichik yuzasiga ta'sir etayotgan ichki $\sigma \cdot dA$ kuchlarning teng ta'sir etuvchisi bo'lgani uchun uni (1.1) ko'rinishida ifodalash mumkin. Agar kuchlanishni aniqlashda masalaning faqat statik tomonidan qarajak, unda N bo'ylama kuchning bir qiymatiga kesim bo'yicha kuchlanishning cheksiz ko'p turli tarqalish qonuni to'g'ri keladi. 2.3,a-chizmada keltirilgan normal σ kuchlanishning barcha tarqalish qonuniga, bo'ylama kuchning bir qiymati $N = F$ to'g'ri keladi.



2.3-chizma. Normal kuchlanishning tarqalish qonunlari.

Shunday qilib, kuchlanishning ko'ndalang kesim bo'yicha tarqalish qonuni aniq bo'lmaguncha (2.1) integral tenglamadan kuchlanishni aniqlab bo'lmaydi, qaralayotgan masala statik aniqmas. Kuchlanishning cheksiz ko'p statik mumkin bo'lgan epyuralaridan biri haqiqiy hisoblanadi, agar u sterjenning deformatsiyalanish xarakteriga to'g'ri kelsa. Buning uchun masalaning geometrik tomonini tekshirish maqsadga muvofiqdir.

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, agar sterjenning yon sirtiga sterjen o'qiga parallel va perpendikulyar to'g'ri chiziqlar o'tkazib to'r chizilsa, bo'ylama kuch ta'sirida deformatsiyadan keyin ham to'g'ri chiziqlar bir-biriga perpendikulyarligicha qoladi (2.3,b-chizma).

Demak, fikran tasavvur qilishimiz mumkin prizmatik sterjenlarning sirtidagi bo'ylama elementlari bir xil uzunlikka uzayadi. Unda tabiiy holki, ichki bo'ylama elementlari ham bir xil uzunlikka uzayadi, ya'ni ko'ndalang kesimi parallel ravishda siljib ko'chadi. Bu tajriba tekis kesim gipotezasiga to'g'ri keladi, bu gipotezani birinchi bo'lib golland olimi Ya.Bernulli aytganligi uchun uning nomi bilan ham yuritiladi.

Tekis kesim gipotezasi – sterjenning deformatsiyagacha tekis bo'lgan va sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lgan kesimlari deformatsiyadan keyin ham tekis va sterjen o'qiga perpendikulyar.

Fikran sterjendan ajratilgan barcha bo'ylama elementlar bir xil sharoitda bo'ladi, unda ko'ndalang kesimning barcha nuqtalaridagi normal kuchlanishlar bir xil bo'lishi shart: $\sigma = const$ shuning uchun ham (2.1) formuladan [30, part I, p-18]:

$$\sigma = N/A. \quad (2.2)$$

Normal kuchlanishning o'lchov birligi N/m^2 ; Pa .

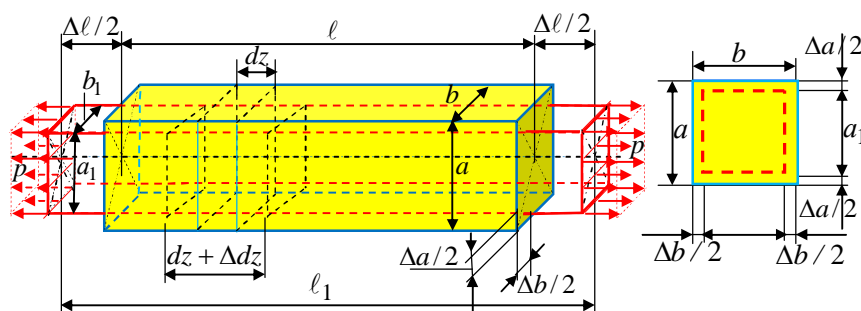
2.3-§. Cho'zilish va siqilishda bo'ylama deformatsiya. Guk qonuni

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, sterjenga o'qi bo'yicha yo'nalgan cho'zuvchi kuch ta'sir etsa, uning uzunligi ortadi ko'ndalang kesim o'lchamlari esa qisqaradi (2.4-chizma). Siqilishda teskarisi ro'y beradi, ya'ni siqilishda sterjen uzunligi qisqaradi, ko'ndalang kesim o'lchamlari ortadi. Sterjenning dastlabki uzunligi ℓ ga, deformatsiyadan keyingi uzunligi ℓ_1 ga teng bo'lsin. Sterjen uzunligining ortishi *absolyut bo'ylama cho'zilish, kamayishi esa absolyut bo'ylama qisqarish* deb ataladi va u $\Delta\ell$ bilan belgilanib m metrda o'lchanadi.

Absolyut bo'ylama cho'zilish quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$\Delta\ell = \ell_1 - \ell. \quad (2.3)$$

Qaralayotgan sterjendan fikran uzunligi dz bo'lgan cheksiz kichik element ajratib olamiz. Kuch qo'yilgandan keyin element Δdz absolyut bo'ylama cho'zilishga ega bo'ladi.



2.4-chizma. Cho'zuvchi kuch ta'siridagi sterjen.

Sterjen uzunlik birligiga to'g'ri keluvchi absolyut bo'ylama deformatsiya nisbiy bo'ylama deformatsiya deb ataladi va ε bilan belgilanadi:

$$\varepsilon = \Delta dz/dz; \quad \Delta dz = \varepsilon dz.$$

Markaziy cho'zilishda barcha kesimlarda $\sigma = const$ va $\varepsilon = const$ ekanligini hisobga olib, sterjenning butun uzunligi bo'yicha kichik elementlarning cho'zilishlari yig'indisi quyidagicha ifodalanadi:

$$\Delta l = \int_0^l \varepsilon dz = \varepsilon \int_0^l dz = \varepsilon \cdot l.$$

Shunday qilib, markaziy cho‘zilishda nisbiy bo‘ylama deformatsiya quyidagi formula bilan ifodalanadi [30, part I, p-34]:

$$\varepsilon = \Delta l / l. \quad (2.4)$$

Bu formuladan ko‘rinib turibdiki, nisbiy bo‘ylama deformatsiya birlik o‘lchovsiz son.

Turli materiallardan yasalgan sterjen namunalari ustida cho‘zilish va siqilishga o‘tkazilgan tajribalar shuni ko‘rsatadiki, cho‘zuvchi kuch ma’lum bir chegaraga yetguncha absolyut bo‘ylama deformatsiya kuchga hamda sterjen uzunligiga to‘g‘ri proporsional va ko‘ndalang kesim yuzasiga, teskari proporsional ekanligi. Bu mulahozalarning matematik ifodasi quyidagicha bo‘ladi:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}. \quad (2.5)$$

Bu formula Guk qonunining tajriba natijasi ifodasidir.

Yuqoridagi (2.5) formuladan ko‘rinib turibdiki, absolyut bo‘ylama deformatsiya cho‘zuvchi kuch va sterjen uzunligiga to‘g‘ri proporsional, elastiklik moduli va ko‘ndalang kesim yuziga teskari proporsional. Bu ifodadagi *E bo‘ylama elastiklik moduli* deb ataladi. Bo‘ylama elastiklik moduli materialning cho‘zilishga (siqilish) qarshilik ko‘rsata olish xususiyatini bildiradi. O‘lchov birligi N/m^2 . *AE* sterjen ko‘ndalang *kesimining cho‘zilish (siqilish)dagi bikirligi* deb ataladi.

(2.5) formulaning har ikkala tomonini sterjen uzunligi l ga bo‘lsak quyidagi hosil bo‘ladi:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{N}{EA} \text{ yoki } \varepsilon = \frac{N}{EA}. \quad (2.6)$$

Bu (2.6) formulaga (2.1) ifoda qo‘yilsa Guk qonunining boshqa ko‘rinishdagi matematik ifodasi hosil bo‘ladi [30, part I, p-37]:

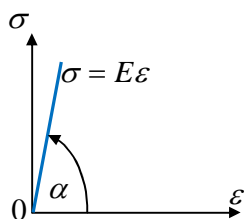
$$\sigma = E\varepsilon. \quad (2.7)$$

Guk qonuni fizik qonun bo‘lib, u σ normal kuchlanish ε nisbiy bo‘ylama deformatsiyaga to‘g‘ri proporsional bog‘lanishda ekanligini ifodalaydi [1.X. 23-24 b].

(2.7) formuladan quyidagini hosil qilish mumkin:

$$E = \sigma / \varepsilon, \quad (2.8)$$

ya‘ni elastiklik moduli normal kuchlanishning o‘ziga to‘g‘ri keluvchi nisbiy bo‘ylama deformatsiyaga nisbatini ifodalaydi. Guk qonunini grafik ko‘rinishida ham tasvirlash mumkin (2.5-chizma).



2.5-chizma. Kuchlanish va deformatsiyaning bog‘lanish diagrammasi.

Buning uchun ma‘lum masshtabda gorizontal o‘q bo‘yicha nisbiy bo‘ylama deformatsiyani, vertikal o‘q bo‘yicha esa normal kuchlanishlarni qo‘yib quriladi. Natijada og‘ma to‘g‘ri chiziq hosil bo‘ladi.

Xulosa

1. Elastiklik modulining *geometrik ma‘nosi* – cho‘zilish diagrammasidagi og‘ma to‘g‘ri chiziqli qismi bilan ε o‘q orasidagi burchakning tangensi, elastiklik moduliga to‘g‘ri proporsionalligini bildiradi, ya‘ni

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \approx \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.9)$$

2. Elastiklik modulining *fizik ma‘nosi* – sterjenni ikki marta uzayishini ta‘minlovchi kuchlanishni bildiradi. Ya‘ni $E = \sigma$, bunda absolyut bo‘ylama deformatsiya $\Delta l = l$ bo‘lganda, nisbiy bo‘ylama deformatsiya $\varepsilon = 1$ bo‘ladi. Bundan, elastik deformatsiyalanish sohada kuchlanishning erishadigan haqiqiy qiymati taxminan ming marta kichik bo‘ladi.

2.4-§. Ko‘ndalang deformatsiya

Sterjen bo‘ylama deformatsiyalanganda, uning ko‘ndalang kesim o‘lchamlarining o‘zgarishi ro‘y beradi. Cho‘zuvchi kuch ta‘sir etsa, sterjen

uzunligi ortadi ko‘ndalang kesim o‘lchamlari qisqaradi. Siqilishda teskarisi ro‘y beradi, ya’ni uzunligi qisqaradi ko‘ndalang kesim o‘lchamlari esa ortadi. Cho‘zilish va siqilishda sterjen ko‘ndalang kesim o‘lchamlarining o‘zgarishi *ko‘ndalang deformatsiya* deb ataladi. Sterjenning dastlabki ko‘ndalang kesim o‘lchamlarini a va b bilan belgilaymiz. Bu o‘lchamlaridan biri a tomonining deformatsiyasini qaraymiz, sterjen cho‘zilganda ko‘ndalang a o‘lcham Δa ga qisqaradi, bunga *absolyut ko‘ndalang deformatsiya* deyiladi, ya’ni

$$\Delta a = a - a_1. \quad (2.10)$$

Absolyut ko‘ndalang deformatsiyaning dastlabki o‘lchamga nisbati:

$$\varepsilon' = \Delta a / a, \quad (2.11)$$

nisbiy ko‘ndalang deformatsiya deb ataladi.

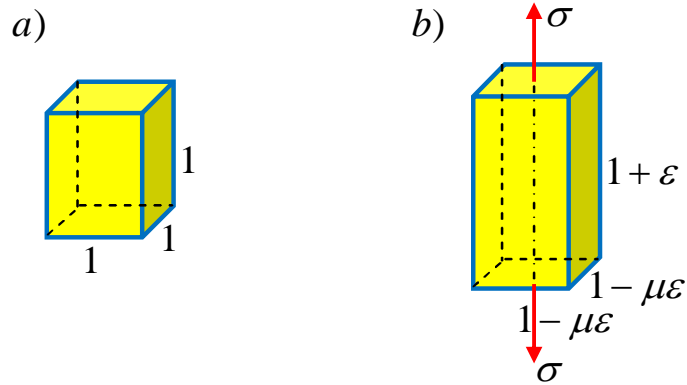
Nisbiy ko‘ndalang deformatsiya tegishli nisbiy bo‘ylama deformatsiyaga to‘g‘ri proporsional va ishorasi bo‘yicha teskari:

$$\varepsilon' = -\mu\varepsilon, \quad (2.12)$$

bu yerda μ *ko‘ndalang deformatsiya koeffitsienti* bo‘lib, materialning mexanik tavsiflaridan birini ifodalaydi, bu koeffitsient kattaligi birinchi bo‘lib matematik yo‘l bilan fransuz matematigi Puasson tomonidan aniqlangan. Bu koeffitsient nisbiy ko‘ndalang deformatsiyaning nisbiy bo‘ylama deformatsiyaga nisbatining absolyut qiymatiga teng bo‘lgan o‘zgarish miqdoriga teng [30, part I, p-38]:

$$\mu = |\varepsilon' / \varepsilon|. \quad (2.13)$$

Ko‘ndalang deformatsiya koeffitsienti miqdori qanday chegarada o‘zgarishini aniqlaymiz. Buning uchun 2.4-chizmadagi sterjenning dastlabki holatidan tomonlari uzunliklari 1 birlikka teng bo‘lgan elementar kubni fikran ajratib olamiz (2.6, a -chizma). Sterjen cho‘zilganda qaralayotgan kub o‘lchamlari o‘zgaradi, ya’ni vertikal yo‘nalishdagi uzunligi ε nisbiy cho‘zilish miqdoriga ortadi, ko‘ndalang kesimning qolgan har bir o‘lchami $\varepsilon' = -\mu\varepsilon$ nisbiy siqilish miqdoriga kamayadi. Natijada kubning balandligi $1 + \varepsilon$ asos tomonlari $1 - \mu\varepsilon$ teng bo‘lgan qiymatlarga erishadi (2.6, b -chizma).



2.6-Elementar kubning deformatsiyasi.

Elementar kubning dastlabki hajmi $V = 1$ birlikka teng, deformatsiyadan keyin esa kubning hajmi $V' = (1 + \epsilon)(1 - \mu\epsilon)^2$ ga teng bo'ladi. Bu ifodadagi hadlarni ko'paytirib ikkinchi tartibli kichik hadlarni e'tiborga olmasak kub hajmining nisbiy o'zgarishi quyidagiga teng:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{V' - V}{V} = \frac{1 + \epsilon(1 - 2\mu) - 1}{1} = \epsilon(1 - 2\mu). \text{ yoki } \boxed{\frac{\Delta V}{V} = \frac{\sigma}{E}(1 - 2\mu)}. \quad (2.14)$$

Sterjen cho'zilganda yuqoridagi tenglikdan $(1 - 2\mu) \geq 0$ bo'lgani uchun $\mu \leq 1/2$ bo'lganligi sababli sterjen hajmi ortadi, siqilishda esa aksincha sterjen hajmi kamayadi.

Xulosa

1. Puasson koeffitsienti nazariy jihatdan 0 dan 0,5 gacha o'zgaradi. Puasson koeffitsienti xuddi elastik modul kabi aynan bir material uchun elastik deformatsiyalar chegarasida o'zgarmas miqdor (2.1-jadval).

2. Puasson koeffitsienti anizotrop materiallar uchun turli yo'nalishlari bo'yicha turli xil qiymatlarga ega bo'ladi.

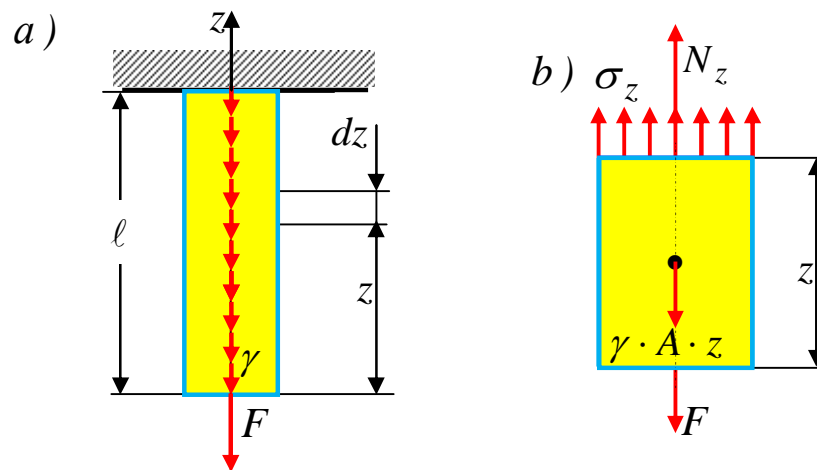
Turli materiallar uchun Puasson koeffitsienti va elastiklik moduli qiymatlari tajriba yo'li bilan aniqlanadi.

Elastiklik moduli va Puasson koeffitsienti qiymatlari 2.1-jadval

Materiallarning nomi	Elastiklik moduli E		Puasson koeffitsienti μ
	kgk / sm^2	MPa	
Uglerodli po‘lat	$2,1 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^5$	0,24 – 0,30
Alyuminiy qotishmalari	$0,72 \cdot 10^6$	$0,72 \cdot 10^5$	0,26 – 0,36
Titan $0,72 \cdot 10^5$	$1,12 \cdot 10^6$	$1,12 \cdot 10^5$	-
Mis	$(1,0 - 1,3) \cdot 10^6$	$(1,0 - 1,3) \cdot 10^5$	0,31 – 0,34
Cho‘yan	$(1,15 - 1,6) \cdot 10^6$	$(1,15 - 1,6) \cdot 10^5$	0,23 – 0,27
Qarag‘ay:			
tolalari bo‘ylab	$(0,1 - 0,12) \cdot 10^6$	$(0,1 - 0,12) \cdot 10^6$	-
tolalariga ko‘ndalang yo‘nalishi bo‘ylab	$(0,0005 - 0,01) \cdot 10^6$	$(0,0005 - 0,01) \cdot 10^5$	-
Beton	$(0,15 - 0,23) \cdot 10^6$	$(0,15 - 0,23) \cdot 10^5$	0,16 – 0,18
Granit	$0,49 \cdot 10^6$	$0,49 \cdot 10^5$	-
Marmar	$0,56 \cdot 10^6$	$0,56 \cdot 10^5$	-
G‘isht qatlami	$(0,027 - 0,03) \cdot 10^6$	$(0,027 - 0,03) \cdot 10^5$	-
Oyna	$0,1 \cdot 10^6$	$0,1 \cdot 10^5$	0,25
Plastikoyna SVAM	$0,35 \cdot 10^6$	$0,35 \cdot 10^5$	0,43
Nekistolit	$(0,07 - 0,13) \cdot 10^6$	$(0,07 - 0,13) \cdot 10^{58}$	-
Rezina kauchukli	$(0,00008) \cdot 10^6$	$(0,00008) \cdot 10^5$	0,50
Po‘kak (tiqin)	-	-	0,00

2.5-§. Cho‘zilish va siqilish deformatsiyalarida xususiy og‘irlikni hisobga olish

Amaliyotda uchraydigan ko‘pgina konstruksiya elementlarining xususiy og‘irligini e‘tiborga olish lozim. Yuqori uchi bilan mahkamlangan pastki erkin uchiga qo‘yilgan to‘plangan F kuch va xususiy og‘irligi ta‘sirida bo‘lgan ko‘ndalang kesimi A o‘zgarmas uzun sterjen masalasini ko‘rib chiqamiz (2.7,a-chizma). Uning xususiy og‘irligi o‘qi bo‘yicha teng taqsimlangan bo‘lsin.



2.7-chizma. Xususiy og'irlikli uzun sterjen.

Sterjenning ixtiyoriy kesimidagi kuchlanishni aniqlash uchun uning erkin uchidan z masofada fikran kesib ikki bo'lakka ajratamiz va sterjenning pastki qismining muvozanatini qaraymiz (2.7,b-chizma), ya'ni statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum z = 0. N - F - \gamma \cdot A \cdot z = 0; N = F + \gamma \cdot A \cdot z.$$

Bu yerda $G(z) = \gamma \cdot A \cdot z$ olib qolingani qismning xususiy og'irligi;

γ – sterjen materialining solishtirma og'irligi N/m^3 . Po'lat uchun $\gamma = 7,8 \cdot 10^4 N/m^3$, alyumin uchun $\gamma = 2,65 \cdot 10^4 N/m^3$ ga teng. Unda kuchlanish ikkinchi paragrafdagi (2.2) formulaga asosan quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_z = \frac{F + \gamma \cdot A \cdot z}{A}. \quad (2.15)$$

Ushbu formuladagi $z = 0$ bo'lsa, sterjenning eng pastki kesimida xususiy og'irlikni e'tiborga olmagandagi kuchlanish formulasini hosil qilamiz, ya'ni

$$\sigma_z = F/A. \quad (2.16)$$

Sterjenning mahkamlangan yuqorigi kesimida $z = \ell$ bo'ladi, unda kuchlanish maksimal qiymatga erishadi:

$$\sigma_z = \frac{F + \gamma \cdot A \cdot \ell}{A}. \quad (2.17)$$

Normal kuchlanish bo'yicha sterjenning mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{\max} = \frac{F + \gamma \cdot A \cdot \ell}{A} \leq [\sigma]. \quad (2.18)$$

Bu formuladan sterjenning eng xavfli kesimi yuzini aniqlash mumkin:

$$A \geq \frac{N}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell}. \quad (2.19)$$

Sirtqi kuch $F = 0$ teng bo'lsa, sterjenning erkin uchidan z masofadagi kesimida xususiy og'irlikdan hosil bo'lgan kuchlanish quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_z = \frac{\gamma \cdot A \cdot z}{A} = \gamma \cdot z. \quad (2.20)$$

Ushbu (2.20) formuladan ko'rinadiki, $z = \ell$ uzunlikda sterjen xususiy og'irlikdan uzilish vaqtida hosil bo'lgan normal kuchlanish materialning vaqtincha (mustahkamlik chegarasi) qarshiligiga tenglashsa, unda:

$$\gamma \cdot \ell = \sigma_v. \quad (2.21)$$

Sterjenning xususiy og'irlikdan uzilish mumkin bo'lgan chegaraviy uzunlik quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\ell_{cheu} = \sigma_v / \gamma. \quad (2.22)$$

Xuddi shuningdek, sterjen xususiy og'irligi ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lganda sterjenning maksimal uzunligini topish mumkin:

$$\ell_{max} = [\sigma] / \gamma. \quad (2.23)$$

Faqat xususiy $G = \gamma \cdot A \cdot \ell$ og'irligi ta'sirida bolgan sterjenning cho'zilish deformatsiyasini topish uchun uning erkin uchidan z masofada uzunligi dz bo'lgan cheksiz kichik element ajratib olamiz va bu elementning absolyut cho'zilish deformatsiyasini Guk qonuni asosida quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\Delta(dz) = \frac{G(z)dz}{EA} = \frac{\gamma \cdot A \cdot z \cdot dz}{E \cdot A} = \frac{\gamma}{E} z \cdot dz. \quad (2.24)$$

Sterjenning absolyut cho'zilish deformatsiyasini aniqlash uchun (2.24) ifodani 0 dan ℓ gacha integrallaymiz:

$$\Delta \ell = \int_0^{\ell} \frac{\gamma}{E} z dz = \frac{\gamma \cdot \ell^2}{2E}. \quad (2.25)$$

Bu formulani sterjen xususiy $G = \gamma A \ell$ og'irligi ifodasini e'tiborga olib boshqacha ko'rinishda yozish mumkin, ya'ni

$$\Delta l = \frac{Gl}{2EA}. \quad (2.26)$$

To'plangan kuch va xususiy og'irligi ta'sirida bo'lgan sterjenning to'liq absolyut deformatsiyasi:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA} + \frac{Gl}{2EA} = \frac{(N + G/2)l}{EA}. \quad (2.27)$$

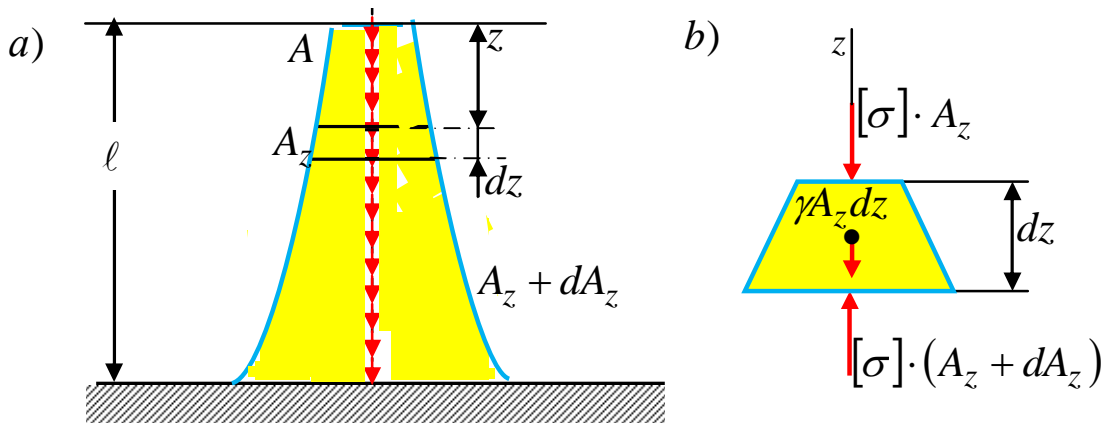
Sterjenning erkin uchiga qo'yilgan F kuchidan hosil bo'lgan absolyut (2.5) bo'ylama deformatsiyasi bilan xususiy og'irligidan hosil bo'lgan absolyut (2.26) bo'ylama deformatsiyasini solishtirib, shunday xulosalarga kelish mumkin:

1. O'zgarmas kesimli sterjenlarda xususiy og'irligidan hosil bo'lgan kuchlanish kesim yuzasiga bog'liq emas (2.24);
2. Sterjenlarning xususiy og'irligidan aniqlangan maksimal uzunligi, uning chegaraviy uzunligidan ortib ketmasligi lozim;
3. Sterjenlarning xususiy og'irlik ta'sirida hosil bo'lgan absolyut bo'ylama deformatsiya, uning xususiy og'irligiga teng va erkin uchiga qo'yilgan to'plangan kuchdan hosil bo'lgan absolyut bo'ylama deformatsiyaga nisbatan ikki marta kichik bo'ladi.

2.6-§.Teng qarshilikli bruslar

Sterjenning *uzunligi bo'ylab barcha ko'ndalang kesim yuzalarida kuchlanish o'zgarmas bo'lgan sterjenlar teng qarshilikli bruslar* deb ataladi. Pastki uchi bilan mahkamlangan 2.8,a-chizmada keltirilgan teng qarshilikli sterjenning ko'ndalang kesimining o'zgarish qonunini aniqlaymiz, uning ixtiyoriy kesimda kuchlanish berilgan ruxsat etilgan $[\sigma]$ kuchlanishga teng bo'lsin.

Sterjen ko'ndalang kesim yuzining o'zgarish qonunini aniqlash uchun erkin uchidan z masofada uzunligi dz ga teng bo'lgan kichik element ajratib olamiz (2.8,b-chizma), uning yuqoridagi kesim yuzasi A_z pastki kesim yuzasi $A_z + dA_z$ bo'lsin.



2.8-chizma. Teng qarshilikli sterjen.

Xususiyl og'irligi $\gamma \cdot A_z \cdot dz$ ga teng bo'lgan elementning muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.8-chizma):

$$\sum Z = [\sigma](A_z + dA_z) - \gamma \cdot A_z dz - [\sigma]A_z = 0 \text{ yoki } [\sigma] \cdot dA_z - \gamma \cdot A_z dz = 0, \text{ bundan}$$

$$\frac{dA_z}{A_z} = \frac{\gamma}{[\sigma]} dz.$$

Bu ifodani integrallab quyidagini hosil qilamiz:

$$\ln A_z + C = \frac{\gamma}{[\sigma]} z.$$

Bu tenglamadagi o'zgarmas sonni, sterjenning erkin uchida $z = 0$ bo'lganda $A_z = A$ bo'lish shartidan foydalanamiz. Unda $\ln A + C = 0$ bo'lagani uchun o'zgarmas sonni $C = -\ln A$ teng bo'lishini aniqlaymiz. Yuqoridagi tenglamadagi C sonining o'rniga qo'yib va logarifmning xossalariidan foydalanib quyidagini hosil qilamiz:

$$\ln \frac{A_z}{A} = \frac{\gamma}{[\sigma]} z.$$

Ushbu ifodani potensirlab quyidagini topamiz:

$$\frac{A_z}{A} = e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} z} \text{ yoki } A_z = A e^{\frac{\gamma}{[\sigma]} z} \quad (2.28)$$

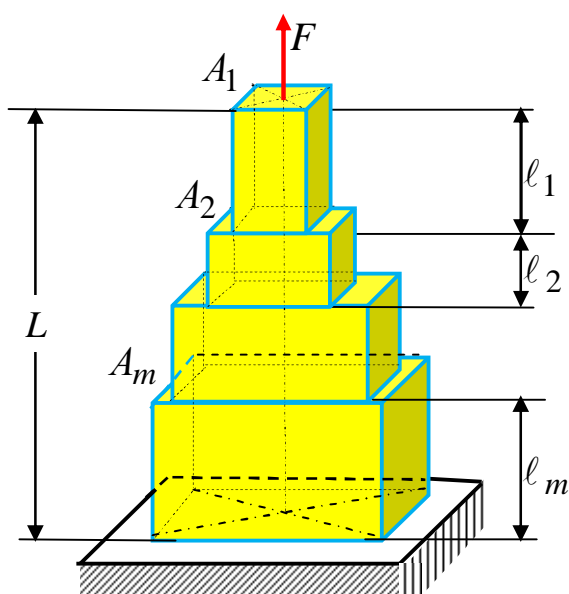
Bu ifodadan ko'rinadiki, sterjen o'qi bo'ylab ko'ndalang kesimi konturi giperbola qonuni asosida o'zgaradi. Bunday shakldagi teng qarshilikli sterjenlarni yasash ancha murakkab va qimmatga tushadi.

2.7-§. Pog'onali sterjenlar

Ko'ndalang kesim yuzasi har bir oraliq bo'yicha o'zgarmas bo'lgan, alohida oraliqlardan tashkil topgan sterjen, ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan sterjen

(2.7-chizma) va teng qarshilikli (2.8-chizma) sterjenlar oralig'ida bo'ladi. O'zgarmas kesim yuzali sterjenlarga qaraganda pog'onali sterjenlarda material ancha tejaladi. Pog'onali sterjenlarni tayorlash teng qarshilikli sterjenlarni tayorlashga qaraganda ancha sodda. Pog'onali sterjenlarni shunday loyihalash lozimki, har bir pog'onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lishi shart. Bunda sterjenning qolgan barcha boshqa kesimlarida kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan kichik bo'ladi.

Pog'onali sterjen ko'ndalang kesim yuzasini tanlash formulalarini tuzamiz (2.9-chizma).



2.9-chizma. Pog'onali sterjen.

Birinchi pog'onaning ko'ndalang kesim yuzasi (2.19) formula asosida quyidagicha ifodalanadi:

$$A_1 \geq \frac{F}{[\sigma] - \gamma \cdot l_1}. \quad (2.29)$$

Ikkinchi pog'onaning pastki uchiga ta'sir qilayotgan kuch $N_1 = [\sigma]A_1$ ga teng bo'ladi. Unda ikkinchi kesimning yuzi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$A_2 \geq \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma \cdot l_2} = \frac{A_1 [\sigma]}{[\sigma] - \gamma \cdot l_2} = \frac{F [\sigma]}{([\sigma] - \gamma \cdot l_1)([\sigma] - \gamma \cdot l_2)}. \quad (2.30)$$

Yuqoridagi (2.30) formulaga asosan uchinchi pog'onaning kesim yuzini quyidagicha ifodalaymiz:

$$A_3 \geq \frac{N_2}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_3} = \frac{A_2[\sigma]}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_3} = \frac{F[\sigma]^2}{([\sigma] - \gamma \cdot \ell_1)([\sigma] - \gamma \cdot \ell_2)([\sigma] - \gamma \cdot \ell_3)}. \quad (2.31)$$

Sterjenning n chi pog'onasi kesim yuzasini aniqlovchi formula quyidagicha ifodalanadi:

$$A_n \geq \frac{N_{n-1}}{[\sigma] - \gamma \ell_n} = \frac{A_{n-1}[\sigma]}{[\sigma] - \gamma \ell_n} = \frac{F[\sigma]^{n-1}}{([\sigma] - \gamma \ell_1)([\sigma] - \gamma \ell_2)([\sigma] - \gamma \ell_3) \cdots ([\sigma] - \gamma \ell_n)} \quad (2.32)$$

Agar sterjen pog'onasi uzunliklari bir-biriga teng bo'lsa $\ell_1 = \ell_2 = \ell_3 = \cdots = \ell_n = \cdots = \ell_m = \frac{L}{m}$, unda (2.32) formula quyidagicha ifodalanadi:

$$A_n \geq \frac{F[\sigma]^{n-1}}{\left([\sigma] - \gamma \frac{L}{m}\right)^n} = \frac{F}{[\sigma] \left(1 - \frac{\gamma L}{[\sigma] m}\right)^n}, \quad (2.33)$$

bu yerda m sterjenning pog'onalari soni;

L sterjenning umumiy uzunligi.

2.8-§. Cho'zilish va siqilishda statik aniqmas masalalar

Hozirgacha o'rganib chiqqan masalalarimiz statik aniq masalalar edi, ya'ni noma'lum reaksiya kuchlarini yoki nom'alum zo'riqish kuchlarini qaralayotgan masala uchun tuzilgan statik muvozanat tenglamalaridan aniqlagan edik. Lekin amaliyotda shunday masalalar ko'p uchraydiki, unda noma'lum reaksiya kuchlarini yoki noma'lum zo'riqish kuchlarini qaralayotgan masala uchun tuzilgan statik muvozanat tenglamalaridan aniqlab bo'lmaydi. Chunki, qaralayotgan masala uchun tuzilgan statik muvozanat tenglamalari sonidan noma'lum reaksiya kuchlari yoki noma'lum zo'riqish kuchlari soni ko'p bo'ladi. Bunday holda qaralayotgan masala uchun tuzilgan statik muvozanat tenglamalaridan noma'lum reaksiya kuchlarini yoki noma'lum zo'riqish kuchlarini aniqlab bo'lmaydi.

Demak, qaralayotgan masalada hosil bo'lgan zo'riqish kuchlarini yoki sistemada hosil bo'lgan nom'alum reaksiya kuchlarini faqat statik muvozanat tenglamalar yordamida aniqlab bo'lmasa, bunday sistema statik aniqmas sistema

deb ataladi. Shuning uchun ham bunday masalalar statik aniqmas masalalar deb ataladi.

Qaralayotgan masalada noma'lum reaksiya kuchlari yoki nom'alum zo'riqish kuchlari soni tuzilgan statik muvozanat tenglamalar sonidan nechta ko'p bo'lsa masala shuncha marta statik aniqmas bo'ladi.

Statik aniqmas masalalarni yechish uchun masala necha marta statik noaniq bo'lsa shuncha qo'shimcha tenglama tuzilib noma'lumlar aniqlanadi. Buning uchun masalani yechishda uning statik, geometrik va fizik tomonlarini qarash lozim. Statik aniqmas masalalarni yechish tartibini quyidagi masalalarda ko'rib chiqamiz.

Birinchi masala. Ikkala uchi bilan mahkamlangan sterjenga o'qi bo'ylab yo'nalgan F kuchi chap uchidan a masofada ta'sir etsin (2.10-chizma). Sterjenning a va b oraliqdagi zo'riqish kuchlari aniqlansin va ularning epyuralari qurilsin.

Yechish:

I. Masalaning statik tomonini qaraymiz. Sirtqi F kuch ta'siridan sterjen tayanchlarida noma'lum reaksiya B , Z kuchlari hosil bo'ladi, ularning ikkalasi ham o'ng tomoniga yo'nalgan deb qabul qilamiz. Tayanchlardan birini, ya'ni chap yoki o'ng tayanchni tashlab yuboramiz, ya'ni asosiy sistema tanlaymiz va uni noma'lum reaksiya kuchi Z bilan almashtiramiz (2.10,d-chizma).

II. Barcha kuchlar bitta to'g'ri chiziqda yotgani uchun statikaning bitta tenglamasini tuzamiz qolgan tenglamalari o'z-o'zidan qanoatlatiriladi:

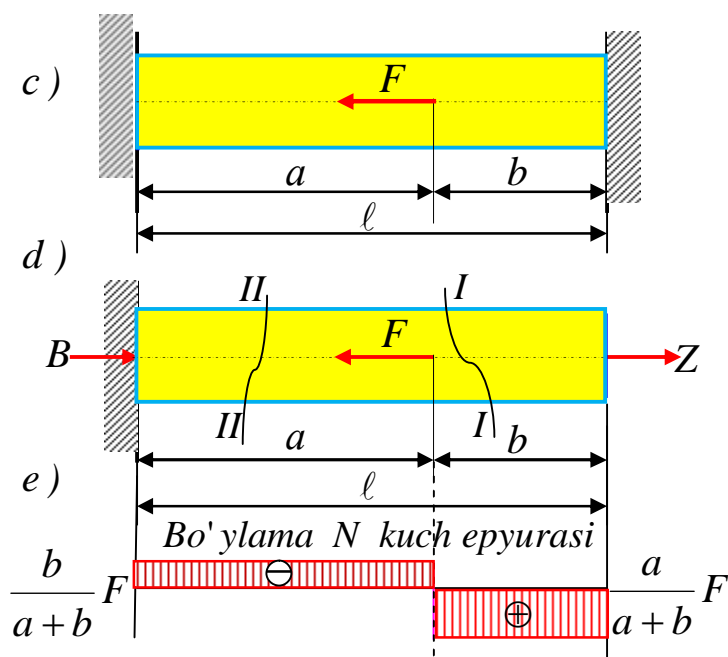
$$\sum Z = 0; \quad B - F + Z = 0; \quad B + Z = F. \quad (2.34)$$

Bu tenglamada ikkita B va Z noma'lumlar bo'lgani uchun masala bir marta statik aniqmas.

II. Masalaning geometrik tomonini qaraymiz. Sterjenning har ikkala uchi mahkamlanganligi sababli uning umumiy uzunligi o'zgarmaydi, ya'ni

$$\Delta \ell = 0. \quad (2.35)$$

III. Masalaning fizik tomonini qaraymiz. Guk qonunidan foydalanib Z va F kuchlar ta'sirida hosil bo'lgan deformatsiyani quyidagicha ifodalanadi:



2.10-chizma. Statik aniqmas sterjen.

$$\Delta l = \frac{Za}{EA} + \frac{Zb}{EA} - \frac{Fa}{EA} = 0. \quad (2.36)$$

Bu tenglamaning har ikki qismini EA ga ko'paytirib quyidagini hosil qilamiz:

$$Z(a+b) - Fa = 0. \quad (2.37)$$

IV. *Sintez*. Hosil qilingan (2.37) tenglamadan noma'lum reaksiya kuchi Z ni topamiz: $Z = \frac{a}{a+b}F$ va uni (2.34) tenglamaga Z ni qiymatini qo'yib noma'lum reaksiya kuchi B ni topamiz:

$$B = \frac{b}{a+b}F. \quad (2.38)$$

Sterjenning b oralig'idagi zo'riqish kuchini aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz, ya'ni b oraliqning biror kesimidan uni I-I tekislik bilan ikki qismga ajratamiz va o'ng qismini olib qolib uning uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

birinchi oralig $0 \leq z_1 \leq b$ o'zgaradi,

$$\sum z = 0; \quad Z - N_1 = 0; \quad N_1 = Z = \frac{a}{a+b}F.$$

$$z_1 = 0; \quad z_1 = b \quad \text{bo'lganda ham} \quad N_1 = \frac{a}{a+b}F.$$

Sterjenning a oralig'idagi zo'riqish kuchini aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz, ya'ni a oralig'ning biror kesimidan uni II-II tekislik bilan ikki qismga ajratamiz va o'ng qismini olib qolib uning uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

ikkinchi oraliq $b \leq z_2 \leq a + b$ o'zgaradi,

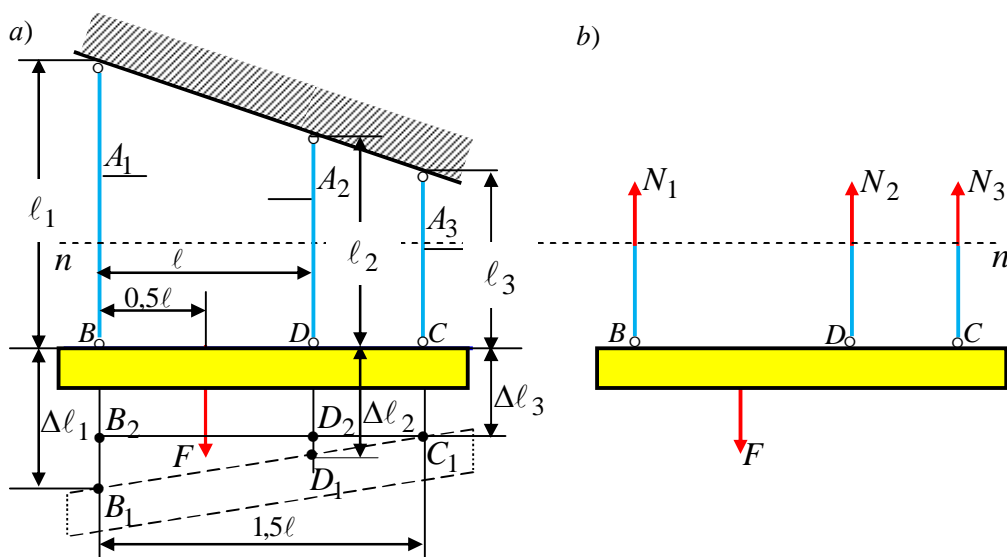
$$\sum z = 0; \quad Z - F - N_2 = 0; \quad N_2 = Z - F = \frac{b}{a + b} F.$$

$$z_2 = b; \quad z_2 = a + b; \quad \text{bo'lganda ham } N_2 = Z - F = \frac{b}{a + b} F.$$

Bo'ylama kuch epyuralari 2.10,e-chizmada qurib ko'rsatilgan.

Ikkinchi masala. Absolyut bikir BC brus shiftga po'lat sterjenlar bilan (2.11-chizma) osib qo'yilgan, unga ta'sir etayotgan sirtqi F kuchdan sterjenlarda hosil bo'lgan ichki kuchlar aniqlansin.

Sterjenlarning uzunlik $l_1 = 2l$; $l_2 = 1,5l$; $l_3 = l$ va ko'ndalang kesim o'lchamlari $A_1 = 0,5A$; $A_2 = A$; $A_3 = A$ bo'lsin. Birorta $n-n$ tekisligi bilan uchala sterjenni kesib ikki qismga ajratamiz va pastki olib qolingan qismga noma'lum ichki kuchlarni chizmada ko'rsatilgandek qo'yamiz (2.11,b-chizma).



2.11-chizma. Sterjenlar sistemasi.

I. *Masalaning statik tomonini qaraymiz.* Kesish usulidan foydalanamiz.

Noma'lum ichki kuchlar qo'yilgan pastki qismining muvozanatini tekshiramiz.

Barcha kuchlardan z vertikal o‘qiga olingan proeksiyalarining algebraik yig‘indisi nolga teng bo‘lishi lozim, ya’ni

$$\sum Z = 0, \quad N_1 + N_2 + N_3 - F = 0. \quad (2.39)$$

Barcha kuchlardan B nuqtaga olingan momentlarning yig‘indisi nolga teng bo‘lishi lozim, ya’ni

$$\sum M_B = 0, \quad -N_2 \cdot \ell + F \cdot 0,5\ell - N_3 \cdot 1,5\ell = 0. \quad (2.40)$$

Bu ikkita tenglamada uchta N_1, N_2, N_3 noma‘lumlar bo‘lgani uchun masala bir marta statik aniqmas.

II. *Masalaning geometrik tomonini qaraymiz.* Vertikal sterjenlar tashqi kuch ta’sirida cho‘zilgandan keyin absolyut bikir BC brus shtrix chiziq bilan ko‘rsatilgan B_1C_1 holatga o‘tadi. Uchburchak $D_1D_2C_1$ va $B_1B_2C_1$ larning o‘xshashligidan quyidagi nisbat ma‘lum:

$$\frac{B_2B_1}{B_2C_1} = \frac{D_2D_1}{D_2C_1}. \quad (2.41)$$

Chizmadan ko‘rinadiki, $B_2C_1 = 1,5\ell$, $D_2C_1 = 0,5\ell$, $CC_1 = \Delta\ell_3$, $B_2B_1 = BB_1 - CC_1 = \Delta\ell_1 - \Delta\ell_3$, $D_2D_1 = DD_1 - CC_1 = \Delta\ell_2 - \Delta\ell_3$, bularni (2.33) nisbatga qo‘yib deformatsiya tenglamasini quyidagicha ifodalash mumkin.

$$\frac{\Delta\ell_1 - \Delta\ell_3}{1,5\ell} = \frac{\Delta\ell_2 - \Delta\ell_3}{0,5\ell}. \quad (2.42)$$

III. *Masalaning fizik tomonini qaraymiz.* Sterjenlarning cho‘zilish deformatsiyasini Guk qonunidan foydalanib quyidagicha ifodalaymiz.

$$\left. \begin{aligned} \Delta\ell_1 &= \frac{N_1 \cdot \ell_1}{E \cdot A_1} = \frac{N_1 \cdot 2\ell}{E \cdot 0,5A}; & \Delta\ell_2 &= \frac{N_2 \cdot \ell_2}{E \cdot A_2} = \frac{N_2 \cdot 1,5\ell}{E \cdot A}; & \Delta\ell_3 &= \frac{N_3 \cdot \ell_3}{E \cdot A_3} = \frac{N_3 \cdot \ell}{E \cdot A}. \end{aligned} \right\} (2.43)$$

IV. *Sintez.* $\Delta\ell_1, \Delta\ell_2, \Delta\ell_3$ qiymatlarini (2.34) deformatsiya tenglamasiga qo‘yib ba‘zi bir soddalashtirishlar bajarilgandan keyin quyidagi tenglamani hosil qilamiz:

$$N_1 = \frac{9N_2 - 4N_3}{8}. \quad (2.44)$$

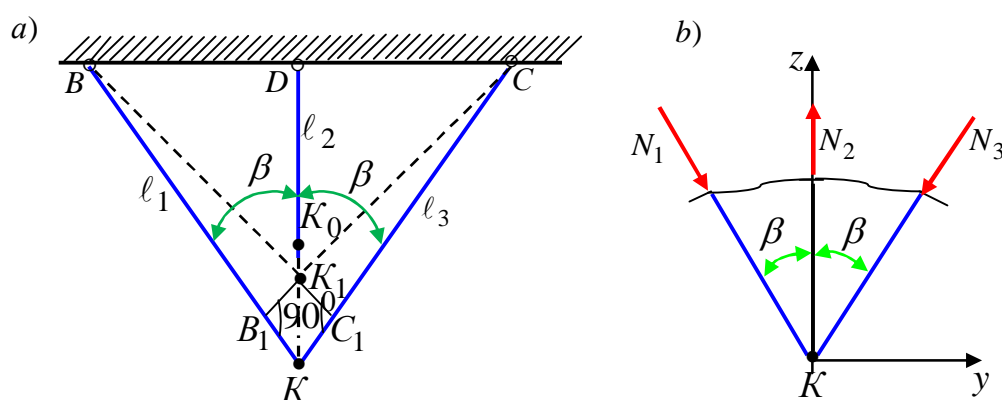
Hosil qilingan (2.39) tenglamani (2.40) va (2.44) tenglamalar bilan birgalikda yechib zo‘riqish kuchlarni aniqlaymiz:

$$\left. N_1 = \frac{176}{344} F; \quad N_2 = \frac{20}{43} F; \quad N_3 = \frac{1}{43} F. \right\} \quad (2.45)$$

2.9-§. Montaj kuchlanishlar

Statik aniqmas masalaning amaliyotda juda ham muhim bo‘lgan xususiyatlaridan birini ko‘rib chiqamiz. Inshootlarni va konstruksiyalarni qurishda ishlatiladigan elementlarni mutloq aniq o‘lchamda tayyorlashni ta‘minlab bo‘lmaydi. Shuning uchun ham konstruksiya elementlarini tayyorlashda ba‘zi bir noaniqliklarga yo‘l qo‘yiladi. Bu esa konstruksiya yig‘ilganda elementlari o‘lchamlarining noaniq tayyorlanishi natijasida agarda unga tashqi kuch qo‘yilmagan bo‘lsa ham, zo‘riqish kuchlari hosil bo‘ladi. Agar qaralayotgan konstruksiya statik aniq bo‘lsa, unda zo‘riqish kuchlari hosil bo‘lmaydi. Masalan 2.12-chizmada keltirilgan konstruksiya elementlaridan biri DK_0 sterjen uzunlik o‘lchami haqiqiy uzunligiga nisbatan $K_0K = \delta$ ga qisqa qilib yasalgan bo‘lsin.

Konstruksiya to‘laqonlik bilan ishlashi uchun o‘rtadagi DK_0 sterjenni cho‘zib K va K_0 nuqtalarni K_1 nuqtada tutashtiramiz, buning natijasida o‘rtadagi sterjenning $K_0K_1 = \Delta l_2$ miqdorga cho‘zilishini va chetki sterjenlar uzunliklari $l_1 = l_3$ teng bo‘lgani uchun $\Delta l_1 = \Delta l_3$ miqdorga qisqarishini kuzatamiz.



2.12-chizma. O‘lchami aniq tayyorlanmagan sterjenlar sistemasi.

I. *Masalaning statik tomonini qaraymiz.* Kesish metodidan foydalanamiz, ya‘ni sterjenlar sistemasini fikran qirqib olib qolingan (2.12,b-chizma) qism uchun statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{cases} \sum Y = N_1 \sin \beta - N_3 \sin \beta = 0; \\ \sum Z = -N_1 \cos \beta + N_2 - N_3 \cos \beta = 0. \end{cases} \quad (2.46)$$

Bu ikkita tenglamada uchta noma'lum bo'lgani uchun masala bir marta statik aniqmas.

II. *Masalaning geometrik tomonini qaraymiz.* Konstruksiyaning deformatsiyalanishidan foydalanib qo'shimcha tenglama, uning deformatsiyalari orasidagi munosabatlaridan tuziladi (2.12,a-chizma):

$$\delta = K_0 K_1 + K_1 K; \quad K_1 K = \frac{\Delta l_1}{\cos \beta}; \quad l_1 = l_3 = \frac{l_2}{\cos \beta}. \quad \delta = \Delta l_2 + \frac{\Delta l_1}{\cos \beta}. \quad (2.47)$$

III. *Masalaning fizik tomonini qaraymiz.* Guk qonuni orqali sterjen deformatsiyalarini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{EA_2}; \quad \Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{EA_1}; \quad \Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{EA_3}.$$

Bunda $A_1 = A_3$ bo'lsin. Bularni yuqoridagi (2.47) ifodaga qo'yib quyidagi tenglamani hosil qilamiz:

$$\delta = \frac{N_2 l_2}{EA_2} + \frac{N_1 l_2}{EA_1 \cos \beta}. \quad (2.48)$$

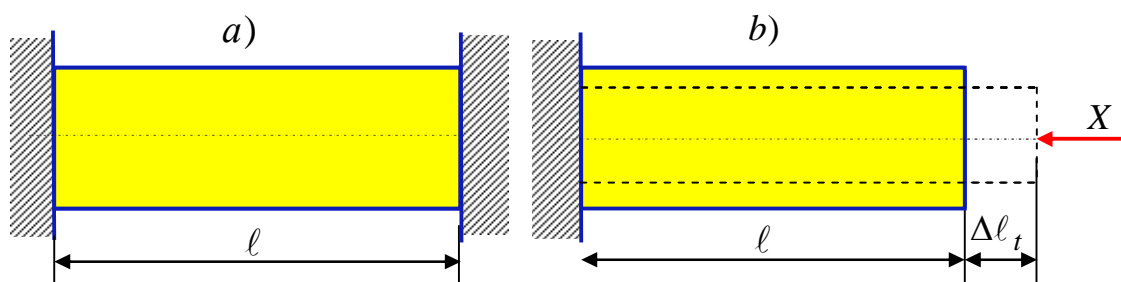
IV. *Sintez.* Yuqoridagi (2.46), (2.47) va (2.48) tenglamalarni birgalikda yechib, tashqi kuch ta'sir etmasa ham sistemada hosil bo'lgan N_1 , N_2 , N_3 zo'riqishlar uchun quyidagi miqdorlarni aniqlaymiz:

$$N_1 = N_3 = \frac{N_2}{2 \cos \beta}; \quad N_2 = \frac{EA_2 \delta}{l_2 \left[1 + \frac{EA_2}{2EA_1 \cos^3 \beta} \right]}. \quad (2.49)$$

2.10-§. Haroratning o'zgarishi natijasida hosil bo'ladigan kuchlanishlar

Tashqi kuch ta'sir etmagan holda ham statik aniqmas masalalarda, kuchlanish nafaqat konstruksiya elementlari o'lchamlarining noaniq tayyorlanishi yoki yig'ish jarayoni noto'g'ri bajarilishidan hatto haroratining o'zgarishidan ham hosil bo'ladi.

Haroratning o'zgarishidan yetarlicha katta kuchlanishlar bir butun qilib payvandlangan **reyslarda** hosil bo'lishini kuzatish mumkin. Harorati t_0 bo'lgan sterjen ikki uchi bilan devorlarga mahkamlangan bo'lsin (2.13-chizma).



2.13-chizma. Temperatura ta'siridagi sterjen.

Sterjenning harorati t_0 dan t_1 ga ko'tarilib, ular orasida farq $\Delta t = t_1 - t_0$ bo'lganda sterjenning ko'ndalang kesim va uzunlik o'lchamlari o'zgarishi lozim edi, agar sterjenning bir uchi erkin bo'lsa. Lekin sterjenning uzayishiga devorlar yo'l qo'ymaydi, shuning uchun ham sterjen siqilishidan bo'ylama zo'riqish va kuchlanish hosil bo'ladi. Qaralayotgan masala bir marta statik aniqmas.

Sterjen temperatura ta'sirida $\Delta l_t = \alpha l \Delta t$ miqdorga cho'ziladi. α materialning chiziqli kengayish koeffitsientidir. Statik aniqmas masalani yechish uchun uning o'ng tomonidagi bog'lanishni tashlab reaksiya kuchi bilan almashtiramiz. Unda temperatura ta'siridan hosil bo'lgan bo'ylama cho'zilish bilan reaksiya kuchidan hosil bo'lgan bo'ylama qisqarish bir-biriga teng bo'ladi:

$$\alpha l \Delta t = \frac{X l}{EA} \tag{2.50}$$

Bu formuladan reaksiya kuchini topamiz:

$$X = EA \alpha \Delta t. \tag{2.51}$$

Sterjen temperaturasining o'zgarishi natijasida ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanishni quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_t = \frac{X}{A} = E \alpha \Delta t. \tag{2.52}$$

2.11-§. Cho'zilish va siqilishda sterjenlarni mustahkamlikka hisoblash

Konstruksiya elementlarini kesimi, uning ishlash davrining boshidan to oxirigacha yemirilmasligi va materialning iqtisodiy tejimli bo'lish talabini

e'tiborga olgan bir vaqtda katta deformatsiya hosil bo'lmashini ta'minlash kerak.

Ko'ndalang kesimning zarur o'lchamlari konstruktsiya elementini mustahkamlikka, bixirlikka va ustivorlikka hisoblash natijasida aniqlanadi.

Mustahkamlikka hisoblashda quyidagi talab bajarilishi lozim: konstruktsiya elementlarida hosil bo'ladigan eng katta kuchlanish (normal, urinma yoki ularning kombinatsiyalari) material uchun berilgan ruxsat etilgan kuchlanish qiymatidan ortib ketmasligi shart.

Konstruktsiya elementlarini mustahkamlikka hisoblashning quyidagi uch xil usuli mavjud:

- I. ruxsat etilgan kuchlanish usuli;
- II. chegaraviy holatlar usuli;
- III. xavfli yuklar usuli.

Hozircha konstruktsiya elementlarini mustahkamlikka hisoblash usulini qisqacha ko'rib chiqamiz.

Konstruktsiya elementlarini bixirlikka va ustivorlikka hisoblash **usullarini** keyingi boblarda qaraymiz.

I. Ruxsat etilgan kuchlanish usuli

Konstruktsiya elementlarining xavfli ko'ndalang kesimlarida hosil bo'ladigan eng katta normal kuchlanish qiymati, konstruktsiya materiali uchun berilgan ruxsat etilgan kuchlanishdan ortib ketmasa, bunday konstruktsiya elementlarining mustahkamligi ta'minlangan hisoblanadi.

Konstruktsiya elementlarining uzoq ishlash davrida yemirilmasligini ta'minlaydigan eng katta kuchlanishga **ruxsat etilgan kuchlanish** deb ataladi. Ruxsat etilgan normal kuchlanish $[\sigma]$ kabi belgilanadi. Sterjen materiali cho'zilish va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatsa, ruxsat etilgan normal kuchlanish cho'zilishda $[\sigma_{ch}]$ va siqilishda $[\sigma_s]$ kabi belgilanadi.

Sterjen materiali cho'zilish va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatsa, cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanishlari qiymatlari 2.2-jadvalda turli materiallar uchun berilgan.

Plastik materiallardan tayyorlangan konstruksiya elementlar xavf xatarsiz ishlashini ta'minlovchi ruxsat etilgan kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{oq}}{n_{oq}}. \quad (2.53)$$

Bunda, σ_{oq} - materialning *oquvchanlik chegarasi*; n_{oq} oquvchanlik *chegarasi bo'yicha ehtiyot koeffitsienti* bo'lib, qiymati 1,5 ÷ 2,5 ga teng.

Mo'rt materiallardan tayyorlangan konstruksiya elementlari xavf-xatarsiz ishlashini ta'minlovchi ruxsat etilgan kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_v}{n_v}. \quad (2.54)$$

Bunda σ_v - materialning *vaqtincha qarshiligi (mustahkamlik chegarasi)*; n_v *vaqtincha qarshilik bo'yicha ehtiyot koeffitsienti* bo'lib, qiymati 2,5 ÷ 5,0 ga teng.

Materiallarning ruxsat etilgan kuchlanishlari

2.2-jadval

Materiallarning nomi	Ruxsat etilgan kuchlanish MPa	
	Cho'zilishda $[\sigma_{ch}]$	Siqilishda $[\sigma_s]$
Prokat po'lat rusumlari:		
BCt2	14	
BCt3	16	
Kam uglerodli mashinasozlik po'lat	60-250	
Kam uglerodli mashinasozlik po'lat ligerlangan	100-400 va yuqori	
Tekistolit	30-40	
Getinaks	50-70	
Mis	30-120	
Bronza	60-120	
Duralyuminiy	80-150	
Alyumin	30-90	
G'isht o'rimi	0,2	0,6-2,5
Tosh o'rimi	0,3	0,4-4
Kulrang cho'yan	28-80	120-160
Beton	0,1-0,7	1-9
Sosna el:		
Tolalari bo'ylab	7-10	10-12
Tolalariga ko'ndalang	-	5
Dub:	100	250
Tolalari bo'ylab	9-13	13-15
Tolalariga ko'ndalang	-	2-3,5

Turli materiallar uchun mustahkamlik chegaralari 2.3-jadvalda berilgan.

Yog'och materiallari uchun esa mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti 3 dan 8 gacha oraliqda tanlanadi.

Cho'zilishga va siqilishga ishlovchi konstruksiya elementlarining mustahkamlik shartlari, ruxsat etilgan kuchlanishlar bo'yicha quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{ch} = \frac{N_{ch}}{A} \leq [\sigma_{ch}] \text{ va } \sigma_s = \frac{N_s}{A} \leq [\sigma_s]. \quad (2.55)$$

Sterjenning eng katta kuchlanish hosil bo'lgan kesimiga xavfli kesim deb ataladi.

Materiallarning mustahkamlik chegaralari

2.3-jadval

<i>Materiallarning nomi</i>	<i>Oquvchanlik chegarasi σ_{oq} MPa</i>	<i>Mustahkamlik chegarasi MPa</i>	
		<i>Cho'zilishda σ_{ch}</i>	<i>Siqilishda σ_s</i>
Prokat po'lat rusumlari			
BCt3kp	185-235	360-365	
BCt3ps	235-275	370-400	
BCt3sp	235-270	370-400	
09g2 (margenslangan)	235-270	430-500	
10XSND Xrom-kreml	390	530	
12u2SMF (ligerlangan termik puxtalangan)	590	685	
Titanli VT4	550-650	700-850	
Chugun seriy SCH	-	120-800	500-1500
Granit	-	3	120-260
G'isht	-	0,7-3,0	7-30
Beton	-	0,4-2,6	2,8-43,8
Sosna el:	-		
Tolalari bo'ylab	-	80	40
Tolalariga ko'ndalang	-	-	5
Tekistolit	-	100	250
Orgsteklo CT-1	-	78	120
Sterloplastik CBAM 1:1	-	480-500	420

Umumiy holda cho'zilgan va siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A_{\text{netto}}} \leq [\sigma]. \quad (2.56)$$

Bunda A_{netto} - ko'ndalang kesim yuzadan teshik (kertik) yuzalarni chiqarib tashlagandan keyingi yuza.

Ushbu (2.56) ifodadan foydalanib, sterjen uchun aniqlanishi lozim bo'lgan tavsiflariga qarab quyidagi uch turdagi masalani yechish mumkin:

1. Sterjenni mustahkamlikka tekshirish.

Bunda quyida keltirilgan formula yordamida sterjen mustahkamligi ta'minlanadi:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]. \quad (2.57)$$

Sterjenni cho'zuvchi (siquvchi) kuchlar va uning ko'ndalang kesim o'lchamlari berilgan bo'lsa, unda xavfli kesimdagi maksimal normal kuchlanishni aniqlab, uni berilgan ruxsat etilgan kuchlanish bilan taqqoslaymiz. Taqqoslash natijasi orasidagi farq $\pm 5\%$ dan ortmasligi lozim. Agar kuchlanish orasidagi farq $+5\%$ katta bo'lsa, unda sterjen ortiqcha kuchlanishga qarshilik ko'rsatib, xavfli holatda bo'ladi. Agar kuchlanish orasidagi farq -5% kichik bo'lsa, unda sterjen materialidan to'liq foydalanilmagan bo'ladi.

2. Sterjen ko'ndalang kesim o'lchamlarini aniqlash.

Agar sterjenga ta'sir etuvchi kuchlar va uning materiali ma'lum bo'lsa, unda sterjenning xavfsiz ko'ndalang kesim o'lchamlari quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$A_{netto} \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}. \quad (2.58)$$

3. Sterjen ko'tara oladigan eng katta kuchni aniqlash.

Agar sterjenning ko'ndalang kesimi o'lchamlari va uning materiali berilgan bo'lsa, sterjen ko'tara oladigan eng katta kuch quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$N_{\max} \leq A[\sigma]. \quad (2.59)$$

Ruxsat etilgan kuchlanish xavfli kuchlanishdan bir necha marta kichik bo'lishi lozim.

II. Sterjenlarni mustahkamlikka tekshirishda chegaraviy holat usuli.

Bu chegaraviy holat usuli konstruksiyalarga ta'sir etuvchi turli omillarning ta'sirini to'la hisobga oladi.

Konstruksiyaning chegaraviy holati deb - uni normal ekspluatatsiya qilib bo'lmaydigan holatiga aytiladi.

Qurilish me'yorlari va qoidalari (QMQ) chegaraviy holat uchta guruhga bo'lingan.

Birinchi guruh chegaraviy holati konstruksiyaning yuk ko'tarish qobiliyatini – mustahkamlik yoki ustuvorligini yo'qotishi bilan aniqlanadi.

Ikkinchi guruh chegaraviy holati konstruksiya juda ham katta deformatsiya hosil qilishi yoki tebranishi bilan aniqlanadi.

Uchinchi guruh chegaraviy holati konstruksiyada yoriqlarning paydo bo'lib rivojlanishi va boshqa darzlar hosil bo'lish bilan aniqlanadi.

Bu mavzuda konstruksiyaning birinchi tur chegaraviy holati bo'yicha mustahkamlikka hisoblashni ko'rib chiqamiz.

Konstruksiyalarni ruxsat etilgan normal kuchlanish bo'yicha mustahkamlikka hisoblashda bitta umumiy ehtiyotlik koeffitsienti kiritiladi. Birinchi guruh chegaraviy holati bo'yicha konstruksiyani mustahkamlikka hisoblashda moyilroq yondoshuv bilan zaruriy ehtiyotlik mustahkamligini ta'minlash bilan farq qiladi. Bunda bitta ehtiyotlik koeffitsienti o'rniga bir nechta koeffitsientlar kiritiladi.

Mustahkamlikni ta'minlashda hisobiy yuk miqdori quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$F = F_n \cdot \gamma_f. \quad (2.60)$$

Yuklanishda QMQ da keltirilgan, me'yoriy F_n yuk miqdoriga nisbatan yukning ortishini hisobga oluvchi ishonchlilik γ_f koeffitsient.

Bu ifodadagi ehtiyotlik koeffitsienti doimiy yuklar uchun $\gamma_f = 1,05 \div 1,3$. Vaqtincha yuklar uchun $\gamma_f = 1,05 \div 1,4$. Misol uchun qor va shamol uchun $\gamma_f = 1,4$.

Konstruksiya materialining namunada o'tkazilgan tajriba natijalariga nisbatan, me'yoriy R_n qarshiligining mumkin bo'lgan kamayishini hisobga oluvchi, material bo'yicha ishonchlilik γ_m koeffitsient kiritilgan. Plastik materiallar uchun me'yoriy

qarshilik sifatida $R_n = \sigma_{oq}$ oquvchanlik chegarasi, mo'rt materiallar uchun mustahkamlik $R_n = \sigma_m$ chegarasi qabul qilinadi. Po'lat konstruksiyalar uchun material bo'yicha ehtiyotlik koeffitsienti $\gamma_m = 1,025 \div 1,15$ oralig'dagi qiymatlarni qabul qiladi.

Materialning hisobiy qarshiligi deb ataluvchi miqdor quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$R = \frac{R_n}{\gamma_m}. \quad (2.61)$$

Qurilish po'lati uchun materialning hisobiy qarshiligi quyidagicha aniqlanadi:

$$R = \frac{\sigma_{oq}}{\gamma_m}. \quad (2.62)$$

va u oquvchanlik chegarasi bo'yicha materialning hisobiy qarshiligi deb yuritiladi. Bazi bir materiallarning hisobiy qarshiligi 2.4-jadvalda keltirilgan. Bu haqidagi ma'lumotlarni kengroq QMQ dan olish mumkin.

Konstruksiyalarni mustahkamlikka hisoblashda ularning ish sharoitini e'tiborga oluvchi koeffitsient $\gamma_{i.sh}$ ham kiritiladi. Bu koeffitsient $\gamma_{i.sh} = 0,75 \div 1,0$ qiymatlar oralig'ida o'zgaradi.

Hisobiy qarshiliklar

2.4-jadval

Materiallarning nomi	Hisobiy qarshilik MPa		
	Cho'zish R_{ch}	Siqilish R_s	Siljish R_{sil}
Prokat po'lat markalari:			
VSt3kp		175-230	100-140
VSt3ps, VSt3sp		230-280	140-170
09G2(marganslangan)		290-360	180-215
10xSMD(xromokremli)		355	210
12G2SMF(legirlangan termik ishlov berilgan)		515	310
Alyuminiy qotishmasi		125-200	75-120
Kulrang cho'yan	95-100	160-250	40-75
Beton	0,26-1,68	2,13-33,6	-
Sosna el:			
tolalari bo'yicha	10	13	2,4
egilishda	13	13	2,4

Mustahkamlikka hisoblashda birinchi chegaraviy holat quyidagi talabga keltiradi, ya'ni eng katta cho'zuvchi $\sigma_{ch,max}$ kuchlanish va eng katta siquvchi $\sigma_{s,max}$ kuchlanishning absolyut qiymati hisob yuk miqdori, cho'zilishdagi R_{ch} va siqilishdagi R_s hisobiy qarshiliklarning ish sharoitini e'tiborga oluvchi koeffitsientiga ko'paytmasi miqdoridan ortib ketmasligi lozim:

$$\sigma_{ch} \leq \gamma_{i.ch} R_{ch}; \quad \sigma_s \leq \gamma_{i.ch} R_s. \quad (2.63)$$

Agar material cho'zilish va siqilishga bir xil qarshilik ko'rsatsa, unda mustahkamlikka tekshirish absolyut qiymati bo'yicha eng katta normal kuchlanish bo'yicha hisoblaniladi:

$$\sigma_{max} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (2.64)$$

Urinma kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\tau \leq \gamma_{i.sh} R_{sil}. \quad (2.65)$$

Bunda R_{sil} siljishdagi hisobiy qarshilik bo'lib plastik materiallar uchun $R_{sil} \approx 0,6R$ teng.

Markaziy cho'zilish yoki siqilishda sterjenning xavfli kesimida quyidagi mustahkamlik shartlari (2.64-2.65) shartlar kabi bajarilishi lozim:

$$\sigma_{ch} = \frac{N_{ch}}{A} \leq \gamma_{i.sh} R_{ch}. \quad (2.66)$$

$$\sigma_s = \frac{N_s}{A} \leq \gamma_{i.sh} R_s. \quad (2.67)$$

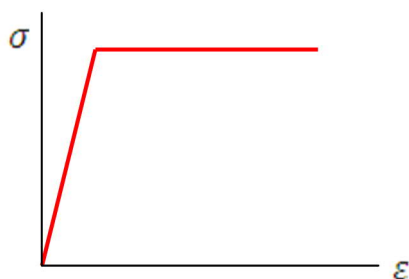
$$\sigma = \frac{N}{A} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (2.68)$$

Bu formulalardagi bo'ylama kuchlar absolyut qiymatlari bilan olinadi.

III. Sterjenlarni mustahkamlikka tekshirishda xavfli yuklar usuli

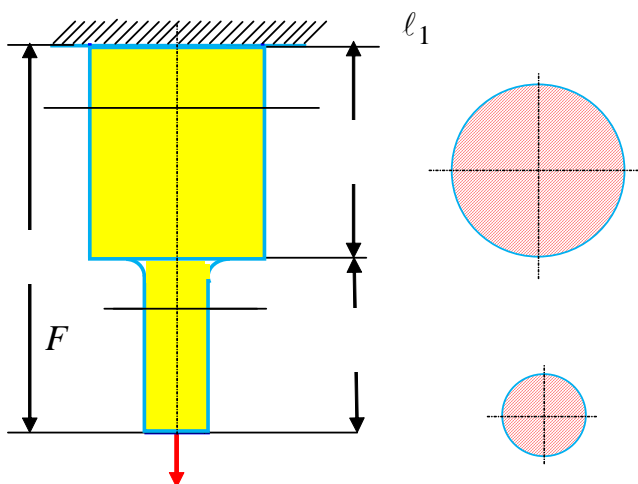
Prandtl diagrammasiga (2.14-chizma) bo'ysinuvchi materialdan yasalgan konstruksiya uchun xavfli yuk sifatida uning elementlarida plastik deformatsiya

yetarlicha katta bo'lgan yuk qabul qilinadi. Bunda konstruksiya yukni yana ortishini qabul qilish qobiliyati yo'qoladi.



2.14-chizma. Prandtl diagrammasi.

Masalan 2.15-chizmada keltirilgan o'zgaras kesimli pog'onali sterjen plastik materialdan tayyorlangan bo'lsa xavfli yuk $F_{xavf} = \sigma_{oq}A_1$, mo'rt materialdan yasalgan bo'lsa xavfli yuk $F_{xavf} = \sigma_m A_1$ sifatida qabul qilish lozim.



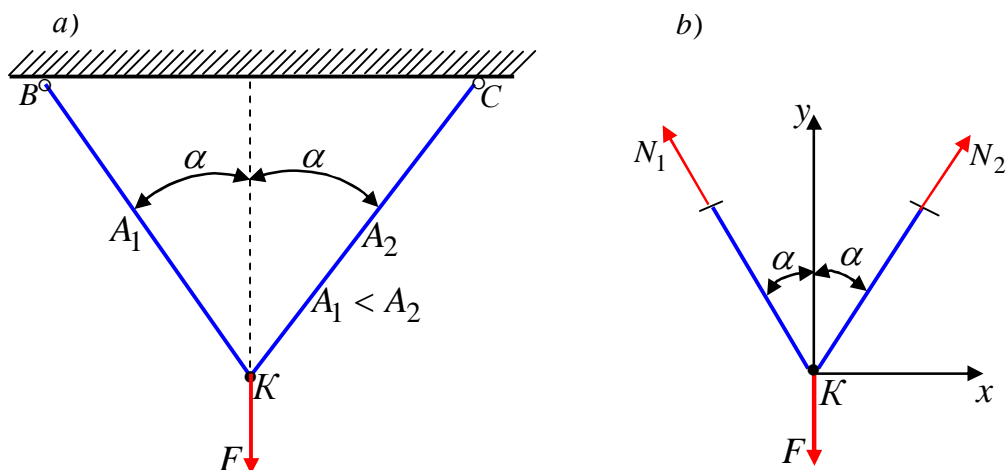
2.15-chizma. Pog'onali sterjen.

Statik aniq sterjenlar sistemasida tashqi kuch ta'siridan hosil bo'lgan zo'riqish C tugun uchun tuzilgan statika muvozanat tenglamalaridan aniqlanadi 2.16-chizma.

$$\begin{cases} \sum z = 0; & N_1 \cos \alpha + N_2 \cos \alpha - F = 0; \\ \sum y = 0; & N_1 = N_2. \end{cases} \quad (2.69)$$

Bu tenglamalardan

$$N_1 = N_2 = \frac{F}{2 \cos \alpha}. \quad (2.70)$$



2.16-chizma. Sterjenlar sistemasi.

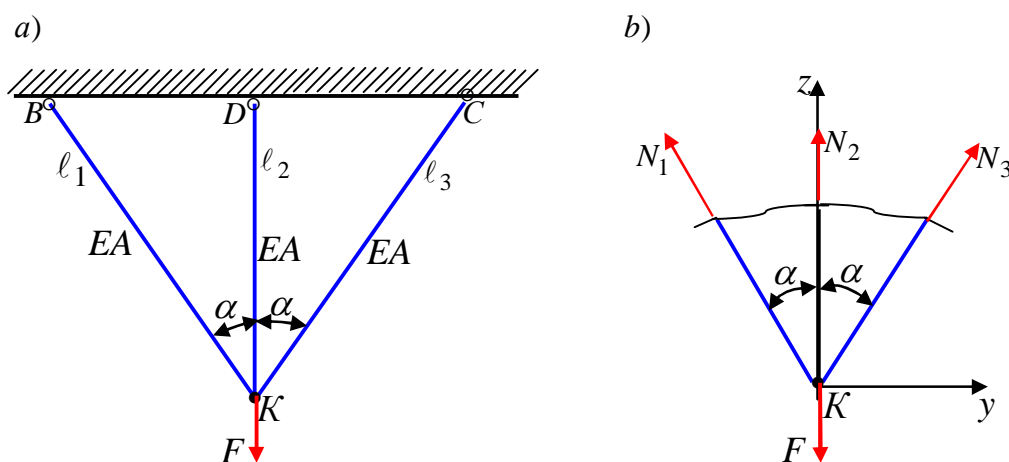
Plastik material uchun xavfli yuk, ko'ndalang kesim yuzasi kichik bo'lgan BK sterjenda hosil bo'lgan kuchlanish σ_{oq} ga teng. Unda xavfli yuk quyidagiga teng bo'ladi:

$$F_{xavf} = 2\sigma_{oq}A_1. \quad (2.71)$$

Mo'rt materiallar uchun kuchlanish σ_m ga teng bo'lgandagi yuk qabul qilinadi. Unda xavfli yuk quyidagiga teng bo'ladi:

$$F_{xavf} = 2\sigma_m A_1. \quad (2.72)$$

Tajribalarning ko'rsatishicha statik aniqmas sterjenlar materiali Prandtl diagramasiga bo'ysinuvchi sistemasiga ta'sir etuvchi sirtqi kuchning sekin-asta ortishi bilan kuchlanish quyidagi uch xil kuchlanganlik holatida hosil bo'lishi mumkin 2.17-chizma:



2.17-chizma. Statik aniqmas sterjenlar sistemasi.

1. Statik aniqmas sterjenlar sistemasida oquvchanlik chegarasiga teng bo'lgan kuchlanish avval o'rtadagi sterjenlarda paydo bo'ladi $N_{2oq} = \sigma_{oq}A$;

2. Statik aniqmas sterjenlar sistemasida oquvchanlik chegarasiga teng bo'lgan kuchlanish avval chetki sterjenlarda paydo bo'ladi;

3. Statik aniqmas sterjenlar sistemasida oquvchanlik chegarasiga teng bo'lgan kuchlanish barcha sterjenlarda hosil bo'ladi.

Birinchi ikki holatda konstruksiya ishdan chiqmaydi, chunki o'rtadagi sterjenda kuchlanish oquvchanlik chegarasiga teng bo'lganda chetki sterjenlarda kuchlanish oquvchanlik chegarasiga yetmaydi va teskarisi.

Uchinchi holatda barcha sterjenlarda kuchlanish oquvchanlik chegarasiga teng bo'lganda konstruksiya to'la yemiriladi, barcha sterjenlardagi kuchlar teng bo'ladi $N_{1oq} = N_{2oq} = N_{3oq} = \sigma_{oq}A$. Bunda xavfli yuk statikaning muvozanat shartidan aniqlanadi:

$$\sum Z = 0; \quad N_{2oq} + (N_{2oq} + N_{2oq})\cos\alpha - F_{xavf} = 0. \quad (2.73)$$

$$F_{xavf} = A\sigma_{oq}(1 + 2\cos\alpha).$$

Agar qaralayotgan sistema, mo'rt materialdan yasalgan bo'lsa, unda xavfli yuk o'rtadagi sterjenda hosil bo'lgan kuchlanish σ_m mustahkamlik chegarasiga yetgan holatiga to'g'ri keladi.

Xavfli yuk miqdorini aniqlab, sterjenlar va sterjenlar sistemalari yuk ko'tarish qobiliyatini quyidagi formula bilan o'rnatish mumkin:

$$[F] = \frac{F_{xavf}}{n}. \quad (2.74)$$

Bunda $[F]$ ruxsat etilgan kuch. n - mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti.

2.12-§. Bikirlik sharti

Mashina va inshootlarning normal ishlashini ta'minlash maqsadida ba'zan ularning konstruksiya elementlari o'lchamlarini shunday tanlash kerakki, unda bikirlik sharti bajarilishi ta'minlanishi lozim. Cho'zilish va siqilishda konstruksiya elementlarining bikirlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\Delta \ell = \sum \int \frac{N(z) dz}{EA(z)} \leq [\Delta \ell], \quad (2.75)$$

bunda

$\Delta \ell$ - absolyut deformatsiya;

$[\Delta \ell]$ - ruxsat etilgan absolyut deformatsiya.

Shuni eslatib o'tish lozimki, hisob ishlarini bikirlik sharti bo'yicha olib borilganda, albatta mustahkamlik sharti bo'yicha tekshirib ko'rish lozim. Agar bikirlik sharti bajarilib, mustahkamlik sharti bajarilmasa, unda masalani mustahkamlik sharti bilan yechish zarur.

Deformatsiyalarning boshqa oddiy turlarida sterjenni mustahkamlikka va bikirlikka hisoblash ishlari xuddi shu kabi olib boriladi. Konstruksiya elementlarining bikirlik sharti quyidagicha ifodalanadi.

$$\theta \leq [\theta] \quad (2.75)$$

Murakkab kuchlanganlik holatlarida mustahkamlikka hisoblashni keyinroq ko'rib chiqamiz.

Masalalar

2.1-masala. Diametri 10 sm bo'lgan doira shakldagi ko'ndalang kesimli ikkita ustun 2.18-chizmada ko'rsatilganidek yuklangan. Gorizontalar ustunlarga sharnirli biriktirilgan deb faraz qilaylik.

Ikkala ustunning yuqori, o'rta va pastki qismlari kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlang.

Yechish. Diametri 10 sm bo'lgan ustun ko'ndalang kesimyuzasini aniqlaymiz:

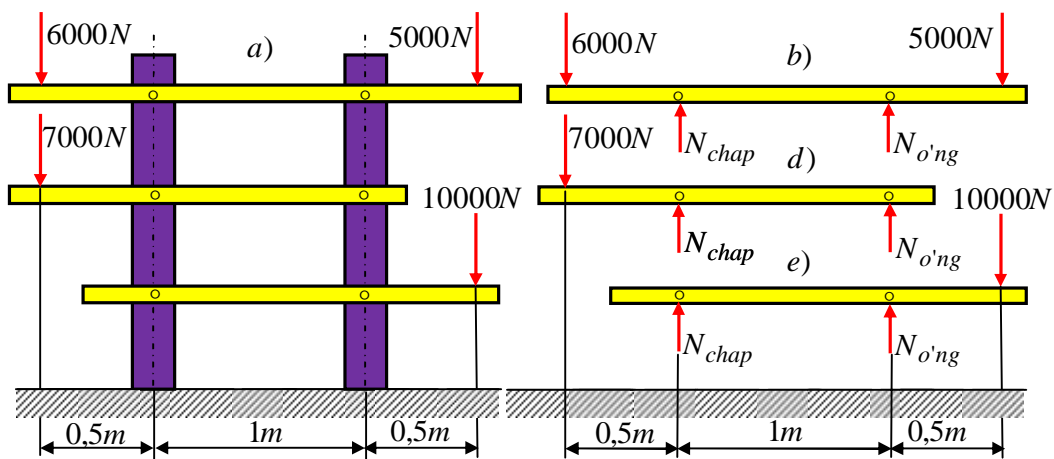
$$D = 10 \text{ sm}; \quad A = \pi D^2 / 4 = \pi 100 / 4 = 78,5 \text{ sm}^2.$$

Gorizontalar (2.18,b-chizma) sterjenlar o'ng va chap ustunlarga sharnirlar yordamida biriktirilgan. Tashqi kuchlar ta'siridan birikish nuqtalarida hosil bo'lgan reaksiya kuchlarini aniqlash uchun statik muvozanat tenglamani tuzamiz:

$$\begin{aligned} \sum \text{mom}_{chap} &= 0; & 6000 \cdot 50 + N_{o'ng} \cdot 100 - 5000 \cdot 150 &= 0; \\ 300000 - 750000 + 100 N_{o'ng} &= 0; & N_{o'ng} &= 4500 \text{ N}. \\ \sum \text{mom}_{o'ng} &= 0; & 6000 \cdot 150 + N_{chap} \cdot 100 - 5000 \cdot 50 &= 0; \\ 900000 - 250000 - 100 N_{chap} &= 0; & N_{chap} &= 6500 \text{ N}. \end{aligned}$$

O'rtadagi (2.18,d-chizma) sterjen o'ng va chap ustunlarga sharnirlar yordamida biriktirilgan. Tashqi kuch ta'siridan birikish nuqtalarida hosil bo'lgan reaksiya kuchlarini aniqlash uchun statik muvozanat tenglamani tuzamiz:

$$\begin{aligned} \sum \text{mom}_{chap} &= 0; & N_{o'ng} \cdot 100 + 7000 \cdot 50 &= 0; & N_{o'ng} &= -3500 \text{ N}. \\ \sum \text{mom}_{o'ng} &= 0; & -N_{chap} \cdot 100 + 7000 \cdot 50 &= 0; & N_{chap} &= 10500 \text{ N}. \end{aligned}$$



2.18-chizma. Gorizontaal bikir elementlar sharnirli ikkita ustunga biriktirilgan konstruksiya.

Pastdagi (2.18,e-chizma) sterjen o'ng va chap ustunlarga sharnirlar yordamida biriktirilgan. Tashqi kuch ta'siridan birikish nuqtalarida hosil bo'lgan reaksiya kuchlarini aniqlash uchun statik muvozanat tenglamani tuzamiz:

$$\begin{aligned} \sum mom_{chap} &= 0; & N_{o'ng} \cdot 100 - 10000 \cdot 150 &= 0; & N_{o'ng} &= 15000 \text{ N}. \\ \sum mom_{o'ng} &= 0; & -N_{chap} \cdot 100 - 10000 \cdot 50 &= 0; & N_{chap} &= -5000 \text{ N}. \end{aligned}$$

O'ng va chap ustunning har bir oralig'ida hosil bo'lgan kuchlanishlarni aniqlaymiz.

Chap ustunning birinchi, ikkinchi va uchinchi oralig'ida hosil bo'lgan kuchlanishlarni aniqlasak, ular tegishli quyidagilarga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} \sigma_{chap}^I &= \frac{6500}{78,5} = 83 \text{ N / sm}^2 = 8,3 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2; \\ \sigma_{chap}^{II} &= \frac{6500 + 10500}{78,5} = \frac{17000}{78,5} = 216,6 \text{ N / sm}^2 = 21,6 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2; \\ \sigma_{chap}^{III} &= \frac{6500 + 10500 - 5000}{78,5} = \frac{12000}{78,5} = 152,86624 \text{ N / sm}^2 = 15,3 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2. \end{aligned}$$

O'ng ustunning birinchi, ikkinchi va uchinchi oralig'ida hosil bo'lgan kuchlanishlarni aniqlasak, ular tegishli quyidagilarga teng bo'ladi:

$$\begin{aligned} \sigma_{o'ng}^I &= \frac{4500}{78,5} = 57 \text{ N / sm}^2 = 5,7 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2; \\ \sigma_{o'ng}^{II} &= \frac{4500 - 3500}{78,5} = \frac{1000}{78,5} = 13 \text{ N / sm}^2 = 1,3 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2; \\ \sigma_{o'ng}^{III} &= \frac{6500 - 3500 + 15000}{78,5} = \frac{16000}{78,5} = 204 \text{ N / sm}^2 = 20,4 \cdot 10^5 \text{ kN / m}^2. \end{aligned}$$

2.2-masala. Abolyut qattiq AB brus, bir xil ko'ndalang ($A = 10 \text{ sm}^2$) kesimli uchta sterjenga osilgan (2.19-rasmga qarang). Agar sterjenlar po'latdan qilingan bo'lsa, sterjenlardagi kuchlanishlarni hamda A nuqtaning ko'chishini va yo'nalishini aniqlang. 2.19-chizmada ko'rsatilganidek kuch 60 kN sterjen 2 bo'ylab yo'nalgan.

Berilganlar:

$$A_1 = A_2 = A_3 = 10 \text{ sm}^2; \quad E = 2 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2; \quad \ell_1 = \ell_2 = \ell_3 = \sqrt{13}.$$

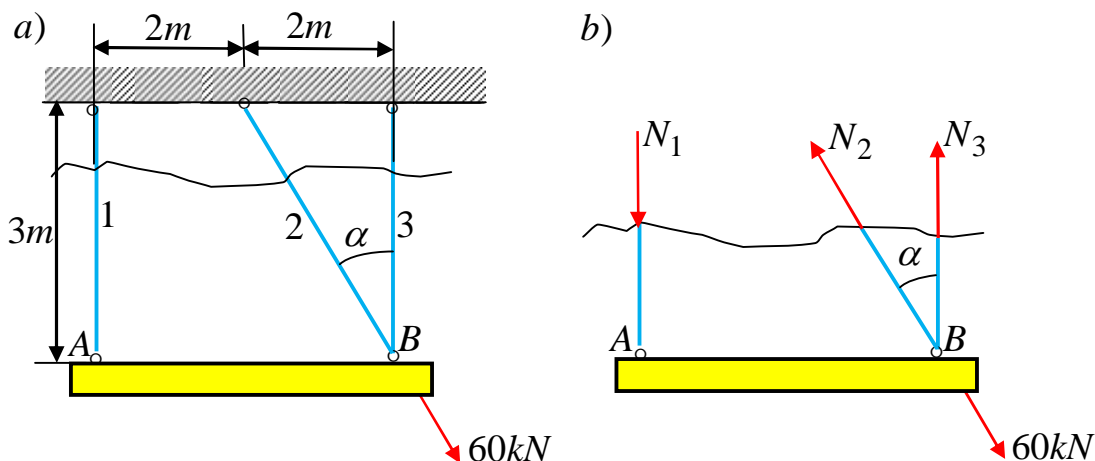
Yechish. Kesish usulidan foydalanib zo'riqish kuchlarini aniqlaymiz.

Statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum x(\rightarrow) = 0; \quad + 60 \sin \alpha - N_2 \sin \alpha = 0.$$

$$\sum y(\uparrow) = 0; \quad - 60 \cos \alpha - N_1 + N_2 \cos \alpha + N_3 = 0.$$

$$\sum \text{mom}_B = 0; \quad - N_1 \cdot 4 = 0.$$



2.19-chizma. Absolyut qattiq gorizontaal brus uchta sterjen bilan osilib qo'yilgan konstruktsiya.

Bu tenglamalarning birinchisidan quyidagini aniqlaymiz:

$$N_2 = 60 \text{ kN}.$$

Bu tenglamalarning ikkinchisidan quyidagini aniqlaymiz:

$$- 60 \cos \alpha - N_1 + 60 \cos \alpha + N_3 = 0; \quad N_1 = N_3.$$

Uchinchi tenglamadan

$$N_1 = 0.$$

Demak chetki sterjenlarda zo'riqish kuchlari nolga teng bo'lar ekan.

Sterjenlarda hosil bo'lgan kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{0}{10} = 0. \quad \sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{0}{10} = 0. \quad \sigma_2 = \frac{60000}{10} = 60 \text{ MPa}.$$

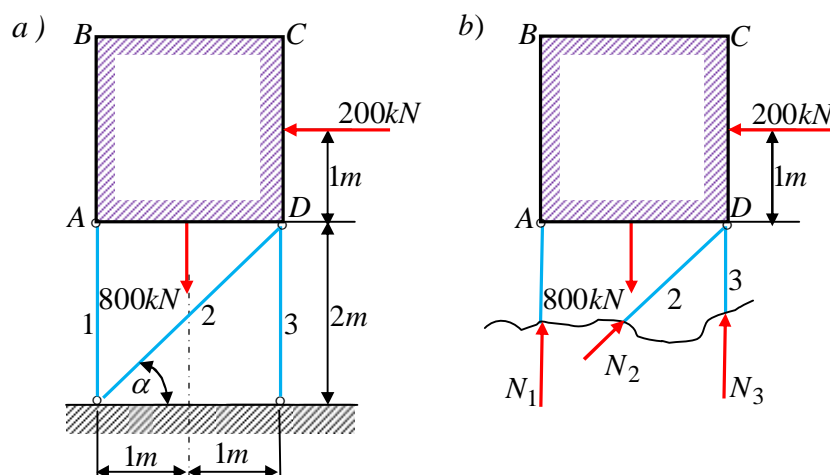
$$\Delta \ell_2 = \frac{N_2 \ell_2}{EA} = \frac{60000 \cdot 100 \sqrt{13}}{2 \cdot 10^7 \cdot 10} = 0,10816 \text{ sm}.$$

$$\Delta \ell_g = \frac{\Delta \ell_2}{\cos \alpha} = \frac{0,10816}{2/\sqrt{13}} = 0,19498 \text{ sm} = 1.95 \text{ mm}.$$

2.3-masala. Konstruksiya $ABCD$ poydevorga sterjenlar 1, 2 va 3 yordamida mahkamlangan (2.20-chizma). Konstruksiya deformatsiyasini hisobga olmaymiz. Konstruksiyaning og'irligi va unga tushadigan yonlama bosim rasmda ko'rsatilgan. Agar $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$ bo'lsa, ustunlar 1 va 3 hamda qiya tirgak 2 ning (to'rtta teng yonli burchaklikdan iborat) kesimini tanlang.

Berilganlar: $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$.

Yechish. Sirtqi kuchlardan hosil bo'ladigan zo'riqish kuchlarini aniqlashda kesish usulidan foydalanamiz 2.20-chizma. Chizmadan ko'rinadiki $\alpha = 45^\circ$ unda $\cos \alpha = \cos 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2}$; $\sin \alpha = \sin 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2}$ ga teng ekanligi ma'lum. Statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz:



2.20-chizma. Poydevorga uchta sterjenlar yordamida biriktirilgan konstruksiya.

$$\sum \text{mom}_D = 0; \quad N_1 \cdot 2 - 800 \cdot 1 - 200 \cdot 1 = 0; \quad N_1 = 500 \text{ kN}.$$

$$\sum y = 0; \quad N_1 - 800 + N_2 \cos \alpha + N_3 = 0; \quad -300 + N_2 \frac{\sqrt{2}}{2} + N_3 = 0.$$

$$\sum x = 0; \quad -200 + N_2 \sin \alpha = 0; \quad N_2 = \frac{200}{\frac{\sqrt{2}}{2}} \text{ kN}.$$

Bu formulalarning ikkinchisidan uchinchi sterjenda hosil bo'ladigan zo'riqish kuchini aniqlaymiz:

$$N_3 = 300 - N_2 \frac{\sqrt{2}}{2} = 300 - \frac{200}{\frac{\sqrt{2}}{2}} \cdot \frac{\sqrt{2}}{2} = 100 \text{ kN}.$$

Sterjenlarning ko'ndalang kesim yuzalarini mustahkamlik shartidan foydalanib

aniqlaymiz:

$$A_1 \geq \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{500000}{10000} = 50 \text{ sm}^2. \quad A_2 \geq \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{200000}{10000} \frac{2}{\sqrt{2}} = 28,3 \text{ sm}^2.$$
$$A_3 \geq \frac{N_3}{[\sigma]} = \frac{100000}{10000} = 10 \text{ sm}^2.$$

Birinchi sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi 50 sm^2 bo'lgani uchun sortament jadvalidan kesimi 14 bo'lgan teng yonli to'rtta burchakni tanlaymiz $80 \times 80 \times 8$.

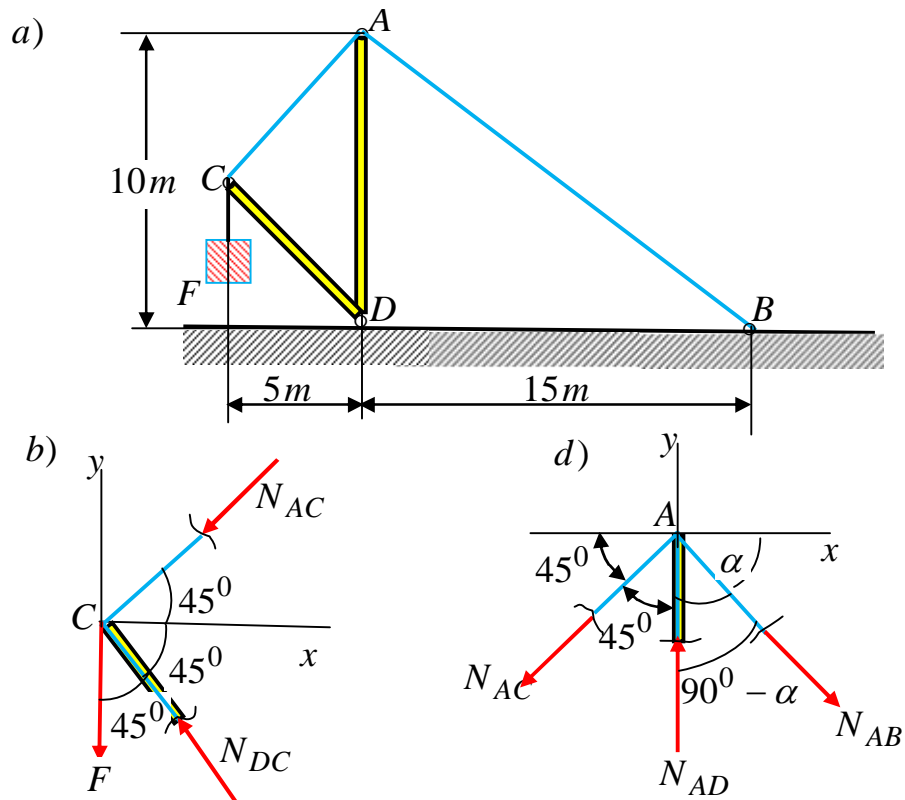
Ikkinchi sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi 28 sm^2 bo'lgani uchun sortament jadvalidan kesimi 7,28 bo'lgan teng yonli to'rtta burchakni tanlaymiz $63 \times 63 \times 6$.

Uchinchi sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi 10 sm^2 bo'lgani uchun sortament jadvalidan kesimi 2,43 bo'lgan teng yonli to'rtta burchakni tanlaymiz $32 \times 32 \times 4$.

2.4-masala. 2.21, a-chizmada ko'tarish krani ko'rsatilgan. Uning tortqisi AB ko'ndalang kesimi 500 mm^2 li po'lat sim arqon hisoblanadi. Simarqon uchun ruxsat etilgan kuchlanish 80 MPa ga teng. Tortqining mustahkamlik shartiga ko'ra, kranning yuk ko'taruvchanligi (maksimal yuk F ning qiymati) nimaga teng?

Yechish. Tortqi zo'riqish kuchlarini aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz. C nuqtadan o'tuvchi barcha kuchlarning vertikal va gorizontal o'qlardagi proeksiyalarining yig'indisini nolga tenglaymiz:

$$\sum F_x = 0: N_{AC} \cos 45^0 - N_{DC} \cos 45^0 = 0.$$
$$\sum F_y = 0: (N_{AC} + N_{DC}) \cos 45^0 - F = 0.$$



2.21-chizma. Yuk ko'tarish krani sxemasi.

Bundan

$$N_{AC} = N_{DC}; \quad N_{AC} = N_{DC} = \frac{F}{2 \cos 45^0} = \frac{F}{\sqrt{2}}.$$

D nuqtadan o'tuvchi, barcha kuchlarning o'qlardagi proeksiyalarining yig'indisini nolga tenglaymiz:

Bundan

$$N_{AB} = \frac{N_{AC} \cos 45^0}{\cos \alpha} = \frac{F \cos 45^0}{\sqrt{2} \cos \alpha} = \frac{F \sqrt{2}}{\sqrt{2}} \frac{1}{2 \cos \alpha} = \frac{\sqrt{13} \cdot F}{6}.$$

Bunda $\cos \alpha = 3/\sqrt{13}$.

Tortqi ko'tara oladigan yukni mustahkamlik shartidan aniqlaymiz:

$$\frac{F \sqrt{13}/6}{A} \leq [\sigma]; \quad F = \frac{6A[\sigma]}{\sqrt{13}} = \frac{6 \cdot 500 \cdot 10^{-6} \cdot 80 \cdot 10^6}{\sqrt{2} \cos \alpha} = 66,7 \text{ kN}.$$

2.5-masala. Tortqilar 1 va 2 ning dumaloq ko'ndalang kesimi diametrini aniqlang (2.22-chizma). Qiya tortqi materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanishni 100 MPa deb oling.

Berilgan: $[\sigma] = 100 \text{ MPa}$.

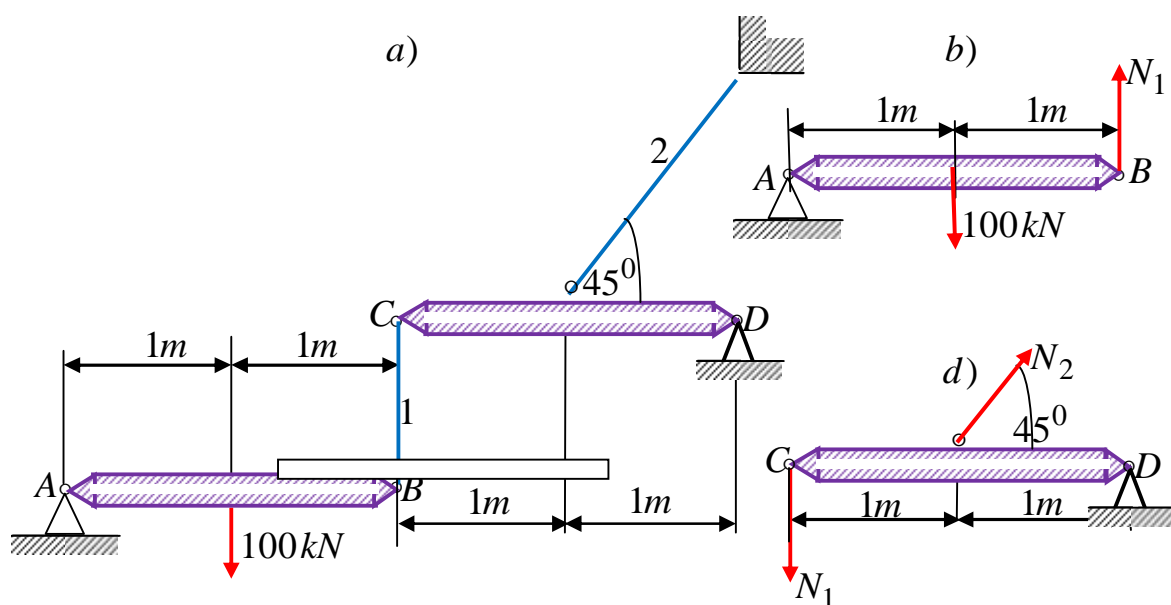
Yechish. Kesish usulidan foydalanib birinchi va ikkinchi sterjenlarda hosil bo‘ladigan zo‘riqish kuchlarini aniqlaymiz.

Pastki AB balka uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz (2.22,b-chizma):

$$\Sigma mom_A = 0; \quad N_1 \cdot 200 - F \cdot 100 = 0.$$

Bundan birinchi sterjenda hosil bo‘ladigan zo‘riqish kuchini aniqlaymiz:

$$N_1 = \frac{F}{2} = \frac{10^2}{2} 5 \cdot 10^4 \text{ N.}$$



2.22-chizma. Ikkita absolyut qattiq gorizontaal brusli konstruksiya.

Birinchi sterjenning ko‘ndalang kesimini mustahkamlik shartidan aniqlaymiz:

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{5 \cdot 10^4}{1000} = 5 \text{ sm}^2.$$

Bundan birinchi sterjenning diametrini aniqlaymiz:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5}{3,14}} = 2,52 \text{ sm} = 25,2 \text{ mm.}$$

Yuqorigi CD balka uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz(2.22,d-chizma):

$$\Sigma mom_D = 0; \quad N_1 \cdot 200 - N_2 \cdot 100 \cdot \sin 45^0 = 0.$$

$$N_2 = \frac{2N_1}{\sin 45^0} = \frac{2(2 \cdot 5 \cdot 10^4)}{\sqrt{2}} = 14,1844 \cdot 10^4 \text{ N.}$$

Ikkinchi sterjenning ko'ndalang kesimini mustahkamlik shartidan aniqlaymiz:

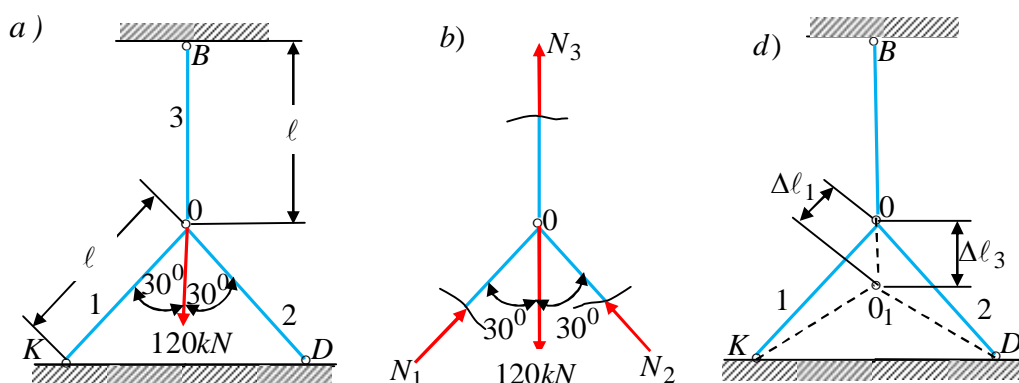
$$A_2 \geq \frac{N_2}{[\sigma]} = \frac{14,1844 \cdot 10^4}{10000} = 14,1844 \text{ sm}^2.$$

$$d_2 = \sqrt{\frac{4A_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 14,1844}{3,14}} = 4,25 \text{ sm} = 42,5 \text{ mm}.$$

2.6-masala. Bir nuqtada sharnirli biriktirilgan uchta sterjenning ko'ndalang kesimi bir xil (rasmga qarang). $\sigma = 160 \text{ MPa}$ deb olib, ko'ndalang kesim yuzasini aniqlang (2.23-chizma).

Yechish. Masalaning shartida sterjen materiali berilmaganligi uchun elastiklik modulini bir xil deb olamiz.

Kesish usulidan foydalanib sterjenli fermadan 0 nuqta atrofida konstruktsiya ajratib olamiz va unga ta'si retuvchi kuchlarni qo'yamiz.



2.23-chizma. Ferma.

1. *Masalaning statik tomonini qaraymiz*, ya'ni statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz

$$\sum z = 0; \quad -N_2 \sin 30^0 + N_1 \sin 30^0 = 0; \quad N_2 = N_1.$$

$$\sum y = 0; \quad N_2 \sin 30^0 + N_1 \sin 30^0 + N_3 - 120000 = 0.$$

Bir-biriga bog'liq bo'lmagan tenglamadan faqat ikkita, chunki barcha kuchlar bir nuqtadan o'tadi va sistema tekislikda yotadi. Bu ikki tenglamada uchta noma'lum bo'lgani uchun ferma bir marta statik aniqmas.

2. *Masalaning geometrik tomonini qaraymiz.* Yuqoridagi aniqlangan statikaning muvozanat tenglamalarini birinchisidan ko'rinib turibdiki, yon

tomonlardagi sterjenlarda hosil bo‘ladigan zo‘riqish kuchlari bir-biriga teng $N_1 = N_2$ bo‘ladi. Bu yon tomonlardagi sterjenlarning uzunligi va bikirliklari ham teng bo‘lgani uchun absolyut bo‘ylama qisqarishlari ham teng bo‘ladi, ya’ni $\Delta l_1 = \Delta l_2$. Shuning uchun ham 0 nuqta 3 sterjen bo‘ylab pastga qarab ko‘chadi. Fermaning deformatsiya holati 2.23-chizmada uzlukli chiziqlar bilan ko‘rsatilgan. Chizmadan ko‘rinib turibdiki, 0 nuqtaning pastga tushishi 00_1 uchinchi o‘rtadagi sterjenning absolyut cho‘zilishi Δl_3 ga teng. Yon tomondagi sterjenlarning absolyut Δl_1 qisqarishini aniqlash uchun $K0$ dastlabki uzunlikdan $K0_1$ qisqarishdan keyingi uzunlikni ayirish lozim. Buning uchun K nuqtani aylana markazi deb olib 0_1 nuqtadan yoy o‘tkazish kerak $K0$ uzunlik bilan kesishguncha kesishish nuqtasini birorta C nuqta bilan belgilaymiz. 00_1 ko‘chish juda kichik bo‘lganligi uchun $C0_1$ yoyni urinma bilan almashtirsa ham bo‘ladi yoki 0 nuqtadan $K0$ uzunlikka perpendikulyar tushirib $C0_1 = \Delta l_1$ ekanligini ko‘ramiz. 2.23-chizmadan ko‘rinib turibdiki birinchi va uchinchi sterjenlar absolyut uzayishi va qisqarishi orasida quyidagi munosabat mavjud:

$$\Delta l_1 = \Delta l_3 \cos 30^\circ$$

3. *Masalaning fizik tomonini qaraymiz.* Guk qonunidan foydalanib deformatsiyalarni kuchlar orqali ifodalaymiz:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{E_1 A_1}; \quad \Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E_3 A_3}.$$

Bu ifodani yuqoridagi tenglikka qo‘yamiz, unda:

$$\frac{N_1 l_1}{E_1 A_1} = \frac{N_3 l_3}{E_3 A_3} \cos 30^\circ.$$

Bunda $l_1 = l_2 = l_3 = l$; $E_1 = E_2 = E_3 = E$ ekanligini e‘tiborga olsak unda quyidagini hosil qilamiz:

$$N_1 = N_3 \cos 30^\circ.$$

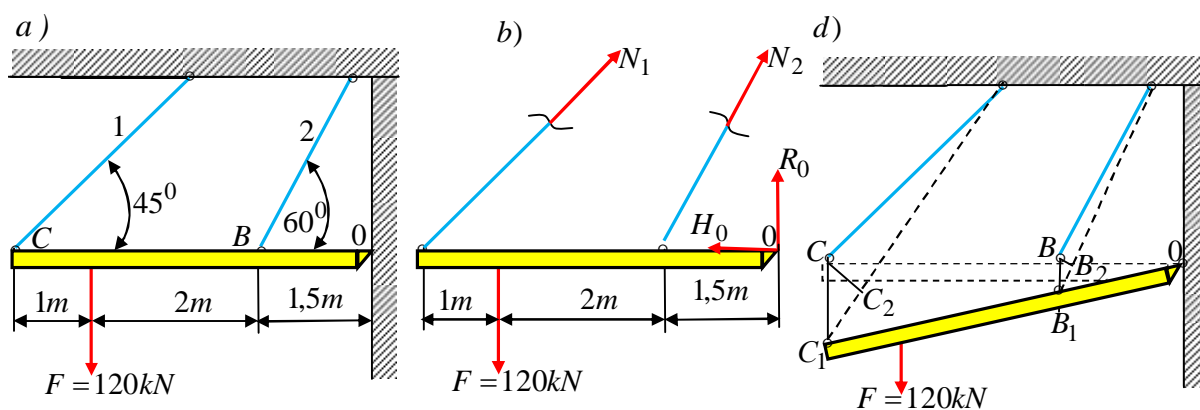
4. *Sintez.* Bo‘ylama kuch N_1 miqdorini muvozanat tenglamaga olib borib qo‘yamiz natijada quyidagini hosil qilamiz:

$$N_3 \cos 30^\circ + N_3 \cos 30^\circ + N_3 - 120000 = 0. \quad N_3 = \frac{120000}{1 + \frac{6}{4}} = \frac{120000}{2,5} = 48000 \text{ N}.$$

Ko'ndalang kesim yuzasini aniqlaymiz

$$A \geq \frac{N_3}{[\sigma]} = \frac{48000}{16000} = 3 \text{ sm}^2 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2.$$

2.7-masala. Bikir balkani tortqilar 2.24-chizmada ko'rsatilgandek ushlab turadi. Birinchi tortqining ko'ndalang kesim yuzasi ikkinchisidan ikki marta katta bo'lishi lozim. Tortqilarning materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$ qabul qilingan. O'ng tiralgan uchuda hosil bo'ladigan reaksiy kuchlarini aniqlash talab qilinmaydi. Tortqilarning kesim yuzasini aniqlang?.



2.24-chizma. Ikkita tortqi bilan ushlab turilgan konstruktsiya.

Yechish. 1. **Masalaning statik tomonini qaraymiz.** Kesish usulidan foydalanamiz. Qoldirilgan qismiga ta'sir etayotgan barcha kuchlardan tayanch O nuqtaga nisbatan momentlarning algebraik yig'indisini nolga tenglaymiz:

$$4,5N_1 \sin 45^\circ + 1,5N_2 \sin 60^\circ - 3,5F = 0.$$

Demak bu tenglamadan ko'rinadiki, masala bir marta statik aniqmas.

2. **Masalaning geometrik tomonini qaraymiz.**

$$C_1C_2 = \Delta \ell_1; \quad B_1B_2 = \Delta \ell_2$$

Uchburchaklarning o'xshashligidan foydalanib quyidagi nisbatni yozish mumkin:

$$\frac{CC_1}{4,5} = \frac{BB_1}{1,5}.$$

Bu nisbatdagi kesmalarni sterjenlar sistemasining deformatsiyalanishidan hosil bo'lgan kesmalarni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\frac{C_1 C_2}{CC_1} = \sin 45^0; \quad \frac{B_1 B_2}{BB_1} = \sin 60^0; \quad CC_1 = \frac{\Delta l_1}{\sin 45^0}; \quad BB_1 = \frac{\Delta l_2}{\sin 60^0}.$$

3. Masalaning fizik tomonini qaraymiz. Guk qonunidan foydalanib deformatsiyalarni kuchlar orqali ifodalaymiz:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 \ell_1}{E_1 A_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2}; \quad A_1 = 2F_2 = 2A; \quad \ell_2 = \frac{4}{\sin 60^0}; \quad \ell_1 = \frac{4}{\sin 45^0}$$

Hosil qilingan ifodalarni yuqoridagi nisbatga qo'yamiz:

$$\frac{N_1 \ell_1}{2E_1 A_1} = \frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2}; \quad \frac{N_1}{2 \sin 45^0} = \frac{N_2}{\sin 60^0}; \quad N_1 = \frac{2 \sin 45^0}{\sin 60^0} N_2,$$

4. Sintez. Hosil bo'lgan tenglamalarni birgalikda yechamiz:

$$4,5 \frac{2 \sin 45^0}{\sin 60^0} N_2 \sin 45^0 + 1,5 N_2 \sin 60^0 - 3,5F = 0.$$

Yoki

$$N_2 \left(9 \frac{\sin^2 45^0}{\cos 60^0} + 1,5 \sin 60^0 \right) = 3,5F.$$

Bundan

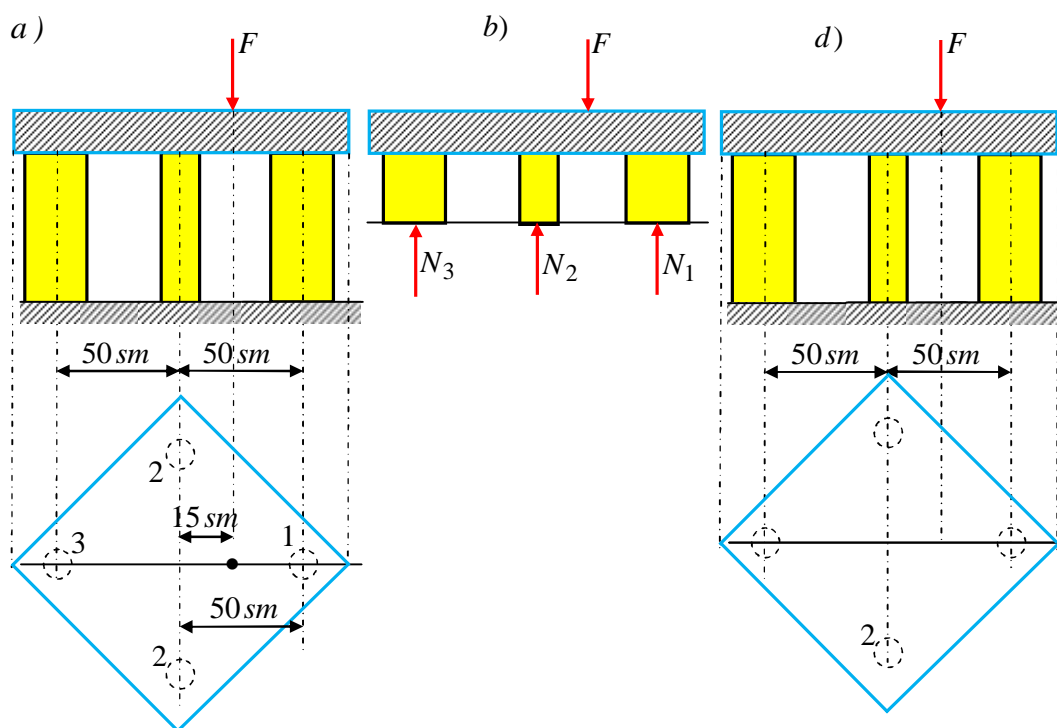
$$N_2 = \frac{3,5F}{\left(9 \frac{1}{\sqrt{3}} + 1,5 \frac{\sqrt{3}}{2} \right)} = \frac{3,5F}{\left(\frac{36+9}{4\sqrt{3}} \right)} = \frac{3,5 \cdot 6,928}{45} = 0,5F.$$

Ko'ndalang kesim yuzalarini aniqlaymiz:

$$A_2 = \frac{0,5F}{[\sigma]} = \frac{0,5 \cdot 12000}{1600} = 3,75 \text{ sm}^2. \quad A_1 = 2A_2 = 7,5 \text{ sm}^2.$$

2.8-masala. Kvadrat plita bir xil ko'ndalang kesimli, bir xil uzunlikdagi va bir xil materialdan yasalgan hamda simmetrik joylashgan to'rtta ustunga tayanadi (2.25-chizm). Plitaning deformatsiyalanishini hisobga olmay, har bir ustundagi zo'riqishlar kattaligini aniqlang.

Yechish. Sirtqi kuch yuqoridagi absolyut qattiq plitaning diagonali ustiga ta'sir qilgani uchun $N_4 = N_2$ bo'ladi. Kesish usulidan foydalanamiz.



2.25-chizm. To'rtta ustunga tayangan plita.

1. *Masalaning statik tomonini qaraymiz.* Konstruksiyaga ta'sir etayotgan barcha kuchlarning vertikal o'qdagi proeksiyalari algebraik yig'indisini nolga tenglaymiz:

$$N_1 + 2N_2 + N_3 - F = 0. \quad (1)$$

Barcha kuchlarning 2 doirachaning og'irlik markazidan o'tuvchi o'qiga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisini nolga tenglaymiz:

$$N_1 \cdot 50 - N_3 \cdot 50 - F \cdot 15 = 0. \quad (2)$$

2. *Masalaning geometrik tomonini qaraymiz.* Konstruksiyaning deformatsiyalanishidan foydalanib quyidagi proporsiyani tuzamiz:

$$\Delta l_2 = \frac{\Delta l_1 + \Delta l_3}{2}; \quad 2\Delta l_2 = \Delta l_1 + \Delta l_3.$$

3. *Masalaning fizik tomonini qaraymiz:* Guk qonunidan foydalanib deformatsiyalarni zo'riqish kuchlari orqali ifodalaymiz:

$$\Delta l_1 = \frac{N_1 l_1}{E_1 A_1}; \quad \Delta l_2 = \frac{N_2 l_2}{E_2 A_2}; \quad \Delta l_3 = \frac{N_3 l_3}{E_3 A_3}.$$

Bu ifodalarni yuqoridagi proporsiyaga qo'yamiz:

$$2 \frac{N_2 \ell_2}{E_2 A_2} = \frac{N_1 \ell_1}{E_1 A_1} + \frac{N_3 \ell_3}{E_3 A_3}. \quad 2N_2 = N_1 + N_3. \quad (3)$$

4. *Sintez.* Bu tenglama (3) bilan statikaning (1) va (2) muvozanat tenglamalarini birgalikda yechamiz.

$$2N_2 + 2N_2 = -F; \quad N_2 = -\frac{1}{4}F = -0,25F. \quad N_1 = -\frac{1}{2}F - N_3.$$

$$50 \cdot \frac{1}{2}F + 50N_3 + 50N_3 = 15F; \quad N_3 = -\frac{10}{100}F = -0,1F. \quad N_1 = \frac{1}{2}F - \frac{1}{10}F = -0,4F.$$

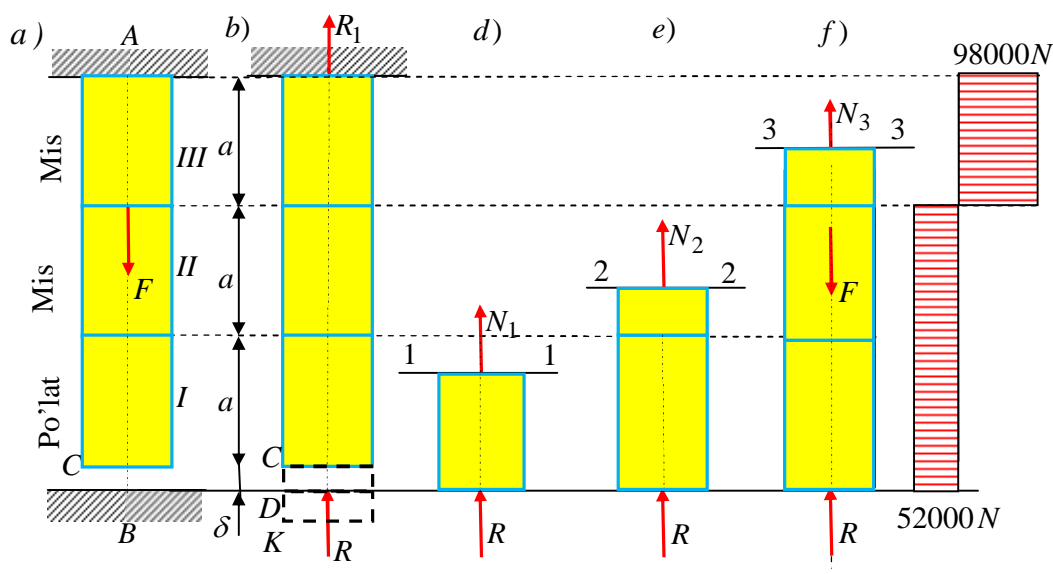
2.9-masala. 2.26-chizmada ko'rsatilgan sterjenlarning I, II, III oraliqlaridagi kesimlardagi kuchlanishlarni aniqlang. A va B tekisliklar mutlaqo qimirlamay turadi. $a = 0,5m$; $A = 100 \text{ sm}^2$; $F = 1500 \text{ kN}$; $\delta = 0,1 \text{ mm}$ deb oling. Yuk F qo'ygunga qadar δ ko'rsatilgan o'lchamda turadi. Yuk qo'yilgandan keyin ular berkiladi.

Yechish. Yuqori uchi bilan mahkamlangan sterjen yuklanganga qadar uning pastki uchi bilan tayanch orasida kichik tirqish mavjud.

Bu tirqishning miqdori $\delta = 0,01 \text{ sm}$ ga teng.

Sterjenga to'plangan kuch chizmada keltirilgandek qo'yilsa sterjen pastki uchi va tayanch orasidagi tirqish yopilib reaksiya kuchi hosil bo'ladi.

Chunki sterjenning sirtqi to'plangan kuchdan birinchi oraliqda hosil bo'lgan absolyut cho'zilishi $\Delta \ell_m = \frac{Fa}{E_m A_m} = \frac{150000 \cdot 50}{1 \cdot 10^6 \cdot 100} = 0,075 \text{ sm}$ ga teng bo'lib, sterjen pastki uchi bilan tayanch orasidagi masofadan katta, ya'ni $0,075 > 0,01 \text{ sm}$ bo'lganligi sababli masala statik aniqmasdir.



2.26-chizma. Statik aniqmas sterjen.

Masalaning statik tomonini qaraymiz, ya'ni statikaning muvozanat tenglamalarini tuzamiz. Kuchlar sistemasi tekislikda bitta to'g'ri chiziqda yotganligi uchun statikaning bitta tenglamasini tuzamiz:

$$R + R_1 - F = 0.$$

Bu tenglamada ikkita noma'lum bo'lganligi sababli masala bir marta statik aniqmas. Demak bitta qo'shimcha tenglama tuzamiz.

Ko'chish tenglamasini tuzamiz:

$$\delta = \overline{CK} - \overline{DK}. \quad \overline{DK} = \frac{R \cdot a}{E_p A_p} + \frac{R \cdot 2a}{E_m A_m}; \quad \overline{CK} = \frac{F \cdot a}{E_m A_m};$$

$$\delta = \frac{F \cdot a}{E_m A_m} - \frac{R \cdot a}{E_p A_p} - \frac{R \cdot 2a}{E_m A_m}; \quad 0,01 = \frac{50F}{1 \cdot 10^7 \cdot 100} - \frac{50R}{2 \cdot 10^7 \cdot 100} - \frac{100R}{1 \cdot 10^7 \cdot 100}.$$

$$0,01 = \frac{50F}{1 \cdot 10^7 \cdot 100} - \frac{50R}{2 \cdot 10^7 \cdot 100} - \frac{100R}{1 \cdot 10^7 \cdot 100}.$$

$$R = \frac{(-0,02 \cdot 10^7 + 150000) \cdot 4}{5} = -520000 \frac{N}{sm^2}.$$

Sterjen oraliqlari kesimlarida hosil bo'ladigan bo'ylama zo'riqish kuchlarini aniqlashni pastki birinchi oraliqdan boshlaymiz, chunki tayanch reaksiya kuchi ma'lum:

Pastki oraliq $0 \leq z_1 \leq a = 50 sm$ chegarada o'zgaradi.

Kesish usulidan foydalanamiz. Olib qolingani pastki qism muvozanatini tekshirib ko‘ramiz, ya‘ni statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$N_1 + R = 0; \quad N_1 = -R = -52000 \frac{N}{sm^2}.$$

O‘rta oraliq $a \leq z_2 \leq 2a = 100 sm$ chegarada o‘zgaradi.

Kesish usulidan foydalanamiz. Olib qolingani pastki qism muvozanatini tekshirib ko‘ramiz, ya‘ni statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$N_2 + R = 0; \quad N_2 = -R = -52000 \frac{N}{sm^2}.$$

Yuqorigi oraliq $2a \leq z_3 \leq 3a = 150 sm$ chegarada o‘zgaradi.

Kesish usulidan foydalanamiz. Olib qolingani pastki qism muvozanatini tekshirib ko‘ramiz, ya‘ni statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$N_3 + R - F = 0; \quad N_3 = -R + F = 98000 \frac{N}{sm^2}.$$

2.10-masala. Ishlab chiqarish tashkiloti sexi tomini g‘ishtli devorga temirbeton plitaning bir tomonidan $\Delta = 4 mm$ tirqish qo‘yib $t_0 = -10^0 C$ temperaturada yopilgan (2.27-chizma). Sexda temperatura $t_0 = 90^0 C$ ko‘tarilish mumkin. Yopma plitada temperatura o‘zgarishidan kuchlanish hosil bo‘ladimi.

Agar temperatura kuchlanish hosil bo‘lsa, uning miqdori nimaga teng bo‘ladi.

Berilganlar: temirbetonning chiziqli kengayish koeffitsienti $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} C^{-1}$ elastiklik moduli $E = 20 GPa$.

Yechish. Temperaturaning o‘zgarishini aniqlaymiz:

$$\Delta t = 90^0 - (-10^0) = 100^0 C.$$

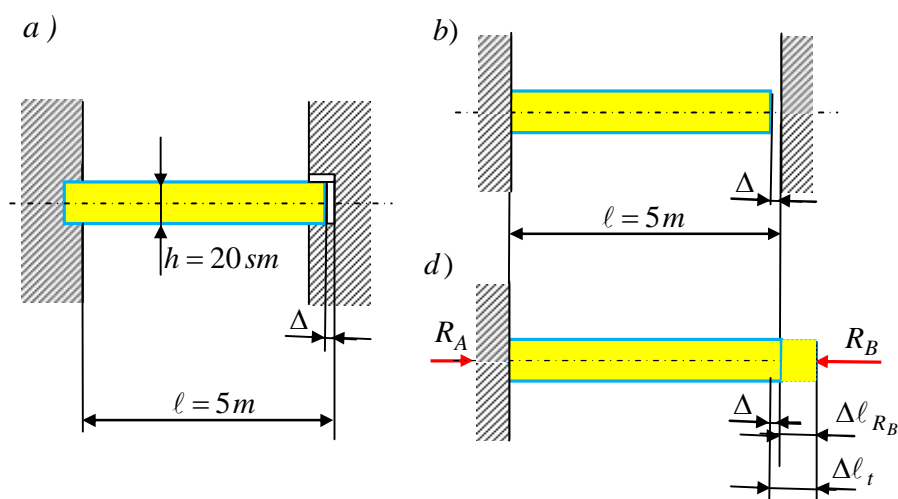
Unda plitaning bo‘ylama cho‘zilish deformatsiyasi quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\Delta \ell_t = \alpha \Delta t \ell = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 5 = 6 \cdot 10^{-3} m = 6 mm.$$

Plita bilan devor orasidagi tirqish $\Delta = 4 mm$, plitaning bo‘ylama cho‘zilishdagi deformatsiyasi $\Delta \ell = 6 mm$, dan kichik bo‘lganligi tufayli, uning erkin uzayishiga yo‘l qo‘ymaydi. Shuning uchun sistema statik noaniqdir, chunki tayanchlarda ikkita R_A va R_B noma‘lum reaksiya kuchlari hosil bo‘ladi. Masalaning statik

tomonini qaraymiz, ya'ni statikaning bitta muvozanat tenglamasini tuzish mumkin:

$$\sum z = 0; R_A - R_B = 0; R_A = R_B. \quad (1)$$



2.27-chizma. Temperatura ta'siridagi tirqishli sterjen.

Masalaning geometrik tomonini qaraymiz:

Plitaning o'ng tomonidagi reaksiya kuchi R_B ni tashlab yuboramiz. Unda plita o'ng tomonga erkin uzayishi $\Delta l_t > \Delta$ mumkin, lekin haqiqatda esa tirqish uzunligiga uzayishi mumkin. 2.27,b-chizmadan quyidagi ifodani yozish qiyinchilik tug'dirmaydi:

$$\Delta l_t - \Delta l_B = \Delta. \quad (2)$$

Masalaning fizik tomonini qaraymiz:

$$\Delta l_t = \alpha \Delta t l; \quad \Delta l_{R_B} = \frac{R_B l}{EA}.$$

Bu ifodalarni yuqoridagi (2) tenglamaga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\alpha \Delta t l - \Delta = \frac{R_B l}{EA} = \frac{\sigma l}{E}.$$

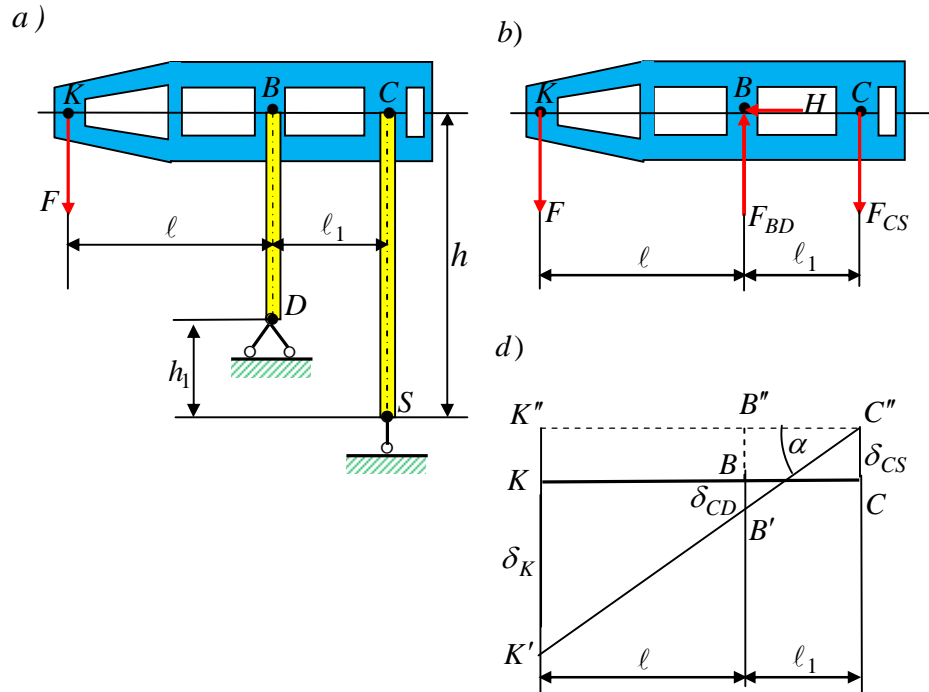
Ushbu tenglamadan plita ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma = \frac{(\alpha \Delta t l - \Delta) E}{l} = \frac{(12 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 5 - 4 \cdot 10^{-3}) 20 \cdot 10^9}{5} = -8 \cdot 10^6 \text{ MPa}.$$

Plitaning devorga ko'rsatadigan bosimini ham aniqlaymiz:

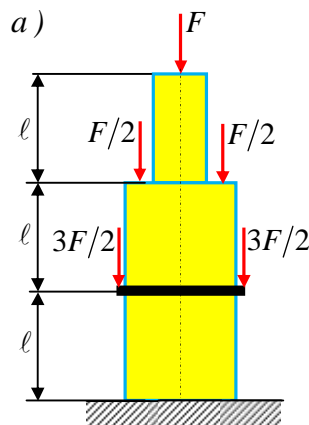
$$q = \sigma h = -8 \cdot 10^6 \cdot 1,2 = 1,6 \text{ MN/m}.$$

2.11-masala. Sirtqi kuch $F = \text{const}$ ta'sirida bo'lgan 2.28–chizmada keltirilgan konstruksiya ustunlarida hosil bo'lgan zo'riqish kuchlari va ustunlarning ko'chishlari δ_{CS} va δ_{BD} aniqlansin [28,74-bet].



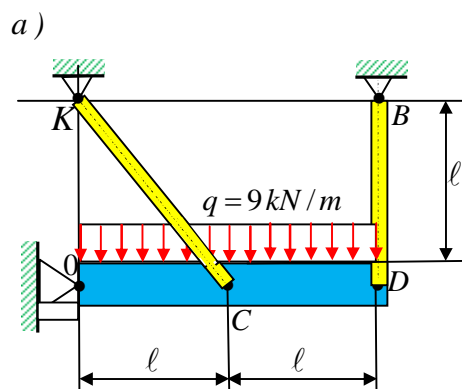
2.28-chizma. Yuk ko'tarish kran modeli.

2.12-masala. Sirtqi siquvchi kuchlar ta'siridagi 2.29–chizmada keltirilgan ustunning har bir oraliqlaridagi zo'riqish kuchlar, kuchlanishlari aniqlanib epuralari qurilsin va mustahkamlik shartidan foydalanib ko'ndalang kesim diametri aniqlansin [30, part I, p-18], [28,57-bet]. Berilganlar: $F = 20 \text{ kN}$, ustun materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish $\sigma_{rux} = 147 \text{ MPa}$.



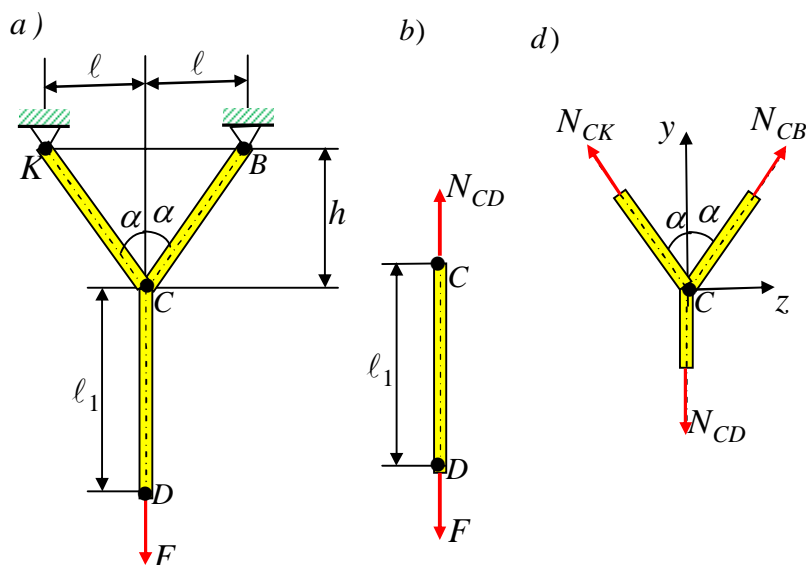
2.29-chizma. Ikki pog'onali siqilgan sterjen.

2.13-masala. Sirtqi kuch ta'siridan 2.30-chizmada ko'rsatilgan konstruksiyaning N_{CK} va N_{DB} sterjenlaridagi kuchlanishlar va D nuqtaning ko'chishi aniqlansin [30, part I, p-80]. [28,-79 bet]. Berilganlar: sterjenlarning ko'ndalang kesim yuzalari $A_{CK} = 14 \text{ mm}^2$; $A_{DB} = 28 \text{ mm}^2$, elastiklik moduli alyumin uchun $E = 68,9 \text{ GPa}$.



2.30-chizma. Ikki tortqi yordamida osilgan konstruksiya.

2.14-masala. Sirtqi kuch $F = const$ ta'sirida bo'lgan 2.31-chizmada keltirilgan sterjenlarda hosil bo'lgan zo'riqish kuchlari, kuchlanishlar va eng katta kuchlanish $\sigma_{max} = ?$ aniqlansin [28,75-bet]. Berilganlar: kuch $F = 300 \text{ kN}$, sterjenlar ko'ndalang kesim yuzalari $A_{CK} = 1100 \text{ mm}^2$; $A_{CB} = 1000 \text{ mm}^2$; $A_{CD} = 900 \text{ mm}^2$, uzunliklar $\ell_1 = 200 \text{ sm}$; $h = 150 \text{ sm}$; $\ell = 100 \text{ sm}$.



2.31-chizma. Ferma.

2.15-masala. Yuqori uchi bilan qistirib mahkamlangan erkin uchiga qo'yilgan to'plangan $F = 300kN$ kuch va xususiy og'irligidan, materialining solishtirma og'irligi $\gamma = 7,8 \cdot 10^{-2} N/sm^3$, ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma] = 16kN$, uzunligi $\ell = 2,0m$ bo'lgan sterjenning to'la uzayishi aniqlansin.

2.16-masala. Uzunliklari bir-biriga teng bo'lgan besh pog'onali po'lat sterjen yuqorigi uchi bilan shiftga mahkamlangan, erkin uchi $F = 200kN$ kuch bilan yuklangan. Uzunligi $\ell = 150m$, ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 4000 N/sm^2$ teng bo'lganda sterjenning og'irligi aniqlansin.

2.17-masala. Qishda $t = -30^0C$ temperaturada yotqizilgan po'lat relsda yoz oylarida temperatura $t = 30^0C$ ga ko'tarilganda uning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanish aniqlansin. Berilganlar rels materiali chiziqli kengayish koeffitsienti $\alpha = 125 \cdot 10^{-7} \frac{1}{grad}$, elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^5 MPa$.

2.18-masala. Qish oylarida temperatura $t = -30^0C$ bo'lganda har bir $10m$ dan keyin $\Delta = 6mm$ tirqish qo'yib yotqizilgan po'lat relsda yoz oylarida temperatura $t = 30^0C$ ga ko'tarilganda, uning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanish aniqlansin. Tirqish $\Delta = 7,5mm$ bo'lgan hol uchun ham kuchlanish miqdori aniqlansin. Berilganlar: rels materiali chiziqli kengayish koeffitsienti $\alpha = 125 \cdot 10^{-7} \frac{1}{grad}$ elastiklik moduli $E = 2 \cdot 10^5 MPa$.

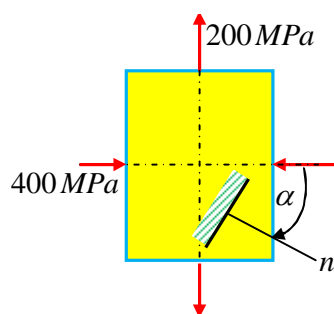
Javobi $\sigma = 30MPa$.

2.19-masala. Elementar parallelepipedga ikkita bosh kuchlanishlar qo'yilganligi ma'lum. Berilgan $\alpha = 60^0$ burchak ostida o'tgan qiya yuzadagi normal va urinma kuchlanishlar aniqlansin (2.32-chizma)

Yechish. Jism nuqtasining kuchlanganlik holati mavzusida bosh kuchlanishlarni $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ kabi qabul qilish ko'rsatib o'tilgan edi.

Bosh kuchlanishlar unda quyidagilarga teng bo'ladi:

$$\sigma_1 = 200 MPa; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = -400 MPa.$$



2.32-chizma. Bosh yuzaga α burchak ostida bo'lgan yuz.

Bosh yuzalarga burchak ostida bo'lgan yuzadagi normal va urinma kuchlanishlarni quyidagi formumadan aniqlaymiz:

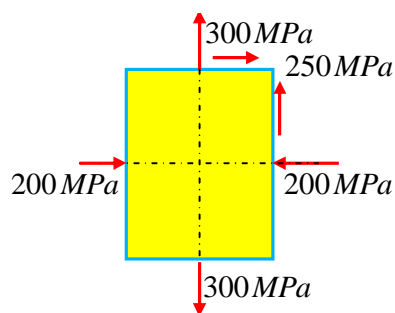
$$\begin{aligned}\sigma_{\alpha} &= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_3 \sin^2 \alpha = 200 \cos^2(-60^{\circ}) + (-400) \sin^2(-60^{\circ}) = \\ &= 200 \cdot \left(\frac{1}{2}\right)^2 - 400 \left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right)^2 = 50 - 300 = -250 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha = \frac{200 - (-400)}{2} \sin 2(-60^{\circ}) = 300 \cdot \left(-\frac{\sqrt{3}}{2}\right) = -260 \text{ MPa}.$$

2.20-masala. Hajmiy kuchlanganlik holatidagi jismdan ajratib olingan parallelepipedning tomonlariga ta'sir etayotgan kuchlanishlar ma'lum (2.34-chizma)

$$\sigma_x = -200 \text{ MPa}; \quad \sigma_y = 300 \text{ MPa}; \quad \tau_{xy} = -250 \text{ MPa}; \quad \tau_{yx} = 250 \text{ MPa}.$$

Bosh kuchlanishlar va bosh yuzalar holati aniqlansin?



2.33-chizma. Tekis kuchlanish holatidagi element.

Yechish. Bosh yuzalarga ta'sir etayotgan bosh kuchlanishlarni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

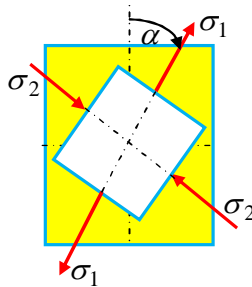
$$\begin{aligned}\sigma_{\max/\min} &= \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} = \\ &= \frac{(-200) + 300}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(-200 - 300)^2 + 4(250)^2} = 50 \pm 345 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

$$\sigma_{\max} = 404 \text{ MPa} = \sigma_1; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_{\min} = 295 \text{ MPa} = \sigma_3.$$

Bosh yuzalarning holatini aniqlaymiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = -\frac{2(-250)}{(-200) - 300} = -1; \quad 2\alpha_0 = -45^\circ; \quad \alpha_0 = -22,5^\circ.$$

Ushbu natijadan ko‘rinadiki, bosh yuza holatini aniqlovchi burchak manfiy bo‘lganligi sababli, uni soat millari yo‘nalishiga teskari yo‘nalishda berilgan eng katta (σ_y) kuchlanishdan boshlab o‘lchab qo‘yilishi lozim. Bosh kuchlanishlar ta’sir etayotgan bosh yuzalar 2.34-chizmada ko‘rsatilgan. Chizmadan ko‘rinadiki, eng katta bosh kuchlanishning ta’sir chizig‘i I va III choraklardan o‘tar ekan. Demak parallelepiped tomonlariga ta’sir etayotgan urinma kuchlanishlar tomonlarini surib \square kvadratni romb \square shakliga o‘tkazishga harakat qiladi.



2.34-chizma. Bosh kuchlanishlar ta’siridagi element.

2.21-masala. Yuqori uchi bilan qistirib mahkamlangan erkin uchiga qo‘yilgan $F = 320 \text{ kN}$ to‘plangan kuch ta’siridan cho‘ziladi. Uning ko‘ndalang kesimida urinma kuchlanish $\tau_{\max} = 80 \text{ N/mm}^2$ dan ortib ketmasligi lozim. Sterjen diametri aniqlansin.

Javob $d = 51 \text{ mm}$.

2.22-masala. Ko‘ndalang kesimi kvadrat bo‘lgan ustun pastki uchi bilan qistirib mahkamlangan, erkin uchiga qo‘yilgan siquvchi $F = 320 \text{ kN}$ kuchdan, uning ko‘ndalang kesimida normal $\sigma = 100 \text{ N/mm}^2$ kuchlanish hosil bo‘ladi. Qiya kesimlaridagi normal va urinma kuchlanishlarning nisbati $\frac{\tau_\alpha}{\sigma_\alpha} = 0,4$ teng bo‘lgan

yuzaning qiyalik burchagi α , qiya kesimdagi normal σ_α , urinma τ_α kuchlanishlar va kvadrat tomoni o'lchami a aniqlansin.

Javob $\alpha = 21^{\circ}51'$; $\sigma_\alpha = 84,6N/mm^2$; $\tau_\alpha = 34,5N/mm^2$.

Tayanch iboralar:

Markaziy cho'zilish yoki siqilish, yuk ko'tarish troslari, trubalari, teleminoralarining xususiy og'irligi, ichki kuch omillari nolga teng, bo'ylama kuch, normal kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisi, kesish usuli, kesimdan tashqariga, kesimga qaratib, kuchni musbat, siquvchi kuch manfiy, o'qqa proeksiyalarining algebrik yig'indisi, bo'ylama kuch epyuralarini qurish, sanoq chiziq, o'qiga perpendikulyar shtrix chiziqlar, normal kuchlanish, bo'ylama kuch bir qiymatiga kesim bo'yicha kuchlanishning cheksiz ko'p tarqalish qonuni, masala statik aniqmas, sterjenning yon sirtiga o'qiga parallel va perpendikulyar to'g'ri chiziqlar o'tkazib to'r, ichki bo'ylama elementlari ham bir xil uzunlikka uzayadi, Ya.Bernulli, tekis kesim gipotezasi, cho'zuvchi kuch, uzunligi, ko'ndalang kesim o'lchamlari, absolyut bo'ylama cho'zilish, absolyut bo'ylama qisqarish, nisbiy bo'ylama deformatsiya, nisbiy bo'ylama deformatsiya birlik, cho'zuvchi kuch ma'lum bir chegaraga yetguncha, to'g'ri proporsional, teskari proporsional, matematik ifoda, Guk qonuni, elastiklik moduli, materialning cho'zilish (siqilish)ga qarshilik ko'rsata olish xususiyati, kesimning cho'zilish (siqilish)dagi bikirligi, fizik qonun, ko'ndalang deformatsiya, absolyut ko'ndalang deformatsiya, nisbiy ko'ndalang deformatsiya, nisbiy ko'ndalang deformatsiya tegishli bo'ylama deformatsiyaga to'g'ri proporsional va ishorasi bo'yicha teskari, ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti, ko'ndalang deformatsiya koeffitsienti miqdori o'zgarish chegarasi.

Biror nuqtaning kuchlanganlik holati, konstruksiya elementi ixtiyoriy nuqtasi atrofida fikran birorta elementar parallelepiped, sterjenning oddiy cho'zilishi yoki siqilishi kuchlanganlik holati, tekis kuchlanish holati, hajmiy kuchlanish holati, plastinka, bosh yuzalar, bosh kuchlanishlar, markaziy cho'zilish, sterjenning og'ma

(qiya) kesimlar, tahlili, normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar, urinma kuchlanishning qiymati musbat, manfiy, xususiy hollar, mustahkamlikka va bikirlikka hisoblash, ruxsat etilgan kuchlanish, cho‘zilgan va siqilgan sterjenlarning mustahkamlik sharti, uch turdagi masala, sterjenni mustahkamlikka tekshirish, sterjen ko‘ndalang kesim o‘lchamlarini aniqlash, sterjen ko‘tara oladigan eng katta yukni aniqlash, mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti, konstruksiya elementlarining ko‘chishi.

Xususiy og‘irlik, ko‘ndalang kesim, o‘zgarmas, uzun sterjen, erkin uch, ikki bo‘lak, muvozanat, kuchlanish, maksimal, qiymat, sterjen materialining solishtirma og‘irligi, normal kuchlanish, mustahkamlik sharti, eng xavfli kesim, xususiy og‘irlikdan hosil bo‘lgan kuchlanish, chegaraviy uzunlik, maksimal uzunlik, absolyut cho‘zilish, deformatsiya, teng qarshilikli sterjenlar, berilgan ruxsat etilgan kuchlanish, ko‘ndalang kesim yuzining o‘zgarish qonuni, muvozanat tenglama, integral, o‘zgarmas son, shart, logarifmning xossalari, potentsirlash, ko‘ndalang kesim, kontur, giperbola qonuni, teng qarshilikli sterjenlarni yasash ancha murakkab va qimmat, pog‘onali sterjenlar, material ancha tejaladi, sodda, har bir pog‘onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo‘lish shart, ruxsat etilgan kuchlanishdan kichik, sterjen pog‘onalari soni.

Zo‘riqish kuchlar, noma’lum reaksiya kuchlari, statik muvozanat tenglamalar sistemasi? statik aniqmas sistema, statik aniqmas masala, statik, geometrik va fizik tomonlari, sintez, absolyut bikir, shipga po‘lat sterjenlar, proeksiyalar yig‘indisi, momentlar yig‘indisi nolga teng, deformatsiya tenglamasi, haroratining o‘zgarishi, sterjen temperatura ta’sirida cho‘ziladi, materialning chiziqli kengayish koeffitsienti, reaksiya kuchi, kuchlanish.

Test savollari:

Bu 30 ta test savollar 2.1-2.4 paragraflar bo‘yicha tuzilgan:

1. Sterjen – bu:

cho‘zilish yoki siqilishga qarshilik ko‘rsatuvchi ingichka brusdir;

cho‘zilish yoki egilishga qarshilik ko‘rsatuvchi ingichka brusdir;
cho‘zilish yoki buralishga qarshilik ko‘rsatuvchi ingichka brusdir;
cho‘zilish yoki ko‘chishga qarshilik ko‘rsatuvchi ingichka brusdir;

2. Sterjen ko‘ndalang kesimidagi bo‘ylama kuch – bu:

sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning teng ta’sir etuvchisidir;

sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning ko‘paytmasidir;

sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning proporsionalidir;

sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning bo‘linmasidir;

3. Sterjen ko‘ndalang kesimidagi bo‘ylama kuch qanday aniqlanadi?

kesish usuli orqali;

boshlang‘ich parametr usuli orqali;

dinamik usul orqali;

kinematik usul orqali;

4. Sterjen ko‘ndalang kesimidagi bo‘ylama kuch ishoralari qanday qabul qilingan edi?

cho‘zuvchi kuch musbat, siquvchi kuch manfiy;

cho‘zuvchi kuch manfiy, siquvchi kuch musbat;

cho‘zuvchi kuch manfiy, siquvchi kuch manfiy;

cho‘zuvchi kuch va siquvchi kuch ishoralari ixtiyoriy;

5. Bo‘ylama kuch epyurasi – bu:

sterjen ko‘ndalang kesimida o‘qi bo‘ylab hosil bo‘lgan bo‘ylama kuchning o‘zgarish qonunini ko‘rsatuvchi grafikdir;

sterjenning ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan normal kuchlanishlarning ko‘paytmasi proporsionalligidir

sterjen ko‘ndalang kesimida o‘qi bo‘ylab hosil bo‘lgan bo‘ylama kuchning o‘zgarish chizig‘ini ko‘rsatuvchi grafikdir;

sterjen ko'ndalang kesimida o'qi bo'ylab hosil bo'lgan ko'ndalang kuchning bo'linish qonunini ko'rsatuvchi grafikdir;

6. Ya. Bernulli gipotezasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

sterjenning deformatsiyagacha tekis va sterjen o'qiga perpendikulyar bo'lgan kesimlari deformatsiyasidan keyin ham tekis va sterjen o'qiga perpendikulyarligicha qoladi;

sterjenning deformatsiyagacha tekis va sterjen o'qiga parallel bo'lgan kesimlar bir-biriga bosim ko'rsatmaydi;

deformatsiyagacha tekis va sterjen o'qiga parallel bo'lgan kesimlari deformatsiyasidan keyin ham tekis va sterjen o'qiga parallel bo'lib qoladi;

sterjen deformatsiyalanganda tekis kesimi yuzalari deformatsiyadan keyin egilib o'z joyidan qo'zg'aladi;

7. Absolyut bo'ylama cho'zilish deformatsiyasi – bu:

sterjen o'qi bo'ylab yo'nalgan cho'zuvchi kuchlar ta'siri natijasida o'z uzunligining ortishidir;

sterjenlarning shaklini o'zgartirishidir;

sterjenlarning bikirligining juda ham ortib ketishidir;

tashqi kuchlar ta'sirida sterjen hajmining o'zgarishidir;

8. Guk qonuni qanday ta'riflanadi?

elastiklik chegarasida cho'zilgan sterjenlarda normal kuchlanish nisbiy bo'ylama deformatsiyaga to'g'ri proporsionaldir;

elastiklik chegarasida ko'chishlar deformatsiyasining natijasida bo'lganligi uchun o'lchamlariga to'g'ri proporsionaldir;

elastiklik chegarasida cho'zilgan sterjenlarda elastiklik modulining ortishi doimo kuchga to'g'ri proporsionaldir;

elastiklik chegarasida cho'zilgan sterjenlarda normal kuchlanish nisbiy bo'ylama deformatsiyaga teskari proporsionaldir;

9. Guk qonunining matematik ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\Delta \ell = \frac{N\ell}{EA};$$

$$\Delta \ell = \frac{NE}{\ell A};$$

$$\Delta l = \frac{\sigma E}{\ell A};$$

$$\Delta l = \frac{\sigma E}{\varepsilon A};$$

10. Absolyut bo‘ylama deformatsiya sterjenga ta’sir etayotgan kuch, uzunligi va bikirligi bilan qanday bog‘langan?

kuchga, uzunligiga to‘g‘ri proporsional va bikirligiga teskari proporsional;

kuchga, uzunligiga teskari proporsional va bikirligiga to‘g‘ri proporsional;

kuchga, uzunligiga va bikirligiga teskari proporsional;

kuchga, uzunligiga va bikirligiga to‘g‘ri proporsional;

11. Guk qonunining ikkinchi ko‘rinishi matematik ifodasi qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\sigma = E\varepsilon;$$

$$E = \sigma\varepsilon;$$

$$\sigma = F/A;$$

$$\sigma = F\Delta l;$$

12. Yuqori uchi bilan qistirib mahkamlangan, uzunligi ℓ , ko‘ndalang kesim yuzasi A bo‘lgan sterjen pastki erkin uchidagi F kuchdan hosil bo‘lgan absolyut bo‘ylama deformatsiya qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\Delta l = \frac{F\ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{N\ell}{2EA};$$

$$\Delta l = \frac{FE}{\ell\varepsilon};$$

$$\Delta l = \frac{\sigma E}{\varepsilon F};$$

13. Uzunligi ℓ , ko‘ndalang kesim yuzasi A bo‘lgan yuqorigi uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjenning $\ell/2$ kesimidagi F kuchidan hosil bo‘lgan absolyut bo‘ylama deformatsiya qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\Delta l = \frac{F\ell}{2EA};$$

$$\Delta l = \frac{F\ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{FE}{\ell\varepsilon};$$

$$\Delta l = \frac{\sigma E}{\varepsilon F};$$

14. Uzunligi ℓ , ko‘ndalang kesim yuzasi $2A$ bo‘lgan yuqorigi uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjenning $\ell/2$ kesimidagi F kuchidan hosil bo‘lgan absolyut bo‘ylama deformatsiya qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\Delta l = \frac{F\ell}{4EA};$$

$$\Delta l = \frac{N\ell}{2EA};$$

$$\Delta l = \frac{FE}{\ell A};$$

$$\Delta l = \frac{\sigma E}{\varepsilon A};$$

15. Yuqorigi uchi qistirib mahkamlangan uzunligi ℓ , ko'ndalang kesim yuzasi $A/2$ bo'lgan sterjen pastki erkin uchidagi F kuchidan hosil bo'lgan absolyut bo'ylama deformatsiya qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\Delta l = \frac{2F\ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{N\ell}{2EA};$$

$$\Delta l = \frac{F\ell}{4EA};$$

$$\Delta l = \frac{FE}{\ell A};$$

16. Yuqorigi uchi qistirib mahkamlangan, uzunligi ℓ , ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan sterjenning erkin uchidagi F kuchidan hosil bo'lgan bo'ylama deformatsiya sterjen uzunligi va kesim yuzasi 2 marta ortirilsa absolyut bo'ylama deformatsiya qanday o'zgaradi?

o'zgarmaydi;

ikki marta ortadi;

o'zgaradi;

ikki marta kamayadi;

17. Elastiklik moduli materialning qanday xususiyatini bildiradi?

elastiklik moduli materialning elastiklik xususiyatini;

elastiklik moduli materialning mexanik xususiyatini;

elastiklik moduli materialning fizik xususiyatini;

elastiklik moduli materialning geometrik xususiyatini;

18. Nisbiy ko'ndalang deformatsiya – bu:

absolyut ko'ndalang deformatsiya Δb ning shu kesimning deformatsiyagacha bo'lgan o'lchami b ga nisbatidir;

sterjenni cho'zuvchi ΔF kuchga va Δh balandligiga teskari proporsional bo'lgan deformatsiyadir;

jismlarning tashqi kuch ΔF ta'siridan ko'ndalang kesim shakli va o'lchamining o'zgarishidir;

sterjenlar cho'zilganda faqat nisbiy $\Delta \varepsilon$ bo'ylama deformatsiya hosil bo'ladi;

19. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjen kesimi bikirligi nima?

sterjenlarning ko'ndalang kesimi yuzasi yuzi bilan elastiklik modulining ko'paytmasi EA bikirlik deyiladi;

Sterjenlar ko'ndalang yuzasi bilan unda hosil bo'lgan normal kuchlanish ko'paytmasi σA bikirlik deyiladi;

sterjenlar bo'ylama nisbiy deformatsiyasining kuchlanishga εA ko'paytmasiga bikirlik deyiladi;

sterjenlarning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan zo'riqish kuchi kesim yuzasiga nisbatan bikirlik deyiladi;

20. Puasson koeffitsienti – bu:

nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning, nisbiy bo'ylama deformatsiyaga bo'lgan nisbatning absolyut miqdoridir;

nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning elastiklik moduliga bo'lgan nisbatning absolyut qiymatidir;

nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning, nisbiy bo'ylama deformatsiya ko'paytmasining absolyut qiymatidir;

nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning, nisbiy ko'ndalang deformatsiyaga bo'lgan nisbatining absolyut qiymatidir;

21. Sterjenning bikirlik koeffitsienti matematik ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$c = \frac{EA}{\ell};$$

$$\beta = \frac{\ell}{EA};$$

$$\beta = \frac{c}{EA};$$

$$c = \frac{\beta}{EA};$$

22. Sterjenning bikirlik koeffitsienti – bu:

sterjenni 1sm yoki 1mm cho'zuvchi kuchdir;

sterjenni 1kg yoki 10 N cho'zuvchi kuchdir;

sterjenni 1m yoki 1dm cho'zuvchi kuchdir;

sterjenni 10sm yoki 100mm cho'zuvchi kuchdir;

23. Sterjenning moyillik koeffitsienti qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

moyillik koeffitsienti sterjenning 10 N kuch ta'siridan 10^{-2} m ga uzayishi yoki qisqarish miqdoridir;

moyillik koeffitsienti sterjenning 10 N/m^2 kuch ta'siridan 10^{-1} m ga uzayishi yoki qisqarish miqdoridir;

moyillik koeffitsienti sterjenning 10 N/m^3 kuch ta'siridan 10m ga uzayishi yoki qisqarish miqdoridir;

moyillik koeffitsienti sterjenning 10 ot kuch ta'siridan 1m ga uzayishi yoki qisqarish miqdoridir;

24. Sterjenning moyillik koeffitsienti –bu :

sterjenning bikirlik koeffitsientining teskari qiymatidir;

sterjenning bikirlik koeffitsienti absolyut qiymatidir;

sterjenning bikirlik koeffitsientining musbat qiymatidir;

sterjenning bikirlik koeffitsientining manfiy qiymatidir;

25. Sterjenning moyillik koeffitsienti matematik ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\beta = \frac{\ell}{EA};$$

$$c = \frac{EA}{\ell};$$

$$\beta = \frac{c}{EA};$$

$$c = \frac{\beta}{EA};$$

26. Ya. Bernulli gipotezasiga asosan kuchlanish sterjen ko'ndalang kesim yuzasida qanday taqsimlanadi?

tekis taqsimlanadi;

ixtiyoriy taqsimlanadi;

notekis taqsimlanadi;

qiyshiq taqsimlanadi;

27. Cho'zilishdagi to'g'ri o'qli sterjen sirtiga chizilgan to'r qanday o'zgaradi?

sterjen o'qiga parallel to'g'ri chiziqlar paralelligicha qolib uzayadi, perpendikulyar chiziqlar perpendikulyarligicha qolib qisqaradi;

sterjen o'qiga parallel to'g'ri chiziqlar perpendikulyarligicha qolib uzayadi, perpendikulyar chiziqlar paralelligicha qolib qisqaradi;

sterjen o'qiga parallel to'g'ri chiziqlar paralelligicha qolib qisqaradi, perpendikulyar chiziqlar perpendikulyarligicha qolib uzayadi;

sterjen o'qiga parallel to'g'ri chiziqlar paralelligicha qolib uzayadi, perpendikulyar chiziqlar paralelligicha qolib uzayadi;

28. Cho'zilishdagi to'g'ri o'qli sterjenning kuch qo'yilgan kesimda ichki kuchlar qanday taqsimlanadi?

tekis taqsimlanmaydi;

tekis taqsimlanadi;

ixtiyoriy taqsimlanadi;

hech qanday qonun asosida taqsimlanmaydi;

29. Yuqori uchi qistirib maxkamlangan uzunligi ℓ , kesim yuzasi A bo'lgan pastki erkin uchidagi F kuchdan hosil bo'lgan absolyut deformatsiya, kesim yuzasi $A/2$ teng bo'lsa qanday o'zgaradi?

ikki marta ortadi;

ikki marta kamayadi;

ikki yarim marta kamayadi;

ikki yarim marta ortadi;

30. Yuqori uchi qistirib maxkamlangan uzunligi ℓ , kesim yuzasi A bo'lgan pastki erkin uchidagi F kuchdan hosil bo'lgan absolyut deformatsiya, uzunligi $\ell/2$ teng bo'lsa qanday o'zgaradi?

ikki marta kamayadi;

ikki marta ortadi;

ikki yarim marta kamayadi;

ikki yarim marta ortadi;

Bu 30 ta test savollar 2.5-2.7 paragraflar bo'yicha tuzilgan:

1. Murakkab kuchlanish holati necha turga bo'linadi?

uch;

to'rt;

ikki;

guruhlarga bo'linadi;

2. Murakkab kuchlanish holatining qanday turlari mavjud?

chiziqli, tekis hamda hajmiy kuchlanganlik;

cho'zilish (siqilish), buralish hamda egilish;

elastik, plastik, hamda oquvchanlik;

cho'zilish (siqilish), siljish, buralish hamda egilish;

3. Nuqtaning kuchlanganlik holati – bu

biror nuqtaning kuchlanganlik holati deb - shu nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

biror nuqtaning kuchlanganlik holati deb - shu nuqtadan o'tmaydigan barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

biror nuqtaning kuchlanganlik holati deb - shu nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan ko'chishlar to'plamidir;

biror nuqtaning ko‘chishlar holati deb - shu nuqtadan o‘tuvchi barcha yuzalarda hosil bo‘ladigan ko‘chishlar to‘plamidir;

4.Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda normal kuchlanish ifodasi qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cos^2 \alpha ;$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha ;$$

$$\sigma_{\alpha} = \tau \cos^2 \alpha ;$$

$$\tau_{\alpha} = \tau \sin^2 \alpha ;$$

5.Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda urinma kuchlanish ifodasi qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha ;$$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \cos 2\alpha ;$$

$$\sigma_{\alpha} = \tau \cos 2\alpha ;$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\tau}{2} \sin 2\alpha ;$$

6. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda normal kuchlanishlar qaysi tekisliklarda maksimal qiymatiga erishadi?

sterjen o‘qiga nisbatan 45 gradus ostida o‘tgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o‘qiga 90 gradus bo‘lgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o‘qiga 180 gradus bo‘lgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o‘qiga 60 gradus bo‘lgan yuzada $\sigma_{\max} = 2\sigma$;

7. Urinma kuchlanishlar juftlik qonuni qanday ta‘riflanadi?

jismning istalgan ikkita o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan yuzachalarida urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o‘zaro teng va qarama-qarshi yo‘naladi;

jismning istalgan ikkita o‘zaro parallel yuzachalarida urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o‘zaro teng emas va qarama-qarshi yo‘naladi;

urinma kuchlanish nisbiy siljish deformatsiyasiga to‘g‘ri proporsional bog‘lanishda bo‘ladi;

urinma kuchlanishlar to‘sinlarning ko‘ndalang kesimida ikkinchi tartibli egri chiziqli qonun asosida o‘zgaradi;

8. Bosh yuzacha deb qanday yuzachaga aytiladi?

jism nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'si retadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzachalar bosh yuzachalar deb aytiladi;

nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'si retadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar ekstremal bo'lgan yuzachalar bosh yuzachalar deb aytiladi

nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'si retadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar eng katta qiymatiga teng bo'lgan yuzalarga bosh yuzachalar deb aytiladi;

jism nuqtasining ekstremal kuchlanishlari ta'siridan yuzachalarda urinma kuchlanishlar eng kichik qiymatiga teng bo'lgan yuzalarga bosh yuzachalar deyiladi;

9. Bosh kuchlanishlar deb qanday kuchlanishlarga aytiladi?

bosh yuzachalarga ta'sir etuvchi normal kuchlanishlarga;

tekis yuzachaga ta'sir etuvchi urinma kuchlanishlarga;

qiya yuzachalarga ta'sir etuvchi normal va urinma kuchlanishlarga;

urinma kuchlanish maksimal qiymatiga erishgandagi kuchlanishlarga;

10. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni ifodasi qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?

$$\tau_{zy} = \tau_{yz};$$

$$\sigma_{zy} = \sigma_{yz};$$

$$E_{zy} = E_{yz};$$

$$\beta_{zy} = \beta_{yz};$$

11. Chiziqli kuchlanganlik holatida $\alpha = 45^0$ burchak ostidagi qiya kesimda normal va urinma kuchlanishlar nimaga teng bo'ladi?

$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma;$$

$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\tau, \quad \tau_{45^0} = \frac{1}{2}\tau;$$

$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{45^0} = \frac{1}{2}\tau;$$

$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{\min} = \frac{1}{2}\tau;$$

12. Kuchlanish holatidagi elementga ta'sir qiluvchi σ_{\max} bosh kuchlanish qanday yo'nalgan bo'ladi?

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan o'qlarining ikki choragi orqali o'tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashmaydigan o‘qlarining ikki choragi orqali o‘tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari parallel bo‘lgan o‘qlarining ikki choragi orqali o‘tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan o‘qlarining bir choragi orqali o‘tmaydi;

13. Cho‘zilish va siqilishda sterjen uchun qanday shart bajarilganda mustahkam bo‘ladi?

sterjenning eng xavfli ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan maksimal normal kuchlanish sterjen materiali uchun berilgan ruxsat etilgan normal kuchlanishdan ortib ketmaslik sharti;

eng xavfli ko‘ndalang kesimda zo‘riqish kuchlarining miqdori manfiy yoki musbat bo‘lish sharti;

sterjenning eng xavfli ko‘ndalang kesimida hosil bo‘lgan maksimal normal ko‘chish sterjen materiali uchun berilgan ruxsat etilgan normal ko‘chishdan ortib ketmaslik sharti ;

ko‘ndalang kesim yuzasi normal kuchlanish juda ham katta bo‘lishi sharti;

14. Mustahkamlik shartidan foydalanib qanday masalalarni hal qilish mumkin?

qurilma ko‘tara oladigan yukni aniqlash, ko‘ndalang kesim yuzasini aniqlash, mustahkamlikka tekshirish ;

ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash, nisbiy qoldiq cho‘zilishni aniqlash, ko‘ndalang kesim yuzasini aniqlash;

nisbiy ko‘ndalang qisqarishni, nisbiy qoldiq cho‘zilishni aniqlash, elastiklik modulini aniqlash;

statik tomonini, fizik tomonini aniqlash, geometrik tomonini aniqlash;

15. Cho‘zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan xavfli chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{ch.}/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_u/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el}/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr}/n$;

16. Cho‘zilgan yoki siqilgan sterjen mustahkamlik sharti qaysi javobda to‘g‘ri ifodalangan?

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\min} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \geq [\sigma];$$

$$\sigma_{\min} = \frac{N_{\max}}{A} \geq [\sigma];$$

17. Sterjenni mustahkamlikka tekshirish qaysi formula orqali amalga oshiriladi?

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max} \geq [\sigma];$$

$$\sigma_{\min} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\min} \geq [\sigma];$$

18. Cho‘zilgan yoki siqilgan sterjen ko‘ndalang kesim o‘lchamlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$A \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]};$$

$$A \leq \frac{N_{\max}}{[\sigma]};$$

$$A \geq \frac{N_{\min}}{[\sigma]};$$

$$A \leq \frac{N_{\min}}{[\sigma]};$$

19. Cho‘zilgan yoki siqilgan sterjen ko‘tara oladigan kuch qaysi formuladan aniqlanadi?

$$N_{\max} \leq [\sigma]A;$$

$$N_{\max} \geq [\sigma]A;$$

$$N_{\min} \leq [\sigma]A;$$

$$N_{\min} \geq [\sigma]A;$$

20. Po‘latdan yasalgan $[\sigma] = 16 \cdot 10^7 \text{ H/sm}^2$ kalta ustunga $F = 160 \cdot 10^4 \text{ H}$ yuk ta’sir etasa, kvadrat shaklidagi kesim tomonlari necha sm ga teng?

$$a = 10^{-1} \text{ sm};$$

$$a = 10^{-2} \text{ sm}^2;$$

$$a = 10^{-4} \text{ sm}^2;$$

$$a = 10^{-2} \text{ sm};$$

21. Po‘latdan yasalgan $[\sigma] = 16 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2$ kalta ustun ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 50 \text{ sm}^2$ bo‘lsa, u ko‘tara oladigan yuk qanchaga teng bo‘ladi?

$$F = 80 \cdot 10^8 \text{ N};$$

$$F = 90 \cdot 10^9 \text{ N};$$

$$F = 70 \cdot 10^7 \text{ N};$$

$$F = 100 \cdot 10^9 \text{ N};$$

22. Ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 32 \text{ sm}^2$ bo‘lgan, $F = 330 \cdot 10^5 \text{ N}$ yuk bilan siqilgan yog‘ochdan yasalgan $[\sigma] = 10 \cdot 10^5 \text{ N/sm}^2$ kalta ustun mustahkamligi ta‘minlanganmi yoki yo‘qmi?

ta‘minlangan;

taminlanmagan;

yarim ta‘minlangan;

noma‘lum;

23. Cho‘zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi bir javobda mustahkamligi ta‘minlanganligi va material ko‘p sarflanganligini ko‘rsatadi?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan kichik bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan kichik bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +10% dan katta bo‘lganda;

24. Cho‘zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi javobda mustahkamlik ta‘minlanganligi ko‘rsatilgan?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq $\pm 5\%$ bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan katta bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo‘lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +0% bo'lganda;

25. Siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish mo'rt materiallar uchun qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan mustahkamlik chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{m.ch.} / n_m$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{u.ch.} / n_u$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el.ch.} / n_{el}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr.ch.} / n_{pr}$;

26. Cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish plastik materiallar uchun qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan oquvchanlik chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{oq.ch.} / n_{oq}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{u.ch.} / n_u$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el.ch.} / n_{el}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr.ch.} / n_{pr}$;

27. Ko'ndalang kesim yuzasi diametri 20 sm bo'lgan yog'och ustunning siqilishida ko'tara oladigan yuk, siqilishdagi kuchlanish $\sigma = 400 N / sm^2$ ortib ketmaganda qaysi javobda to'g'ri?

$$N_{\max} = 125,6 kN ;$$

$$N_{\max} = 103,6 kN ;$$

$$N_{\max} = 421,6 kN ;$$

$$N_{\max} = 215,6 kN ;$$

28. Po‘latdan yasalgan $[\sigma]=16 \cdot 10^7 N / sm^2$ kalta ustunga $F = 502,4 \cdot 10^7 N$ yuk ta’sir etganda, doiraviy ko‘ndalang kesimi diametri necha sm ga teng?

$$d \approx 2.5 sm ;$$

$$d \approx 3 sm ;$$

$$a \approx 2 sm ;$$

$$a \approx 4 sm ;$$

29. Materiali uchun berilgan ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]=12 \cdot 10^7 N / sm^2$ kalta ustun ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 40 sm^2$ bo‘lsa, u ko‘tara oladigan yuk qanchaga teng bo‘ladi?

$$F = 4.8 \cdot 10^9 N ;$$

$$F = 48 \cdot 10^7 N ;$$

$$F = 3 \cdot 10^7 N ;$$

$$F = 300 \cdot 10^6 N ;$$

30. Sterjenning ko‘ndalang kesimi deganda nimani tushunasiz?

sterjen o‘qiga perpendikulyar bo‘lgan kesim;

sterjen o‘qiga parallel bo‘lgan kesim;

sterjen o‘qiga birorta burchak ostida bo‘lgan kesim;

sterjen o‘qiga ixtiyoriy bo‘lgan kesim;

Bu 30 ta test savollar 2.8-2.10 paragraflar bo‘yicha tuzilgan:

1. Nima sababdan konstruksiya elementlarining xususiy og‘irligini hisobga olish zarur?

ko‘pgina konstruksiya elementlari ancha vazmin va uzun bo‘lganligi sababli;

ko‘pgina konstruksiya elementlari ancha engil bo‘lganligi sababli;

ko‘pgina konstruksiya elementlari ancha uzun bo‘lganligi sababli;

ko‘pgina konstruksiya elementlari ancha qisqa bo‘lganligi sababli;

2. Jismlarning xususiy og‘irligi nimaga teng?

solishtirma og‘irligi bilan hajmi ko‘paytmasiga;

solishtirma og‘irligi bilan balandligi ko‘paytmasiga;

solishtirma og‘irligi bilan yuzasi ko‘paytmasiga;

solishtirma og‘irligi bilan uzunligi ko‘paytmasiga;

3. Sterjen faqat xususiy og'irligi hisobga olinganda kuchlanish miqdori kesim yuzasiga bog'liqmi yoki yo'q?

bog'liq emas;

bog'liq;

to'plangan kuchni hisobga olsa bog'liq;

yoyilgan yuk hisobga olinganda bog'liq;

4. Sterjen xususiy og'irligi hisobga olganda kuchlanish qaysi formuladan aniqlanishini ko'rsating?

$$\sigma = \frac{F + \gamma \cdot A \cdot z}{A};$$

$$\sigma = \frac{A - \gamma \cdot F \cdot z}{F};$$

$$\sigma = \frac{F}{A} - \frac{\gamma \cdot A \cdot z}{A};$$

$$\sigma = \sigma_0 \cos x \tau = \frac{1}{2} \omega_0 \sin 2x$$

5. O'zgarmas kesimli sterjenning faqat xususiy og'irligi hisobga olganda kuchlanish miqdori nimaga teng?

sterjen xususiy og'irligining uzunligiga ko'paytmasiga;

sterjen xususiy og'irligining uzunligiga nisbatiga;

sterjen xususiy og'irligining balandligiga ko'paytmasiga;

sterjen xususiy og'irligining hajmiga ko'paytmasiga;

6. Chegaraviy uzunlik –bu:

ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan uzun sterjenning xususiy og'irligidan uzilish vaqtiga to'g'ri keladigan uzunlikdir;

ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan qisqa sterjenning sirtqi kuchdan uzilish vaqtiga to'g'ri keladigan uzunlikdir;

sterjenning ham to'g'ri chiziqli ham egri chiziqli muvozanat holati ustivor bo'lgan vaqtga to'g'ri kelgan uzunlikdir;

ko'ndalang kesimi o'zgarmas bo'lgan uzun sterjen og'irligi va sirtqi kuchdan uzilishga to'g'ri kelgan uzunlikdir;

7. To'plangan kuch va xususiy og'irlikni hisobga olganda absolyut bo'ylama to'la cho'zilish qaysi formuladan aniqlanadi?

$$\Delta l = \frac{(N + \gamma A \ell / 2) \ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{N}{(\sigma) - \gamma \ell};$$

$$\Delta l = N_o \cdot \gamma Z / [\sigma];$$

$$\Delta l = N_o \cdot \gamma z \cdot [\sigma].$$

8. Xususiy og'irlikni hisobga olganda absolyut bo'ylama cho'zilish qaysi formuladan aniqlanadi?

$$\Delta l = \frac{\gamma A \ell \ell}{2EA};$$

$$\Delta l = \frac{N \ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{F \ell}{EA};$$

$$\Delta l = \frac{M \ell}{EA};$$

9. Sterjen xususiy og'irligini hisobga olganda mustahkamlik sharti quyidagilardan qaysi birida to'g'ri keltirilgan?

$$\sigma = \frac{F + \gamma A z}{A} \leq [\sigma];$$

$$\sigma = \frac{A - \gamma F z}{F} \leq [\sigma];$$

$$\sigma = \frac{F}{A} - \frac{\gamma A z}{A} \leq [\sigma];$$

$$\sigma = \sigma_0 \cos x \tau = \frac{1}{2} \omega_0 \sin 2x \leq [\sigma]$$

10. Xususiy og'irligini hisobga olganda kuchlanish sterjen uzunligi bo'yicha qanday qonun asosida o'zgarishi mumkin?

uzunligi bo'ylab og'ma to'g'ri chiziq qonuni asosida;

uzunligi bo'ylab giperbola qonuni asosida;

uzunligi bo'ylab parabola qonuni asosida;

uzunligi bo'ylab egri chizikli qonuni asosida;

11. Sterjen xususiy og'irligi hisobga olganda eng xavfli kesim yuzi qaysi formuladan aniqlanishini ko'rsating?

$$A = \frac{N}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell};$$

$$A = \frac{N + \gamma A \ell}{[\sigma]};$$

$$F = \frac{A - \gamma \cdot F \cdot z}{\sigma};$$

$$A = N_o \cdot \gamma Z / [\sigma];$$

12. Sterjenning xususiy og'irligidan hosil bo'lgan absolyut bo'ylama cho'zilish sterjen og'irligiga teng, uning erkin uchiga qo'yilgan to'plangan kuchdan hosil bo'ladigan absolyut bo'ylama cho'zilishdan qancha kam yoki ortiq bo'ladi?

ikki marta kam bo'lar ekan;

ikki marta ortiq bo'lar ekan;

uch marta kam bo'lar ekan;

to'rt marta kam bo'lar ekan;

13. Teng qarshilikli sterjen – bu:

barcha ko'ndalang kesimlarda hosil bo'lgan normal kuchlanishlar sterjen materiali uchun ruxsat etilgan normal kuchlanishga teng bo'lgan sterjendir;

sterjen ko'ndalang kesimlarda hosil bo'lgan normal kuchlanishlar nolga teng bo'lgan sterjendir;

sterjen ko'ndalang kesimlarda o'zgaras bo'lgan po'lat sterjendir;

qiya kesimidagi kuchlanishlar ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lgan sterjendir;

14. Teng qarshilikli sterjenlarga material qanday sarflanadi?

material kam sarflanadi;

material ko'p sarflanadi;

material teng sarflanadi;

material ortiqcha sarflanadi;

15. Teng qarshilikli sterjen uzunligi bo'ylab kuchlanish qanday o'zgaradi?

uzunligiga parallel bo'lgan to'g'ri chiziq qonun asosida;

uzunligi bo'ylab giperbola qonuni asosida;

uzunligi bo'ylab parabola qonuni asosida;

uzunligi bo'ylab egri chizikli qonuni asosida;

16. Teng qarshilikli sterjen ko'ndalang kesimi yuzasi qaysi formuladan aniqlanadi?

$$A_x = A_0 e^{\gamma \cdot z / [\sigma]};$$

$$A_x = dA_x \frac{\gamma}{[\sigma]} dz;$$

$$A_x = \frac{A_0}{[\sigma]};$$

$$A_0 = \frac{1}{[\sigma]} A_x e^z;$$

17. O'zgaras kesim yuzali sterjen yoki pog'onali sterjenlarning qay biriga sarflangan material tejamli bo'ladi?

o'zgaras kesim yuzali sterjenlarga qaraganda pog'onali sterjenlarda material ancha tejaladi;

o'zgaras kesim yuzali sterjenlarga qaraganda pog'onali sterjenlarda material ancha tejamsiz;

o'zgaras kesim yuzali sterjenlarga qaraganda pog'onali sterjenlarda material ancha tejamli yoki tejamsiz;

o'zgarimas kesim yuzali sterjenlarga qaraganda pog'onali sterjenlarda material sarfi farq qilmaydi;

18. Pog'onali sterjenlarni tayyorlash teng qarshilikli sterjenlarni tayyorlashga qaraganda?

ancha sodda;

ancha murakkab;

bir xil;

ancha farq qiladi;

19. Pog'onali sterjenlarni shunday loyihalash lozimki?

har bir pog'onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lishi shart;

har bir pog'onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan katta bo'lishi shart;

har bir pog'onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lishi shart emas;

har bir pog'onaning oxiridagi xavfli kesimda kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga juda ham kichik bo'lishi shart;

20. Cho'zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi javobda mustahkamligi ta'minlanganligi va material ko'p sarflanganligini ko'rsatadi?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan kichik bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan kichik bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan katta bo'lganda;

21. Cho'zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi javobda mustahkamlik ta'minlanganligi ko'rsatilgan?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq $\pm 5\%$ bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +10% bo'lganda;

22.Uzunliklari va kesim yuzalari $l_1 = l_2 = l$, $A_1 = A$; $A_2 = 0,5A$ bo'lgan ikki pog'onali ustunning birinchi pastki pog'onasi yuqori kesimiga siquvchi kuch F qo'yilgan bo'lsa, yuqorigi ikkinchi pog'onaning absolyut bo'ylama ko'chish deformatsiyasi nimaga teng bo'ladi?

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 = \frac{Fl}{EA};$$

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 = \frac{Fl}{0,5EA};$$

$$\Delta l_2 = 0;$$

$$\Delta l_2 = \frac{Fl}{2EA};$$

23.Uzunliklari va kesim yuzalari $l_1 = l_2 = l$, $A_1 = A$; $A_2 = 0,5A$ bo'lgan ikki pog'onali ustunning birinchi pastki pog'onasi yuqori kesimiga cho'zuvchi kuch F qo'yilgan bo'lsa, yuqorigi ikkinchi pog'onaning absolyut bo'ylama ko'chish deformatsiyasi nimaga teng bo'ladi?

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 = \frac{Fl}{EA};$$

$$\Delta l_2 = \Delta l_1 = \frac{Fl}{0,5EA};$$

$$\Delta l_2 = 0;$$

$$\Delta l_2 = \frac{Fl}{2EA};$$

24.Jismning solishtirma og'irligi qanday birlikda o'lchanadi?

$$N/m^3; kN/m^3;$$

$$N/m^2; kN/m^2;$$

$$N/m^1; kN/m^1;$$

$$N/m^{-3}; kN/m^{-3};$$

25. Teng qarshilikli ustunlarning ko'ndalang kesimi qanday qonun asosida o'zgaradi?

giperbola qonuni;

parabola qonuni;

to'g'ri chiziqli qonun;

ikkinchi tartibli egri chiziqli qonun;

26.Teng qarshilikli ustunlarni yasashda nima uchun qiyinchilik mavjud?

ko'ndalang kesimi giperbola qonuni asosida o'zgargani uchun;

ko'ndalang kesimi parabola qonuni asosida o'zgargani uchun;

ko'ndalang kesimi siniq chiziqli qonuni asosida o'zgargani uchun;

ko'ndalang kesimi to'g'ri chiziqli qonuni asosida o'zgargani uchun;

27. Yuqorigi uchi mahkamlangan sterjening ikkinchi pog'onasining pastki uchiga ta'sir qilayotgan kuch quyidagilarning qaysi biriga teng?

$$N_1 = [\sigma]A_1;$$

$$N_1 = \sigma A_1$$

$$N_1 = \sigma A_2$$

$$N_1 = [\sigma]A_3$$

28. Pog'anoli sterjenning birinchi pog'onasi ko'ndalang kesim yuzasi qaysi formuladan aniqlanadi?

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_1};$$

$$A_2 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_2};$$

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell};$$

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_1};$$

29. Pog'anoli sterjenning ikkinchi pog'onasi ko'ndalang kesim yuzasi qaysi formuladan aniqlanadi?

$$A_2 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_2};$$

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_1};$$

$$A_1 = \frac{F}{[\sigma] - \gamma \ell};$$

$$A_1 = \frac{N_1}{[\sigma] - \gamma \cdot \ell_1};$$

30. Quyidagi formulalarning qaysi biridan faqat xususiy og'irlikni e'tiborga olganda absolyut cho'zilish deformatsiyasi aniqlanadi?

$$\Delta \ell = \frac{\gamma A \ell \ell}{2EA};$$

$$\Delta \ell = \frac{\gamma A \ell^2}{EA};$$

$$\Delta \ell = \frac{F \ell}{EF} + \frac{\gamma A \ell \ell}{2EA};$$

$$\Delta \ell = \frac{F \ell}{2EF} + \frac{\gamma A \ell^2}{EA};$$

Bu 30 ta test savollar 2.11-2.13 paragraflar bo'yicha tuzilgan:

1. Qanday masalalar statik aniqmas masala bu

sterjenlarda hosil bo'lgan noma'lum zo'riqish kuchlari yoki reaksiya kuchlari soni statika muvozanat tenglamalari sonidan ortiq bo'lgan masaladir

sterjenlarda hosil bo'lgan noma'lum zo'riqish kuchlari yoki reaksiya kuchlari soni statika muvozanat tenglamalari soniga teng bo'lgan masaladir;

qaralayotgan masala faqat statika muvozanat tenglamalari yordamisiz yechish mumkin bo'lgan masaladir;

qaralayotgan masala faqat statika muvozanat tenglamalari yordamida yechish mumkin bo'lgan masaladir;

2. Statik aniqmas masalalarda noma'lumlar soni statik tenglamalar sonidan bitta ko'p bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

1; 2; 3; 4;

3. Statik aniqmas masalalarda statik tenglamalar sonidan noma'lum zo'riqish kuchlari soni uchta ko'p bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

3; 4; 1; 2;

4. Statik aniqmas masalalarda noma'lumlar soni $n+1$ ta statik tenglamalar sonin n ta bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

1; $n+1$; n ; $n-1$;

5. Statik aniqmas masalalarda qo'shimcha tenglamalar soni qanday shartdan foydalanib tuziladi?

sistema deformatsiyasi shartidan;

sistema kuchlanishi shartidan;

sistema bog'lanish shartidan;

sistema tayanch shartidan;

6. Statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?

statik muvozanat tenglamalar tuziladi, noma'lumlar soni aniqlanadi, qo'shimcha tenglama tuziladi;

deformatsiyalarni solishtirish, kuch usul, energetik usul yordamida qo'shimcha tenglama tuziladi;

kuch usul, mexanik usul, energetik usul yordamida qo'shimcha tenglama tuziladi;

mexanik xossalari, fizik xossalari, geometrik xossalari yordamida sintez qilinadi;

7. Masalada ortiqcha noma'lumlar soni uchta bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

uch marta; ikki marta; to'rt marta; besh marta;

8. Statik aniqmas masalalarni yechishda asosiy sistema –bu:

statik aniqmas sistemadan ortiqcha bog'lanishlarni tashlab yuborib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning birontasini reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniqmas sistemadir;

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning barcha reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniq sistemadan ortiqcha noma'lumlarni tashlab yuborib olingan statik aniq sistemadir;

9. Statik aniqmas masalalarni yechishda ekvivalent sistema – bu:

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning birontasini noma'lum reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniqmas sistemadan ortiqcha bog'lanishlarni tashlab yuborib olingan statik aniqmas sistemadir ;

statik aniqmas sistemadan ortiqcha noma'lumlarni tashlab yuborib olingan statik aniqmas sistemadir

statik aniq sistemadagi tayanchlarning barcha reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

10. Statik aniqmas masalalarni yechishda asosiy sistemani ekvivalent sistemadan hosil qilish mumkinmi?

mumkin;

mumkin emas;

ba'zan mumkin;

ko'pincha mumkin emas;

11. Statik aniqmas sterjenlar sistemasi masalasini yechish qanday reja asosida olib boriladi?

noma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, qo'shimcha tenglama tuziladi, qo'shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib va tenglamalar birgalikda yechiladi;

noma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatilmaydi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, qo'shimcha tenglama tuziladi, qo'shimcha tenglamadagi kuchlanishlar zo'riqish kuchlari bilan almashtiriladi va tenglamalar yechiladi;

noma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuzilishi shart emas, qo'shimcha tenglama tuziladi, qo'shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib va tenglamalar birgalikda yechiladi;

ma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatiladi, kerakli muvozanat va qo'shimcha tenglama tuzilmaydi, qo'shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib va tenglamalar birgalikda yechiladi;

12. Cho'zilish va siqilishdagi statik noaniq sterjenning reaksiya kuchlari qanday yo'nalgan bo'ladi?

sterjen o'qiga parallel ravishda yo'naladi;

sterjen o'qiga perpendikulyar ravishda yo'naladi;

sterjen o'qiga noma'lum burchak ostida yo'naladi;

sterjen o'qiga ixtiyoriy ravishda yo'naladi;

13. Cho'zilish va siqilishdagi statik noaniq sterjenning reaksiya kuchlarining biri manfiy ishorada chiqsa, u nimani bildiradi?

manfiy ishorali reaksiya kuchining teskari tomonga yo'nalishini;

manfiy ishorali reaksiya kuchining to'g'ri yo'nalganligini;

manfiy ishorali reaksiya kuchining musbat ishorali reaksiya kuchi tomonga yo'nalganligini;

manfiy ishorali reaksiya kuchining noo'rin tomonga yo'nalganligini;

14. Statik noaniq masalalarda qo‘shimcha tenglama qanday maqsadda tuziladi?

noma‘lum zo‘riqish kuchlarini aniqlash maqsadida;

ekvivalent sistemani aniqlash maqsadida;

asosiy sistemani aniqlash maqsadida;

boshlang‘ich parametrlarni aniqlash maqsadida;

15. Sterjenning cho‘zilishi va siqilishidagi statik aniqmas masalalarda noaniqlik darajasi nimani bildiradi?

tuzilishi lozim bo‘lgan qo‘shimcha tenglamalar sonini;

tuzilishi noma‘lum bo‘lgan qo‘shimcha tenglamalar sonini;

tuzilishi lozim bo‘lgan muvozanat tenglamalar sonini;

tuzilishi lozim bo‘lgan differensial tenglamalar sonini;

16. Cho‘zilish va siqilishdagi statik aniqmas masaladagi sterjenning uzunligi o‘rtasiga qo‘yilgan F kuchidan hosil bo‘lgan reaksiya kuchlari nimaga teng?

$F/2; F/2; -F/2; F/2; F; -F/2; F; -F;$

17. Cho‘zilish va siqilishdagi statik aniqmas masaladagi sterjenlar sistemasining noaniqlik darajasi nimani bildiradi?

tuzilishi lozim bo‘lgan qo‘shimcha tenglamalar sonini;

tuzilishi noma‘lum bo‘lgan qo‘shimcha tenglamalar sonini;

tuzilishi lozim bo‘lgan muvozanat tenglamalar sonini;

tuzilishi lozim bo‘lgan differensial tenglamalar sonini;

18. Asosiy sistema tanlash yo‘li bilan statik aniqmas masalalarni yechish qanday reja asosida olib boriladi?

noma‘lum zo‘riqishlar yo‘nalishlari ko‘rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, asosiy sistema tanlanib ortiqcha noma‘lumlar ta‘sir ettirilib ekvivalent sistema hosil qilinadi, ortiqcha noma‘lum qo‘yilgan nuqtasining ko‘chishi topilib nolga tenglashtiriladi, deformatsiyalar zo‘riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

noma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatilmaydi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, ekvivalent sistema hosil qilinadi, ortiqcha noma'lum qo'yilgan nuqtasining ko'chishi noldan farqli bo'lagan songa tenglashtiriladi, qo'shimcha tenglamadagi kuchlanishlar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib yechiladi;

noma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuzilishi shart emas, ekvivalent sistema hosil qilinadi, ortiqcha noma'lum qo'yilgan nuqtasining ko'chishi noldan farqli bo'laganigi sababli, qo'shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

ma'lum zo'riqishlar yo'nalishlari ko'rsatiladi, kerakli muvozanat va qo'shimcha tenglama tuzilmaydi, qo'shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo'riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

19. Konstruksiya elementlari o'lchamlarini noaniq tayyorlanganligi sababli montaj qilinganda montaj kuchlanishlar hosil bo'ladi?

hosil bo'ladi;

hosil bo'lmaydi;

hosil bo'ladi agar tashqi kuchlar ta'sir etsa;

hosil bo'ladi agar konstruksiya suv ostida ishlasa;

20. O'lchami noaniq tayyorlangan konstruksiya elementlari montaj qilganda, unga tashqi kuch ta'sir etmasa montaj kuchlanishlar hosil bo'ladi?

hosil bo'ladi;

hosil bo'lmaydi;

hosil bo'lmaydi agar konstruksiya o'lchami aniq tayyorlangan bo'lsa;

hosil bo'ladi agar konstruksiya bitta o'lchami noaniq boshqalari aniq tayyorlangan bo'lsa;

21. Statik aniqmas sterjenlarda zo'riqish kuchlari uning materialiga bog'liqmi?

bog'liq;

bog'liq emas;
temperaturasi 40^0 oshganda bog'liq;
massasi katta bo'lganda bog'liq;

22. Ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgarganda sterjen ko'ndalang va bo'ylama o'lchamlari o'zgaradimi?

ko'ndalang kesim o'lchamlari o'zgaradi, bo'ylama o'lchami o'zgarmaydi;
ko'ndalang kesim o'lchamlari o'zgarmaydi, bo'ylama o'lchami o'zgarmaydi;
ko'ndalang kesim o'lchamlari o'zgarmaydi, bo'ylama o'lchami o'zgaradi;
ko'ndalang kesim o'lchamlari o'zgaradi, bo'ylama o'lchami o'zgaradi;

23. Bir uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgarganda absolyut cho'zilishi ifodasi qaysi javobda to'g'ri?

$$\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta t; \quad \Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta A; \quad \Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta F; \quad \Delta l_t = \alpha \cdot A \cdot \Delta t;$$

24. $\Delta l_t = \alpha \cdot l \cdot \Delta t$ ifodadagi hadlarning qaysi biri materialning chiziqli kengayish koeffitsientini bildiradi?

$$\alpha = 125 \cdot 10^{-7}; \quad \Delta l_t = 125 \cdot 10^7; \quad \Delta t = 125 \cdot 10^{\pm 7}; \quad l = 125 \cdot 10^{17};$$

25. Faqat bir uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgarganda qanday zo'riqish kuchi hosil bo'ladi?

hosil bo'lmaydi;
hosil bo'ladi;
faqat bo'ylama kuch hosil bo'ladi;
ixtiyoriy kuch hosil bo'ladi;

26. Ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgarganda zo'riqish kuchi hosil bo'ladi?

hosil bo'ladi;
hosil bo'lmaydi;
faqat bo'ylama kuch hosil bo'ladi;
ixtiyoriy kuch hosil bo'ladi;

27. Ikki uchi bilan qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgarganda absalyu bo'ylama deformatsiyasi nimaga teng bo'ladi?

nolga;

birga;

cheksizga;

hisoblab aniqlanadi;

28. Bir uchi bilan mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgaranda ko'ndalang va bo'ylama o'lchamlari o'zgaradimi?

o'zgaradi;

o'zgarmaydi;

faqat plastik deformatsiya hosil bo'ladi;

faqat oquvchanlik deformatsiya hosil bo'ladi;

29. Ikki uchi qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgaranda hosil bo'lgan reaksiya kuchi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$Z = EA\alpha\Delta t; \quad Z = AF\alpha\Delta t; \quad Z = EA\alpha\Delta\ell; \quad Z = AF\alpha\Delta t;$$

30. Ikki uchi qistirib mahkamlangan sterjen temperaturasi Δt o'zgaranda kuchlanish qaysi fomuladan aniqlanadi?

$$\sigma_t = \frac{Z}{A} = E\alpha\Delta t; \quad \sigma_t = \frac{Z}{A} = E\alpha\Delta\ell; \quad \sigma_t = \frac{Z}{A} = F\alpha\Delta t; \quad \sigma_t = \frac{Z}{A} = E\alpha\Delta F;$$

III bob. KONSTRUKSION MATERIALLARNING MEXANIK TAVSIFLARI

3.1-§.Materiallarni cho‘zilishga sinash. Cho‘zilish diagrammasi

Inshootlar, mashinalar va mexanizm elementlarini loyihalashda va mustahkamlikka, bikirlikka, hamda ustivorlikka hisoblash ishlarida materialning mexanik tavsiflarini bilish lozim bo‘ladi. Materiallarning mexanik tavsiflarini standart namunalarni sinash yo‘li bilan aniqlanadi. Laboratoriya sharoitida namunaning mexanik tavsiflarini aniqlash maqsadida har bir material uchun davlat standartida shakli va o‘lchamlari orasida munosabatlar belgilanib qo‘yilgan. Namuna materialiga qarab cho‘zilishga, siqilishga, siljishga, buralishga va qattqlikka sinab ko‘riladi. Mexanik sinovlarning barcha turlari, shuningdek bunda qo‘llaniladigan mashinalar va asboblari, materiallar qarshiligi fani bo‘yicha mavjud bo‘lgan o‘quv qo‘llanmalarda batafsil tavsifi keltirilgan [12; 10 -b].

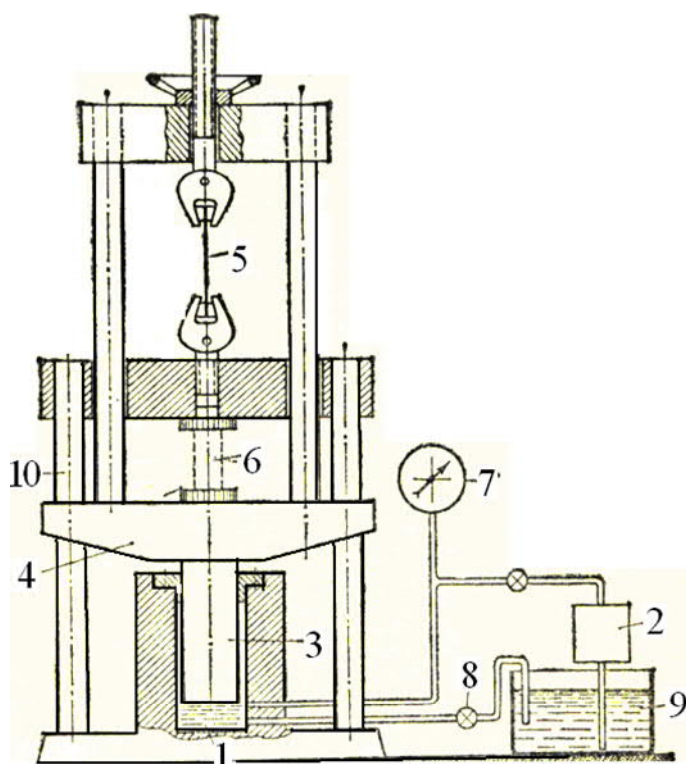
Cho‘zilish va siqilishga sinov tajribasini o‘tkazish uchun juda ko‘p mashinalar mavjudki, ular namunaga ta’sir qiluvchi kuchni yuqori aniqlikda o‘lchay oladi. Deformatsiya esa mashinadagi maxsus qurilma yoki o‘lchagich asboblari bilan aniqlanadi.

Yangi turdagi sinov mashinalarida ta’sir qiluvchi kuch bir necha grammdan bir necha ming tonnagacha olib borilishi mumkin. Bunday mashinalarda cho‘zilish va siqilishga ayrim kichik namunalar emas, balki haqiqiy o‘lchamdagi inshoot elementlarini sinash mumkin. Kundalik amaliyotda quvvati kamroq bo‘lgan mashinalarda o‘lchamlari kichik namunalar sinov asosida sinalib ko‘riladi. Cho‘zilishga sinash uchun quvvati 500 kN gacha bo‘lgan mexanik yoki gidravlik ta’sir qiluvchi mashinalar tadbiiq etiladi. Tola va ipni sinash mashinalarida cho‘zuvchi kuch grammlarda o‘lchanadi. Siqilish bilan bog‘liq bo‘lgan sinovlar quvvati 300 kN dan 5000 kN gacha bo‘lgan gidravlik presslarda bajariladi.

Sinov mashinalari namunaga qo‘yiladigan yuk qiymatini ko‘rsatuvchi qurilma bilan jihozlangan. Namunaning cho‘zilishi maxsus o‘lchov asboblari yordamida

aniqlanadi. Namunaning yuk ta'sirida cho'zilishini tasvirlovchi grafiklarni avtomatik chizib beradigan qurilma bilan jihozlangan.

3.1-chizmada materiallarni cho'zilish va siqilishga sinash uchun mo'ljallangan gidravlik sinov mashina sxemasi ko'rsatilgan: nasos 2 yordamida bosim ostida moy silindr 1 ning bo'shlig'iga uzatiladi, natijada plunjer 3 ko'tariladi [V.I.Feodosev]. Cho'zilishga sinaladigan namuna 5 ni ushlab turadigan moslama o'rnatilgan rama 4 plunjerni ustiga joylashtirilgan.



3.1 – chizma. Gidravlik sinov mashina sxemasi.

Siqilishga sinalgan namuna 6 ramani pastki qismiga o'rnatiladi. Rama 10 qo'zg'almas. Kuch monometr 7 bilan o'lchanadi. Sinov to'xtatilgandan so'ng rama 4 ning og'irligi ta'sirida moyni ventil 8 orqali siqib chiqariladi va vanna 9 ga qaytib o'tadi.

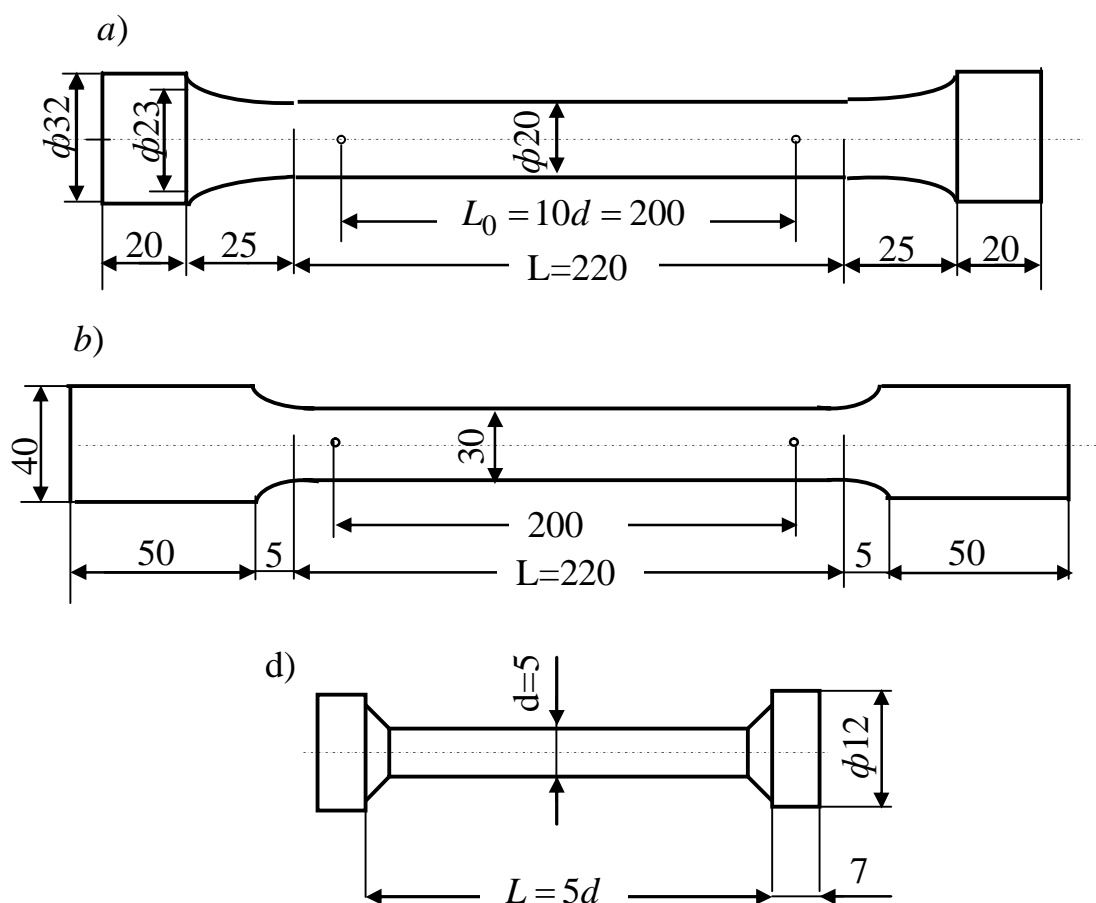
Materialni cho'zilishga statik sinash muhim ahamiyatga ega, chunki bunda materiallarning xossalari va tavsiflarini to'liq bilib olish mumkin. Namunalarni sinash GOST 1497-84 ga muvofiq o'tkaziladi.

Plastik materiallarni cho‘zilishga sinash uchun ulardan silindrik va tekis shakldagi maxsus namunalar tayyorlanadi (3.2-chizma, a, b).

Barcha o‘lchamlar namunaning o‘rta qismidan olinadi, ya’ni silindrik namuna uchun 200 mm qo‘yilgan oraliqdan olinadi, chunki namunaning bu qismidagina kuchlanish ko‘ndalang kesimlar bo‘yicha tekis taqsimlanadi.

Agar namunaning ko‘ndalang kesim yuzasi bir xil bo‘lib, shakli qanday bo‘lishidan qat’iy nazar vaqtli qarshilik ham bir xil bo‘lib, mustahkamligi ko‘ndalang kesim yuzasiga proporsionaldir.

Odatda, o‘rta qismining uzunligi va diametri orasidagi munosabatlarga qarab silindrik namunalar uzun ($L_0 = 10d$) yoki qisqa ($L_0 = 5d$) qilib yasaladi.



3.2-chizma. Silindrik va tekis shakldagi maxsus namunalar.

Tekis namunalarning uzunligini tanlash uchun, avval shu namunaning ko‘ndalang kesim yuzasiga teng yuzali doiraviy namunaning diametrini aniqlash zarur:

$$d = \sqrt{4A_0 / \pi} \approx 1,13\sqrt{A_0}. \quad (a)$$

Keyin esa quyidagi munosabatlardan foydalanib, tekis namunalarning uzunligini ham aniqlash mumkin:

a) uzun tekis namunalar uchun

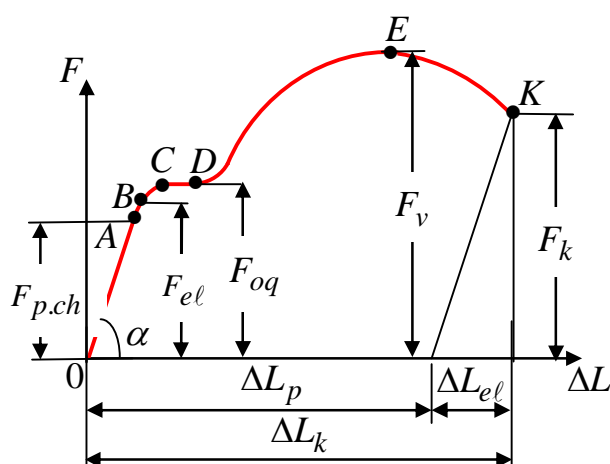
$$L_0 = 10d \approx 11,3\sqrt{A_0};$$

b) qisqa tekis namunalar uchun

$$L_0 = 5d \approx 5,65\sqrt{A_0}.$$

Sinov mashinasining pastki va yuqori qisqichlariga namuna mahkam oʻrnatilib, keyin choʻziladi.

3.3-chizmada kam uglerodli poʻlat 3 navli materialdan tayyorlangan namunani, sinov mashinada choʻzilishga sinash jarayonida grafik quruvchi maxsus qurilmasi yordamida chizilgan grafik, $F - \Delta L$ koordinatada keltirilgan. Choʻzuvchi kuch F bilan namunaning choʻzilishi ΔL orasidagi bu grafikka *choʻzilish diagrammasi* deb ataladi [1.X 7-8 b.]. Choʻzilish diagrammaning $F - \Delta L$ koordinatadagi koʻrinishi nafaqat materialning xossalariga bogʻliq boʻlib qolmasdan, balki sinalayotgan namunaning oʻlchamlariga ham bogʻliq boʻladi. Namuna faqat mexanik tavsiflarini ifodalovchi diagrammani hosil qilish uchun dastlabki diagrammani $\sigma - \varepsilon$ koordinatada qurish lozim.



3.3-chizma. Kam uglerodli poʻlat namunaning choʻzilishi diagrammasi.

Materialning xossalarini oʻrganish uchun normal σ kuchlanish va nisbiy ε deformatsiya orasidagi bogʻlanishni ifodalovchi choʻzilish diagrammasidan

foydalanish maqsadga muvofiqdir (3.4-chizma). Namunani cho‘zishda hosil bo‘lgan normal σ kuchlanish, F yukni namunaning dastlabki A_0 yuzasiga nisbati

$$\sigma = \frac{F}{A_0}, \quad (3.1)$$

nisbiy ε deformatsiya, ΔL absolyut cho‘zilishni namunaning dastlabki L_0 uzunligiga nisbati

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0}, \quad (3.2)$$

kabi aniqlab, dastlabki diagrammani $\sigma - \varepsilon$ koordinatada quriladi.

Cho‘zilish diagrammani shartli ravishda beshta sohaga bo‘lish mumkin.

1. Proporsionallik OA soha.

Yuklanishning bosh qismi, cho‘zilish diagrammasining birorta A nuqtagacha og‘ma chiziqni ifodalab, u yuk bilan deformatsiya orasida to‘g‘ri proporsional bog‘lanishni, ya‘ni Guk qonuni to‘g‘riligini tasvirlaydi.

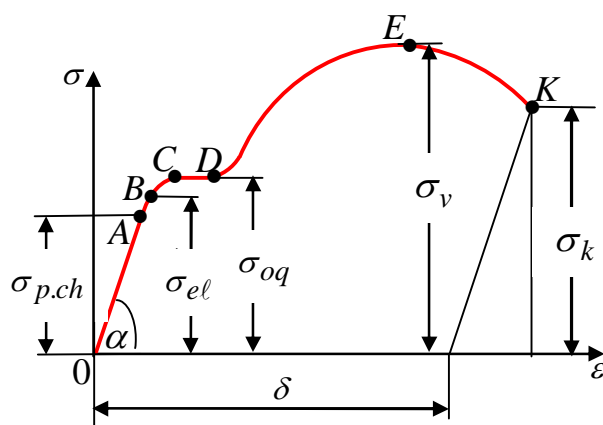
Diagrammaning OA qismi *elastiklik soha* deyiladi, bunda diagrammaning to‘g‘ri proporsional bog‘lanish buzilmagan sohada kuchni $F_{p.ch}$ bilan belgilanadi va *proporsionallik chegarasi* $\sigma_{p.ch}$ ni aniqlashda foydalaniladi.

Proporsionallik chegarasi deb, shunday eng katta kuchlanishga aytiladiki, ungacha material Guk qonuniga to‘la bo‘ysunadi. U quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{p.ch} = \frac{F_{p.ch}}{A_0}. \quad (3.3)$$

Po‘lat 3 uchun proporsionallik chegarasi $\sigma_{p.ch} = 195 \div 200 MPa$.

Proporsionallik OA sohada absolyut cho‘zilish juda ham kichik miqdor bo‘lganligi uchun OA to‘g‘ri chiziq koordinatalar sistemasida vertikal o‘qdan juda ham kam og‘adi, lekin cho‘zilish diagramma yaxshi ko‘rinishi uchun masshtabga rioya qilinmasdan chizib ko‘rsatilgan 3.4-chizmada.



3.4-chizma. Po‘lat 3 materialining shartli cho‘zilish diagrammasi.

2. Elastik AB sohasi.

Cho‘zilish diagrammaning proporsionallik chegarasidan ortgandan keyin, yukka nisbatan deformatsiya tezroq o‘sadi va natijada to‘g‘ri chiziq egri chiziqqa o‘tadi. Yuklanish jarayonida A nuqtadan boshlab unga juda ham yaqin bo‘lgan B nuqttagacha diagramma egrilanadi. Shu sababli bu AB sohada kuchlanish deformatsiyaga proporsional bo‘lmaydi. Bu sohada kuchni F_{el} bilan belgilanadi va *elastiklik chegarasini* aniqlashda foydalaniladi.

Diagrammadagi egri chizikli sohasida yotuvchi B nuqtaning holati elastiklik chegarasi σ_{el} ga mos keladi (3.4-chizma).

Elastiklik chegarasi deb, namuna yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya hosil qilmasdan uning materiali bardosh bera oladigan eng katta kuchlanishga aytiladi. U quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{el} = \frac{F_{el}}{A_0}. \quad (3.4)$$

Ko‘pgina materiallar uchun proporsionallik chegarasi $\sigma_{p.ch}$ bilan elastiklik chegarasi σ_{el} miqdori bir-biridan juda ham kam farq qiladi. Shuning uchun amalda ularni bir-biriga mos keladi deb qaraladi.

Po‘lat 3 materiali uchun elastiklik chegarasi $\sigma_{el} = 205 \div 210 \text{ MPa}$.

Agar kuchlanishlarning qiymati σ_{el} dan oshib ketmasa, u holda namunada faqat elastik deformatsiya sodir bo‘ladi; aksincha, oshib ketsa namunada ham

elastik, ham qoldiq (plastik) deformatsiyalar paydo bo‘ladi. Ya’ni B nuqtadan vertikal chiziq o‘tkazilsa, bu vertikal chiziqdan chap tomonda diagramma elastik deformatsiya sohasi, o‘ng tomonida elastik-plastik deformatsiyalar sohasi yotadi.

3. Oquvchanlik CD sohasi.

Yuklanish davom ettirilsa diagrammaning egri chizikli sohasi deyarli to‘g‘ri chizikli CD sohaga o‘tadi, bunda yuk ortmasa ham deformatsiya ortadi, xuddi material oqadi. Bu sohada kuchni F_{oq} bilan belgilanadi va *umumiy oquvchanlik chegarasini* aniqlashda foydalaniladi.

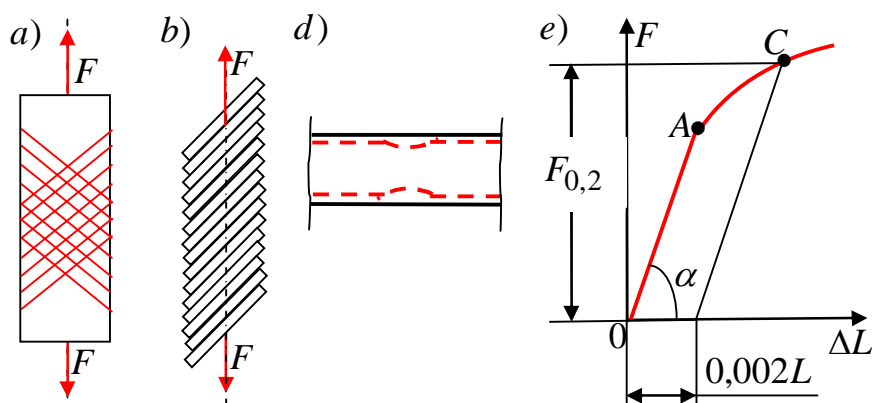
Bu holatga to‘g‘ri kelgan kuchlanish *umumiy oquvchanlik chegarasi* deb ataladi. U quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{oq} = \frac{F_{oq}}{A_0}. \quad (3.5)$$

Po‘lat 3 materiali uchun oquvchanlik chegarasi $\sigma_{oq} = 220 \div 250 \text{ MPa}$.

Diagrammaning gorizontaal CD qismi *oquvchanlik maydonchasi* deb ataladi (3.4-chizma). Bu sohada plastik deformatsiya juda ham ortib ketadi va natijada namunaning temperaturasi ko‘tarilib, elektr o‘tkazuvchanlik va magnitlanish xususiyatlari o‘zgaradi.

Ferrit kristallari orasida siljishlar sodir bo‘lishi tufayli kam uglerodli po‘latlardagina oquvchanlik hodisasi ro‘y beradi. Oquvchanlik chegarasida mo‘rt sementitli to‘r parchalana boshlaydi, u qabul qiladigan kuchlar ferrit kristallariga beriladi. Natijada ferrit kristallari deformatsiyalanadi va oquvchanlik maydonchasida namunaning yaltiroq sirti xiralashib, uning o‘qi bilan 45° burchak tashkil etuvchi darz chiziqlari hosil bo‘ladi. Bu chiziqlarni bir biriga bog‘liq bo‘lmagan xolda eng avval *Lyuders* va keyinchalik *Chernov* kabi metallurglar topganligi uchun, ular *Lyuders–Chernov chiziqlari* deb ataladi (3.5,a-chizma). Qiya tekisliklarda siljish natijasida namunada qoldiq deformatsiya hosil bo‘ladi. Qoldiq deformatsiyani hosil bo‘lish mexanizmi soddalashtirib 3.5,b-chizmada keltirilgan.



3.5-chizma. Deformatsiyaning hosil bo'lish mexanizmi.

Shuni aytish kerakki, ba'zi maxsus po'latlar, mis va bronza kabi materiallarning cho'zilish diagrammasida oqish chegarasi aniq ko'rinmaydi. Shu bois, bunday materiallar uchun qoldiq deformatsiyasi namuna dastlabki uzunligining 0,2 foizga teng bo'lgandagi kuchlanish *shartli oquvchanlik chegarasi* deb qabul qilinadi va bu kuchlanishni $\sigma_{0,2}$ bilan belgilanadi (3.5,e-chizma).

Shartli oquvchanlik chegarasi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{0,2} = F_{0,2} / A_0. \quad (3.6)$$

4. Mustahkamlanish DE sohasi.

Cho'zilish diagrammasi umumiy oquvchanlik chegarasidan yana egri chiziq bo'ylab yuqoriga ko'tariladi. Bunda namuna ortuvchi kuchni ko'tarish qobiliyatiga ega bo'ladi va diagrammaning yuqoriga ko'tarilgan K nuqtasiga to'g'ri keluvchi maksimal kuch F_{\max} bilan belgilanadi va undan *vaqtincha qarshilikni* aniqlashda foydalaniladi.

Maksimal kuch F_{\max} ga to'g'ri keluvchi kuchlanish vaqtincha qarshilik σ_v yoki mustahkamlik chegarasi σ_m deb ataladi. U quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_v = F_{\max} / A_0. \quad (3.7)$$

Po'lat 3 materiali uchun vaqtincha qarshilik $\sigma_v = 370 \div 470 \text{ MPa}$.

Diagrammadagi *DE* soha *mustahkamlanish sohasi* deb ataladi (3.4-chizma). Bu sohada namunaning butun uzunligi bo'yicha uzayish tekis ro'y beradi, dastlabki silindrik ko'rinishi saqlanib qoladi, lekin ko'ndalang kesim yuzasi juda ham kichik va tekis o'zgaradi.

5. Mahalliy oquvchanlik EK sohasi.

Kuch maksimal va unga yaqin bo'lgan qiymatga erishganda (diagrammaning E nuqtasi) namunaning eng zaif joyida kuchlanishlar to'planadi (kuchlanishlar kontsentratsiya). Buning natijasida namunaning zaif joyida namunaning ko'ndalang kesimi lokal (muayan bir joyida) ingichkalashib bo'yin hosil bo'ladi (3.5,b-chizma). Bunda bo'ylama deformatsiya namuna uzunligiga qaraganda ko'proq uning uzilgandan keyingi uzunligiga bog'liq bo'ladi. Namuna bo'yin o'rtasidagi kesimining ingichkalanishi tezlashadi, lekin bu kesimda kuchning kamayishiga qaramasdan kuchlanish doimo o'sib boradi. Namunaning bo'yinidan boshqa sohalarida kuchlanish kamaydi, shuning uchun bu sohalarida cho'zilish hosil bo'lmaydi. Kuch K nuqtaga mos keluvchi kuch *yemiruvchi kuch* deb ataladi va uni F_k bilan belgilaymiz. Uzilish vaqtidagi kuchlanish–uzilishdagi haqiqiy qarshilik (haqiqiy mustahkamlik chegarasi) quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$S_k = F_k / A_k . \quad (3.8)$$

Bunda A_k namunaning uzilgan kesimining yuzasi.

Po'lat 3 namunaning uzilish vaqtidagi haqiqiy qarshilik $S_k = 900 \div 1000 \text{ MPa}$.

Demak, bundan ko'rinadiki, haqiqiy qarshilik vaqtincha qarshilikka qaraganda ikki marta ko'p ekan.

Diagrammaning *EK sohasi mahalliy oquvchanlik soha* deb ataladi(3.4-chizma).

Shuni aytib o'tish lozimki, ba'zan vaqtincha qarshilik mustahkamlik chegarasi deb ham ataladi. Agar namunaning yemirilishi bo'yin hosil qilmasdan sodir bo'lgan taqdirdagina mustahkamlik chegarasi deb nomlanishi mumkin. Bu mo'rt materiallarda bo'lishi mumkin, masalan cho'yan. Unda eng katta kuchlanish amalda uzilish vaqtidagi qarshilikka mos keladi va mustahkamlik chegarasi deyarli yemirilishdagi haqiqiy kuchlanishga teng bo'ladi. Plastik materiallarda masalan, po'lat 3 da yukning eng katta qiymati namunaning yemirilish vaqtidagi miqdoriga mos kelmaydi va mustahkamlik xarakteristikasi sifatida vaqtincha qarshilik qabul qilinadi.

Yuqorida keltirilga $\sigma_{p.ch}$, σ_{el} , σ_{oq} , σ_v , S_k xarakteristikalar materialning mustahkamlik tavsiflaridir.

Shuni aytib o'tish lozimki, materialning to'rtta tavsiflari: proporsionallik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari materialning birdan-bir, plastik deformatsiyaga qarshilik ko'rsatish xossasini xarakterlaydi, turli ruxsat etilgan deformatsiyalarda.

$$\sigma_{p.ch} \quad \varepsilon \approx 0,005\% \quad \sigma_{el} \quad \varepsilon \approx 0,01\% \quad \sigma_{oq} \quad \varepsilon \approx 0,200\% \quad \sigma_v \quad \varepsilon \approx 10,0\%$$

Faqat bitta xarakteristika—uzilishga S_k qarshiligi materialning yemirilishga qarshiligini xarakterlaydi.

Materiallarning plastiklik tavsiflari.

Namunaning uzilishidan keyingi nisbiy qoldiq cho'zilishini $\delta(\%)$ bilan belgilaymiz. Nisbiy qoldiq cho'zilish deb namunaning uzilgandan keyingi hisobiy uzunligi orttirmasining sinashdan oldingi uzunligiga nisbatiga aytiladi va quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$\delta = (L_1 - L_0 / L_0) 100\%. \quad (3.9)$$

Bu plastiklik xarakteristika bo'yicha materiallar plastik va mo'rt materiallarga bo'linadi.

Shartli ravishda plastik materiallar uchun $\delta > 5\%$ mo'rt materiallar uchun $\delta < 5\%$ shartli ravishda qabul qilish mumkin.

Namunaning uzilishidan keyingi kesimining nisbiy qoldiq ingichkalanishini $\psi(\%)$ bilan belgilaymiz. Nisbiy qoldiq ingichkalanish deb namunaning uzilgandan keyingi ingichkalashgan yuzasi kamayishining sinashdan oldingi ko'ndalang kesim yuziga nisbatiga aytiladi va quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$\psi = (A_0 - A_k / A_0) 100\%. \quad (3.10)$$

Po'lat 3 materiali uchun plastiklik tavsiflari, $\psi = 60 \div 70\%$.

Yuksizlantirish va yana yuklash jarayoni

Cho'zilish diagrammasining elastiklik chegarasidan keyin namunani birorta M nuqtada yuksizlantirsak, dastlabki elastik sohasidagi OA to'g'ri chiziqqa deyarli parallel ravishda M_0 ro'y beradi 3.6-chizma. Unda namuna M

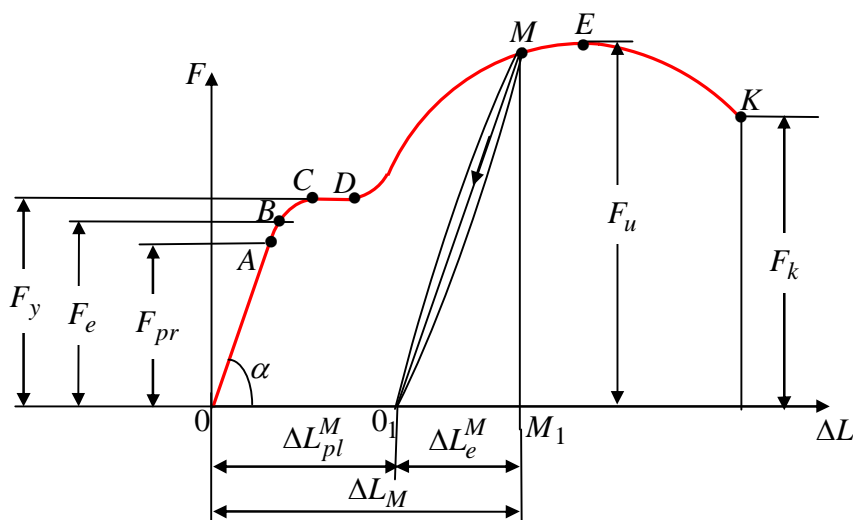
nuqtagacha yuklaganda hosil bo'lgan to'la cho'zilish $0M_1 = \Delta L_k$ to'liq yo'qolib ketmasdan qoldiq cho'zilish $00_1 = \Delta L_p^M$ qoladi, elastik cho'zilish $0_1M_1 = \Delta L_{el}^M$ to'liq yo'qoladi.

Demak elastiklik chegarasidan keyin deformatsiya ikki qismdan iborat, yani elastik va plastik deformatsiyalardan bo'lar ekan:

$$\Delta L = \Delta L_{el} + \Delta L_p. \quad (3.11)$$

Namunani qayta yuklaganimizda cho'zilish diagrammasida bu jarayon 0_1M chiziq bo'yicha ro'y berib oldingi yuksizlanish chizig'i bilan *gisterezis sirtmog'ini* hosil qiladi. Gisterezis sirtmoq yuzi namunani qayta yuklashda plastik deformatsiyaga sarflangan (temperatura ortishiga) ishga teng. Gisterezis sirtmoq yuzasi diagramma yuzasiga nisbatan juda kichik chunki, yuklanish va yuksizlanishda sirtqi chiziqlari deyarli ustma-ust tushadi. Cho'zilish diagrammasining M nuqtasidan keyin xuddi oraliq yuksizlantirish bo'lmaganidek davom etadi. Qayta yuklash jarayonida namunaning oquvchanlik chegarasi hosil bo'lmaganligini, proporsionallik, elastiklik chegaralarining ortganligini kuzatish mumkin bu yaxshi, lekin materialning plastiklik xususiyati yomonlashib, ya'ni uzilishdan keyingi deformatsiyasi kamayadi. Bunda materialning mustahkamligi ortib mo'rt bo'lib qoladi.

Elastik-plastik deformatsiya natijasida materialning elastiklik tavsiflarining ortish hodisasiga – *puxtalanish (naklyop)* deb ataladi.



3.6-chizma. Kam uglerodli po'latning cho'zilishi diagrammasi.

Naklyop hodisasi faqat cho‘zilishda emas, balki boshqa tur deformatsiyalarda ham sodir bo‘lishi mumkin. Metallarga sovuqlayin ishlov berishda naklyop hodisasi rivojlanadi. Masalan, bolt yoki parchin mixlar uchun po‘lat listlarda o‘yib ishlangan teshiklar ochish, ularni parmalab ochishga nisbatan arzon bo‘ladi. Bunda teshiklarning girdlarida naklyop hodisasi sodir bo‘ladi va mo‘rtlashib darz ketishi mumkin. Naklyopni yo‘qotish uchun darzlar oxirida kichik teshiklar teshib naklyoplangan material olib tashlanadi. Naklyopni yumshatish yo‘li bilan ham yo‘qotish mumkin.

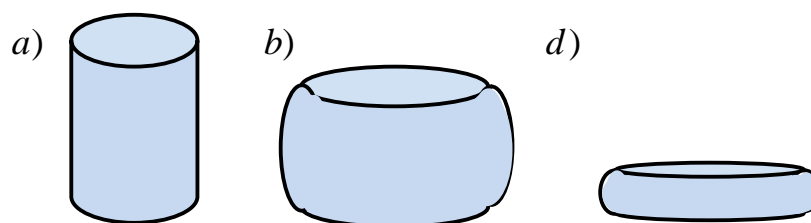
Texnikada naklyop hodisasiidan foydalaniladi. Masalan prujinalar, ko‘tarish mashinalari zanjirlar va yuk arqonlari oldindan cho‘zilib, ularning elastiklik tavsiflarini oshirishda foydalaniladi.

3.2. Materiallarni siqilishga sinash

Materiallarni cho‘zilishga sinash-materialni sinashning asosiy ko‘rinishlaridan biridir. Shuning uchun ham barcha adabiyotlarda (spravochniklarda) cho‘zilishga sinash natijalari materialning mexanik xarakteristikasi sifatida keltiriladi.

Barcha boshqa ko‘rinishdagi sinovlar texnologik bo‘lib, ishlab chiqarish zaruriyati tug‘ilganda o‘tkaziladi. Lekin ularni o‘rganish turli kuchlanganlik-deformatsiya holatida materialning xossalarini tadqiq qilish imkonini beradi.

Metallarni siqilishga sinashda balandligining diametriga bo‘lgan nisbati $1,5 \div 3$ oralig‘ida bo‘lgan silindrik namunalar qo‘llaniladi. Agar silindrik namuna balandligi diametridan yetarlicha katta bo‘lsa, bunday namunalar bo‘ylama egilib ustivorligini yo‘qotishi ham mumkin. Mo‘rt materiallar tomonlari 5 sm yog‘och, 7 sm sement va 20-30sm beton bo‘lgan kub namunalar qabul qilingan.



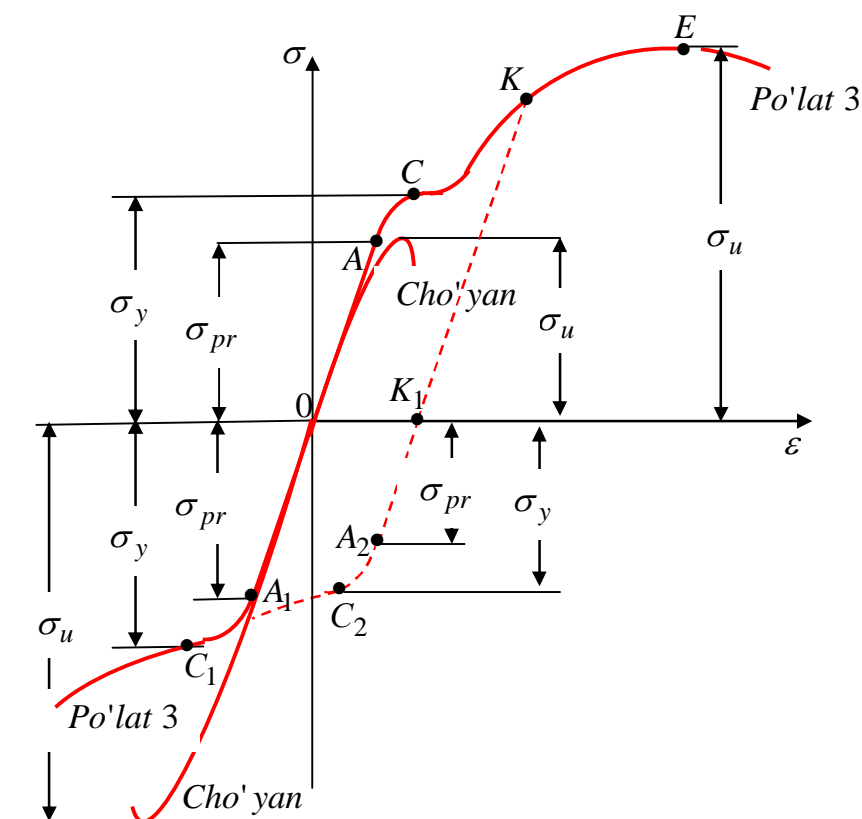
3.7-chizma. Po‘lat namunaning siqilish jarayoni.

Po'lat va cho'yan namunalarining siqilish diagrammalarini tahlil qilamiz. Ularni taqqoslash qulay bo'lishi uchun universal sinash mashinaning grafik chizish qurilmasi chizib bergan cho'zilish diagrammalarini bitta koordinata sistemasining birinchi va siqilish diagrammalarini uchinchi choragida tasvirlaymiz (3.8-chizma).

Yumshoq po'latdan va yuqori plastiklikka ega bo'lgan materiallardan yasalgan namunalar siqilganda ular yemirilmaydi. Cho'zilish va siqilishda diagramma to'g'ri chizikli sohalarining og'ish burchaklari bir xil, demak, elastiklik modullari ham bir xil bo'ladi.

Plastik materiallar siqilganda proporsionalik chegarasi, elastiklik chegarasi va oquvchanlik chegaralari miqdori taxminan cho'zilishdagi kabi bo'ladi.

Diagrammada oquvchanlik chegarasi cho'zilishdagi kabi aniq bo'lib ko'rinmaydi. Plastik materiallar siqilganda yemiruvchi kuchga to'g'ri keluvchi kuchlanishni aniqlab bo'lmaydi, chunki namuna yemirilmaydi, faqat pachoqlanib diskka aylanadi va plastik deformatsiyani hosil qiluvchi siquvchi kuch doimo ortadi (3.8, a, b-chizma).



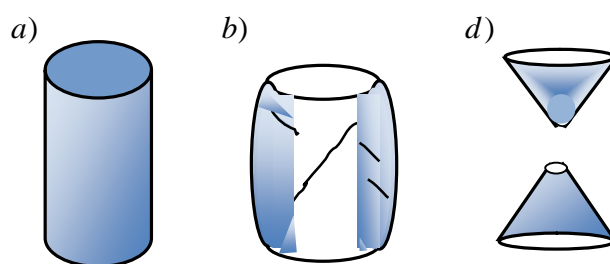
3.8-chizma. Po'lat va cho'yan namunaning cho'zilish va siqilish diagrammalari.

Namunaning plastik deformatsiyalanishi natijasida hajmi o'zgarmaydi, siqilish natijasida balandligining qisqarishi bilan ko'ndalang kesim yuzasi ortadi. Plastik materiallar siqilganda cho'zilishdagi kabi plastiklik tavsiflarini olib bo'lmaydi. Agar namunani plastiklik sohasidagi birorta K nuqtasida yuksizlantirsak, diagramma KK_1 chiziq bo'yicha yuksizlanishda namuna materiali naklyopga uchraydi (3.8-chizma). Namunani siqqanda diagramma $K_1A_2C_2$ uzlukli chiziq bo'yicha davom etadi va namunani dastlabki siqishda hosil bo'lgan OA_1C_1 chiziqqa taxminan parallel bo'lib, undan yuqoriroqda joylashadi. Demak, po'lat namunani cho'zilishda proporsionallik va oquvchanlik chegaralari, siqilishdagi proporsionallik va oquvchanlik chegaralariga deyarli teng bo'lishini aytib o'tgan edik. Namunani cho'zib naklyop hosil qilingandan keyin, namuna siqilganda proporsionallik va oquvchanlik chegaralarining kamayishi 3.8-chizmada uzlukli chiziq bilan ko'rsatilgan. Bu hodisani Baushinger effekti deb ataladi.

Cho'yanning siqilishi. Siqilishda ko'pgina mo'rt materiallar (g'isht, beton, sement) ning yemirilishi cho'yanning yemirilishi kabi bo'lib, ularning siqilish diagrammasi ham o'xshash bo'ladi. Cho'yanning siqilish diagrammasi ko'rinishidan uning cho'zilish diagrammasiga o'xshash bo'lib har ikkala diagramma koordinata boshidan egrilanib boradi.

Siquvchi yuk orta borib eng katta kuch miqdoriga yaqinlashganda siqilish diagrammasi yanada yassilanadi, unda namuna sekin-asta bochka shakliga o'ta boshlaydi. Siquvchi yuk ortib eng katta kuch miqdoriga etganda namunaning sirtida taxminan 45 burchak ostida darz ketadi. Cho'yan namunaning yemirilishi boshlanadi.

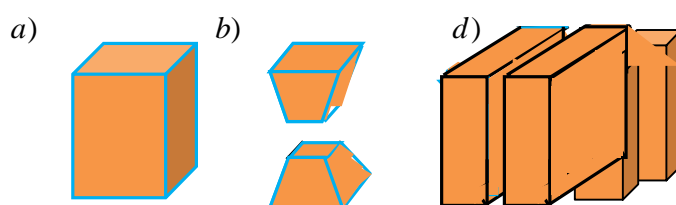
Bu vaqtda kuch keskin kamayadi va diagramma uziladi. Namunaning yemirilishida uning yon qismlari ajralib ketadi va ikkita konus shaklini oladi (3.9-chizma).



3.9-chizma. Cho'yan namunaning siqilish jarayoni.

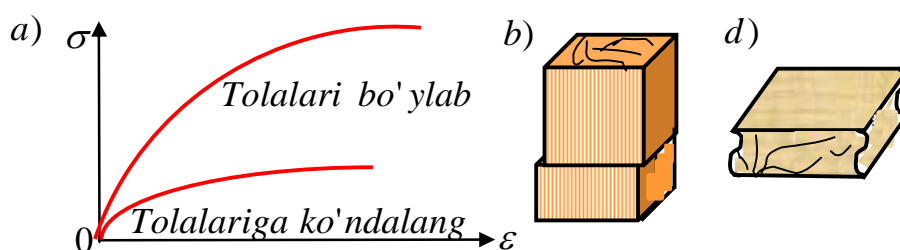
Kulrang cho‘yanning siqilishda mustahkamlik chegarasi $\sigma_m = 550 \div 1500 MPa$, cho‘zilishda esa $\sigma_m = 120 \div 380 MPa$ ga teng. Demak, bundan ko‘rinadiki, siqilishda mustahkamlik chegarasi cho‘zilishdagiga nisbatan 4–5 marta katta bo‘lar ekan.

Beton yoki sementdan yasalgan kubiklar bosib pachaqlansa, ikkita kesik piramida ko‘rinishini oladi, namunaning yemirilishdan oldingi va keyingi ko‘rinishlari 3.10-chizmada ko‘rsatilgan. Agar siqilgan beton kubik tomonlari bilan mashina tekisligi orasiga parafin surkab ishqalanish yo‘qotilsa kubik ta’sir etuvchi kuchlarga parallel tekisliklar bo‘ylab yemirilishini tajribalar ko‘rsatadi (3.10-chizma).



3.10-chizma. Beton namunaning siqilish jarayoni.

Yog‘och. Yog‘och anizotrop material bo‘lib, siquvchi kuchga qarshilik ko‘rsatishi qobiliyati tolalarining yo‘nalishiga bog‘liqdir. Sinash mashinasi yog‘och namuna tolalari bo‘ylab (yuqoridagi egri chiziq) va unga ko‘ndalang kuch bilan siqilgan (pastdagi egri chiziq) da siqilish diagrammalari 3.11-chizmada chizib ko‘rsatilgan. Bu diagrammalardan ko‘rinadiki yog‘och namuna tolalari bo‘yicha siqilganda mustahkamlik chegarasi, tolalariga perpedikulyar kuch bilan siqilgandagi mustahkamlik chegarasidan taxminan 8-10 marta katta bo‘lar ekan. Yog‘ochni tolalariga perpendikulyar kuch bilan siqilganda yemirilmaydi, faqat preslanadi.



3.11-chizma. Yog‘och namunaning siqilish diagrammalari.

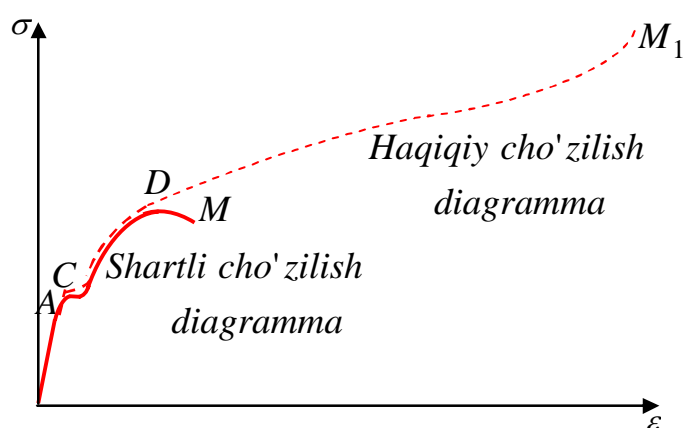
Haqiqiy cho‘zilish diagrammasi

Namunada bo‘yin hosil bo‘lguncha deformatsiya uzunligi bo‘yicha bir xil bo‘ladi. Uzuqchi universal mashinaning grafik chizuvchi qurilmasi yordamida olingan barcha diagrammalar shartli diagrammalar. Jumladan 3.12-chizmada keltirilgan materialning cho‘zilish diagrammasini qurishda shartli normal kuchlanishlar, cho‘zuvchi kuchni namunaning va shartli nisbiy deformatsiyalar, shartli absolyut cho‘zilishni tegishlicha namunaning dastlabki yuziga va hisobiy uzunligiga bo‘lib (3.1)–(3.10) olingan natijalarni koordinata o‘qlariga qo‘yib qurilgan edi.

Namuna cho‘zilganda haqiqatdan ham uning ko‘ndalang kesim yuzi uzunligi bo‘ylab o‘zgaradi. Bu o‘zgarish ayniqsa bo‘yin hosil bo‘lgan joyda jadallashadi. Haqiqiy kuchlanish – cho‘zuvchi kuchning o‘zgaruvchi ko‘ndalang kesimning haqiqiy yuziga nisbatiga teng bo‘lib, u quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_h = \frac{F}{A_h}. \quad (3.12)$$

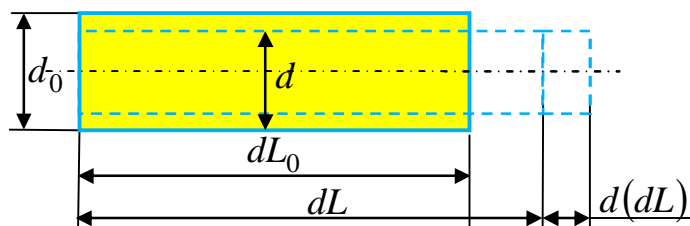
Namunaning bo‘yin hosil qilib deformatsiyalanish jarayonida haqiqiy kuchlanish qiymati, uning uzunligi bo‘ylab turli kattalikda bo‘lishi (3.12) formuladan ko‘rinib turibdi.



3.12-chizma. Po‘lat 3 materialining shartli cho‘zilish diagrammasi.

Bo‘yin hosil qilib deformatsiyalanish jarayoni boshlangandan keyin, namunaning nisbiy deformatsiyasi, bo‘yin atrofida to‘planadi va uning hisobiy uzunligi bo‘yicha tekis taqsimlanmaydi.

Deformatsiyagacha uzunligi dL_0 bo'lgan namunaning birorta elementini qaraymiz (3.13-chizma).



3.13-chizma. Cho'zilishda haqiqiy deformatsiya hisobi.

Namunaning ixtiyoriy yuklanish vaqtida uning uzunligi dL ga teng bo'ladi. Yukka kichik orttirma berilsa, element uzunligi $d(dL)$ ga ortadi. Unda nisbiy deformatsiyaning orttirmasi quyidagiga teng bo'ladi:

$$d\varepsilon_h = \frac{d(dL)}{dL}. \quad (3.13)$$

Yuklanish davomida haqiqiy to'la deformatsiya quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\varepsilon_h = \int_{dL_0}^{dL} \frac{d(dL)}{dL} = \ln \frac{dL}{dL_0}. \quad (3.14)$$

Bu defomatsiya adabiyotlarda *logarifmik deformatsiya* deb ataladi.

Uzunlik orttirmasi nisbati noma'lum, shuning uchun uni ma'lum miqdor bilan ifodalash lozim.

Plastik deformatsiyalanishi davom etishida jism hajmi o'zgarmaydi, namuna siqilganda balandligining kamayishi bilan ko'ndalang kesim yuzasi ortadi. Hajmning elastik o'zgarishini e'tiborga olmaymiz. Shuning uchun ham deformatsiyalanish jarayonida hajmini doimiy deb qaraymiz va u quyidagicha ifodalanadi:

$$dV = A_0 \cdot dL_0 = A \cdot dL, \quad (3.15)$$

bundan

$$\frac{dL}{dL_0} = \frac{A_0}{A}. \quad (3.16)$$

Bu ifodani logarifmik deformatsiya formulasiga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\varepsilon_h = \ln\left(\frac{dL}{dL_0}\right) = \ln\left(\frac{A_0}{A}\right). \quad (3.17)$$

Uzilish vaqtidagi haqiqiy deformatsiyani topish uchun uzilishdagi kesim yuzasini bilish lozim yoki spravichnikdan olingan ma'lumotlardan foydalanishda uzilish vaqtiga to'g'ri keluvchi nisbiy qoldiq ingichkalanishni olish mumkin:

$$\psi = \frac{A_0 - A}{A_0} = 1 - \frac{A}{A_0}; \quad \frac{A_0}{A} = \frac{1}{1 - \psi}. \quad (3.18)$$

Unda to'la deformatsiyani quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$\varepsilon_h = \ln\left(\frac{dL}{dL_0}\right) = \ln\left(\frac{A_0}{A}\right) = \ln\left(\frac{1}{1 - \psi}\right). \quad (3.19)$$

Plastik po'lat uchun $\psi = 0,6 \div 0,7$ va $\varepsilon \approx 1$, ya'ni bo'yinda deformatsiya 100% erishadi.

Haqiqiy kuchlanish bilan haqiqiy deformatsiyani bir-biri bilan bog'laymiz:

$$\sigma_h = \frac{F}{A} = \frac{F}{A} \frac{A_0}{A_0} = \sigma \frac{A_0}{A} = \sigma \cdot e^{\varepsilon_h}. \quad (3.20)$$

Bo'yin hosil bo'lguncha – deformatsiya namunaning butun uzunligi bo'yicha tekis ro'y beradi, unda namuna hajmining o'zgarmaslik shartidan:

$$A_0 \cdot L_0 = A \cdot L; \quad \frac{A_0}{A} = \frac{L}{L_0} = \frac{L_0 + \Delta L}{L_0} = 1 + \varepsilon.$$

Bundan

$$\varepsilon_h = \ln\left(\frac{A_0}{A}\right) = \ln(1 + \varepsilon) \approx \varepsilon.$$

Unda

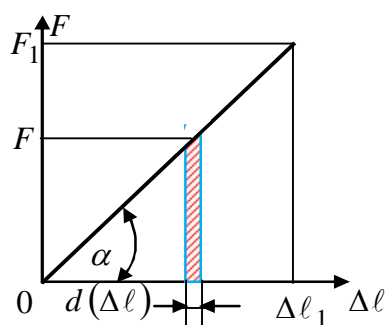
$$\sigma_h = \sigma e^{\ln(1 + \varepsilon_h)} = \sigma(1 + \varepsilon_h). \quad (3.21)$$

Shartli va haqiqiy cho'zilish diagrammalari 3.12-chizmada keltirilgan.

Haqiqiy kuchlanish diagramma shartli kuchlanish diagrammaga qaraganda 5-7 marta uzun va 2-3 marta baland bo'ladi.

3.3-§. Cho‘zilish va siqilishda potensial energiya

O‘qi bo‘yicha erkin uchiga to‘plangan sirtqi F kuch qo‘yilgan o‘zgarmas kesimli sterjenni qarab chiqamiz. Kuch F ning miqdori asta-sekin noldan biror qiymat F_1 gacha orttirib borilganda, bu kuchning sterjen kesimi ko‘chishidan hosil bo‘lgan ishini aniqlaymiz. Buning uchun sterjenning elastiklik chegarasida cho‘zilish diagrammasini ko‘rib chiqamiz 3.14-chizma.



3.14-chizma. Cho‘zilish diagrammasi.

Elastik sohada F_1 kuchning absolyut bo‘ylama deformatsiyaga to‘g‘ri proporsionalligini e‘tiborga olib, F_1 ni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$F_1 = k\Delta\ell_1, \quad (3.22)$$

bu yerda k sterjen o‘lchamlariga va material xususiyatlariga bog‘liq bo‘lgan koeffitsient.

Kuchning bajargan elementar ishi 3.14-chizmada shtrixlangan yuzaning yuziga teng yoki kuch o‘rtacha qiymatini bo‘ylama deformatsiya orttirmasi ko‘paytmasiga teng, ya‘ni

$$dA = F_1 d(\Delta\ell) \quad (3.23)$$

Sterjenni $\Delta\ell_1$ uzunlikka cho‘zish uchun sarf bo‘ladigan to‘la ish quyidagiga teng bo‘ladi, (1) ifodani e‘tiborga olsak:

$$A = \int_0^{\Delta\ell_1} F_1 d(\Delta\ell) = k \int_0^{\Delta\ell_1} F_1 \Delta\ell d(\Delta\ell) = k \frac{\Delta\ell_1^2}{2}. \quad (3.24)$$

1. Ifodani e‘tiborga olib ish formulasini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$A = \frac{1}{2} F_1 \Delta\ell_1 \quad (3.25)$$

3.14-chizmadan ko‘rinib turibdiki, hosil qilingan (3.25) ifoda 3.14-chizmada keltirilgan $F - \Delta\ell$ chiziqli diagrammaning yuziga teng ekanligi.

Keltirib chiqarilgan formula, deformatsiyalanish diagrammasi chiziqli bo‘lgan oralig‘ida F va $\Delta\ell$ larning ixtiyoriy qiymatlarida to‘g‘ri bo‘ladi.

Unda ish formulasini umumiy holda quyidagicha yozish mumkin:

$$A = \frac{1}{2} F \Delta\ell \quad (3.26)$$

Sterjenga qo‘yilgan kuch bajargan ishining bir qismi deformatsiyaning potensial energiya sifatida to‘planadi, qolgan qismi esa sterjen zarrachalariga tezlik berib kinetik energiyaga aylanadi.

Statik kuch ta‘sirida zarrachalarning ko‘chish tezligi juda ham kichik kinetik energiyani e‘tiborga olmaslik ham mumkin bo‘ladi. Bundan tashqari materialning elastiklik chegarasida ishni aniqlashda, issiqlik ajralib chiqishida va ichki kuchlarning ishqalanishlarni yengishga sarflangan energiyani e‘tiborga olmasa ham bo‘ladi.

Unda potensial energiyani bajargan ishiga teng deb qabul qilish mumkin:

$$A = U = \frac{1}{2} F \Delta\ell \quad (3.27)$$

Hosil bo‘lgan ko‘chishi elastik bo‘lsa, sterjen kuchdan ozod qilingandan keyin, u o‘zining o‘lchamlari va avvalgi shakliga to‘liq qaytadi. Bunda uning ko‘chish uchun sarf bo‘lgan ish esa mexanik energiya sifatida sterjenni avvalgi holatiga qaytarish uchun sarf bo‘ladi. Bu jarayonning deformatsiyalanuvchi elastik jism elektr manbai bo‘lgan akkumulyatorga aylanadi. Potensial energiyaning bu xususiyatidan keng foydalaniladi. Masalan, kamon o‘qlari va soatlarning dam solish prujinalarida va boshqalarda.

Bu (3.27) formuladagi absolyut bo‘ylama deformatsiyani Guk qonuni bo‘yicha ifodalab va tashqi kuch F o‘rniga ichki N kuchni qo‘yib, uni quyidagi ko‘rinishga keltirish mumkin:

$$U = \frac{N^2 \ell}{2EA} \quad (3.28)$$

Bu ifoda doimo musbat miqdor bo‘lar ekan chunki, potensial energiya ichki kuchning kvadratiga to‘g‘ri proporsionaldir.

Cho‘zilish va siqilishda sterjenning uzunligi bo‘yicha bikirligi va bo‘ylama kuch o‘zgaruvchi bo‘lgan holat uchun yuqorida hosil qilingan formulani umumlashtirish mumkin, ya’ni

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{\ell} \frac{N_z^2 dz}{EA_z}. \quad (3.29)$$

Ko‘pincha masalalarni yechishda potensial energiyaning brus boshlang‘ich hajmiga nisbati bo‘lgan *solishtirma potensial energiya* bilan ishlash maqsadga muvofiq bo‘ladi.

$$u = \frac{U}{V} = \frac{\frac{1}{2} F \Delta \ell}{A_0 \ell_0} = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon. \quad (3.30)$$

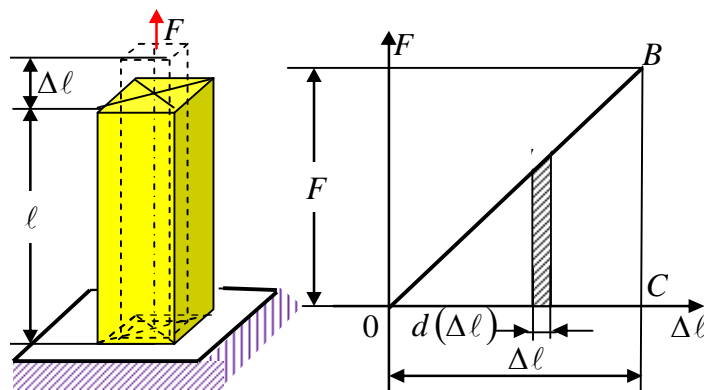
R.Guk qonuniga asosan $\varepsilon = \sigma/E$. bo‘lganligi sababli solishtirma potensial energiyani quyidagi ko‘rinishga keltirish mumkin:

$$u = \sigma^2 / 2E. \quad (3.31)$$

Solishtirma potensial energiyaning o‘lchov biriligi $MN \cdot m/m^3$.

Masalalar

3.1-masala. Uzunligi $\ell = 120sm$, ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 2500mm^2$ bo‘lgan po‘lat sterjen pastki uchi bilan mahkamlangan yuqorigi erkin uchiga qo‘yilgan $F = 50kN$ kuchning bajargan ishi va elastik deformatsiya solishtirma potensial energiyasi aniqlansin.



3.15-chizma. Erkin uchiga ta’sir etuvchi kuchdan cho‘zilgan brus.

Yechish. Cho‘zuvchi statik $F = 50kN$ kuchning bajargan ishi deformatsiyaning potensial energiyasiga teng bo‘lishi ma’lum (3.28) formuladan:

$$A = U = \frac{N^2 \ell}{2EA} = \frac{(50 \cdot 10^3)^2 \cdot 1,2 \cdot 10^4}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2500} = 3 \cdot 10^3 N \cdot mm = 3 \delta j.$$

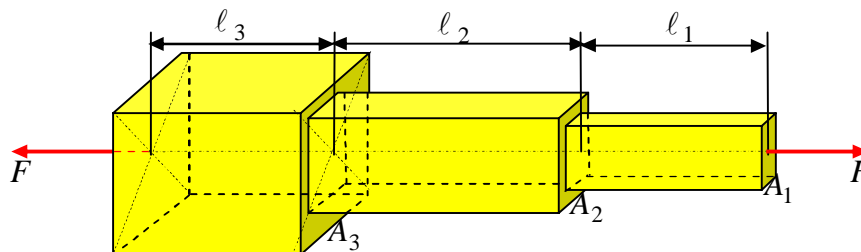
Solishtirma potensial energiyani (3.30) formuladan aniqlaymiz:

$$u = \frac{U}{V} = \frac{U}{A \cdot \ell} = \frac{3}{25 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2} = 1 \cdot 10^3 \delta j / m^3.$$

3.2-masala. Uzunliklari $\ell_1 = 0,3m$; $\ell_2 = 0,4m$; $\ell_3 = 0,3m$, ko‘ndalang kesim yuzalari $A_1 = 81mm^2$; $A_3 = 320mm^2$; $A_2 = 690mm^2$ ga teng, materiali po‘lat 3 bo‘lgan pog‘onali sterjenni F kuch ta‘sirida cho‘zilganda hosil bo‘lgan potensial energiya aniqlansin (3.17-chizma). Po‘lat 3 materialining mexanik tavsiflari $[\sigma] = 160N/mm^2$; $E = 2 \cdot 10^5 N/mm^2$.

Yechish. Sterjenning materiali va o‘lchamlari ma’lum bo‘lganligi sababli ko‘tarishi mumkin bo‘lgan yukni, uning mustahkamlik shartidan foydalanib aniqlaymiz:

$$F = [\sigma] \cdot A_{\min} = 160 \cdot 80 = 12,80 kN.$$

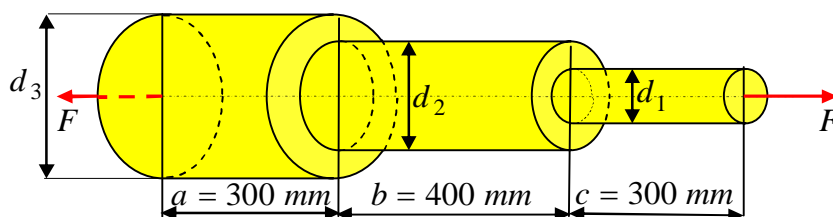


3.17-chizma. Pog‘onali prizmatik sterjen.

Pog‘onali po‘lat sterjenning kuchidan cho‘zilishda hosil bo‘lgan potensial energiyani quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$\begin{aligned} U &= \frac{F^2 \ell_1}{2EA_1} + \frac{F^2 \ell_2}{2EA_2} + \frac{F^2 \ell_3}{2EA_3} = \frac{(12,80 \cdot 10^3)^2 \cdot 300}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 81} + \frac{(12,80 \cdot 10^3)^2 \cdot 400}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 320} + \\ &+ \frac{(12,80 \cdot 10^3)^2 \cdot 300}{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 690} = (12,80)^2 \left(\frac{1000}{108} + \frac{100}{32} + \frac{100}{92} \right) = \\ &= 163,84(9,25926 + 3,125 + 1,08696) = 2207 N \cdot mm = 2,207 \delta j. \end{aligned}$$

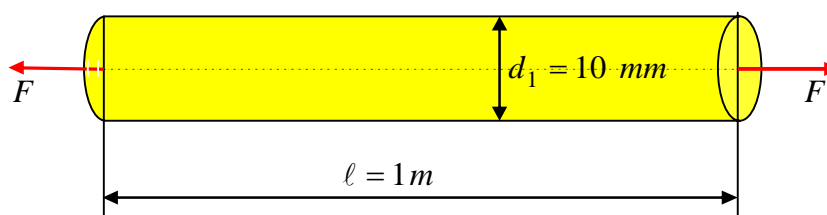
3.3-masala. Materiali po‘lat 3 bo‘lgan 3.18-chizmada keltirilgan pog‘onali sterjenni F kuch cho‘zilganda hosil bo‘lgan potensial energiya aniqlansin. Po‘lat 3 materialining mexanik tavsiflari $[\sigma]=160\text{ N/mm}^2$; $E=2\cdot 10^5\text{ N/mm}^2$.



3.18-chizma. Pog‘onali silindrik sterjen.

Javobi. $2,177\text{ oJ}$.

6.4-masala. Materiali po‘lat 3 bo‘lgan 3.19-chizmada keltirilgan sterjenni F kuch cho‘zilganda hosil bo‘lgan potensial energiya aniqlansin. Po‘lat 3 materialining mexanik tavsiflari $[\sigma]=160\text{ N/mm}^2$; $E=2\cdot 10^5\text{ N/mm}^2$.



3.19-chizma. Silindrik sterjen.

Tayanch iboralar:

Sinash tajribasini o‘tkazish, namuna, maxsus qurilma, quvvati, mexanik yoki gidravlik, gidravlik presslar, richagli mashina, mayatnik statina, rezervuar, silindr, porshen, gidravlik sinov mashinasi, namuna, asosiy mexanik xossalari elastiklik, mustahkamlik, plastiklik, energetik, absolyut deformatsiya, avtomatik yozuv, cho‘zilish yoki siqilish diagrammalari, silindrik va tekis shakldagi maxsus, namunalar uzun yoki qisqa, pastki va yuqori qisqichlar, kam uglerodli St 3. proporsionallik chegarasi, elastiklik chegarasi, oquvchanlik chegarasi, oquvchanlik maydonchasi, Lyuders–Chernov chiziqlari, mustahkamlik chegarasi, «bo‘yin»,

“mahalliy” oquvchanlik, nisbiy qoldiq uzayish, nisbiy qoldiq ingichkalanishi, Mo‘rt materiallarni siqilishga sinash.

Test savollari:

1. Materiallarning to‘rtta xossalarini ko‘rsating?

mexanik, fizik, ximik, texnologik;

cho‘zilish, egilish, siljish, buralish;

hajmning o‘zgarishi, yemirilish, zanglash, o‘z og‘irligini yo‘qotish;

biologik, bioximik, fizik, yemirilish va ishqalanish;

2. Materiallarning elastiklik tavsiflari qaysi javobda to‘g‘ri ko‘rsatilgan?

elastiklik moduli va ko‘ndalang deformatsiya koeffitsienti;

elastiklik va oquvchanlik chegarasi;

proporsionallik va mustahkamlik chegarasi;

normal va urinma kuchlar;

3. Materiallarning plastiklik tavsiflari qaysi javobda to‘g‘ri ko‘rsatilgan?

to‘la qoldiq nisbiy cho‘zilish δ , ko‘ndalang kesimning nisbiy qisqarishi ψ ;

to‘la qoldiq nisbiy deformatsiya δ , mustahkamlik chegarasi σ_m ;

proporsionallik chegarasi $\sigma_{p.ch.}$, ko‘ndalang kesimning nisbiy qisqarishi ψ ;

elastiklik chegarasi σ_{el} , oquvchanlik chegarasi σ_{oq} ;

4. Materiallarning mustahkamlik tavsiflari qaysi javobda to‘g‘ri ko‘rsatilgan?

proporsionallik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari;

proporsionallik, og‘ma, cho‘zuvchi va mustahkamlik chegaralari;

plastiklik, elastiklik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralari;

proporsionallik, elastiklik, plastik va mustahkamlik chegaralari;

5. Materiallarning proporsionallik chegarasi deb qanday kuchlanishga aytiladi?

Guk qonuni ishlaydigan eng katta kuchlanish;

yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya qoldirmaydigan eng katta kuchlanishga;

yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanishga;

eng katta yukning namunaning dastlabki kesim yuzasiga nisbatiga;

6. Materiallarning elastiklik chegarasi deb qanday kuchlanishga aytiladi?

yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya qoldirmaydigan eng katta kuchlanishga;

Guk qonuni ishlaydigan eng katta kuchlanish;

yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanishga;

eng katta yukning namunaning dastlabki kesim yuzasiga nisbatiga;

7. Materiallarning oquvchanlik chegarasi – bu:

yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanishdir;

Guk qonuni ishlaydigan eng katta kuchlanishdir;

yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya qoldirmaydigan eng katta kuchlanishdir;

eng katta yukning namunaning dastlabki kesim yuzasiga nisbatidir;

8. Materiallarning mustahkamligi deb qanday kuchlanishga aytiladi?

eng katta yukning namunaning dastlabki kesim yuzasiga nisbatiga;

Guk qonuni ishlaydigan eng katta kuchlanish;

yuksizlantirilganda qoldiq deformatsiya qoldirmaydigan eng katta kuchlanishga;

yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanishga;

9. Mustahkamlik chegarasiga yetguncha namunaning bo‘ylama va ko‘ndalang deformatsiyalari uning hisobiy uzunligi bo‘yicha qanday taqsimlanadi?

tekis;

ixtiyoriy;

parabola qonuni asosida;

giperbola qonuni asosidai;

10. Namunada bo‘yin qaysi chegaradan boshlab hosil bo‘ladi?

mustahkamlik;
proporsionallik;
oquvchanlik
elastiklik;

11. Namunani oquvchanlik chegarasidan keyin yuksizlantirilib yana yuklansa materialning xossasi ...

mo'rt bo'ladi;
plastik bo'ladi;
elastik bo'ladi;
o'zgarmaydi;

12. Namunani oquvchanlik chegarasidan keyin yuksizlantirilib yana yuklansa materialning xossalari o'zgaradimi?

proporsionallik chegaralari ortadi va oquvchanlik chegarasi bo'lmaydi;
proporsionallik va oquvchanlik chegaralari kamayadi;
proporsionallik va oquvchanlik chegaralari normallashadi;
proporsionallik va oquvchanlik chegaralari bo'lmaydi;

13. Mo'rt materialdan yasalgan namuna cho'zilishga sinalganda qanday chegaralar hosil bo'lmaydi?

oquvchanlik;
elastiklik;
mustahkamlik;
proporsionallik;

14. Yog'och namuna tolalari bo'yicha siqilganda mustahkamlik chegarasi, tolalariga perpedikulyar kuch bilan siqilgandagi mustahkamlik chegarasidan necha marta katta bo'ladi;

8-10; 3-5; 15-20; 5-15;

15. Namunalar cho'zilishga sinalganda qanday qarshilik ko'rsatadi?

plastik materiallar yaxshi, mo'rt materiallar yomon qarshilik ko'rsatadi;
har ikkalasi bir xil qarshilik ko'rsatadi;
plastik materiallar yomon, mo'rt materiallar yaxshi qarshilik ko'rsatadi;
plastik va mo'rt materiallar yomon qarshilik ko'rsatadi;

16. Lyuders-Chernov chiziqlari qaysi chegarada paydo bo'la boshlaydi?

oquvchanlik;

mustahkamlik;

proporsionallik;

elastik;

17. Namuna cho'zilganda oquvchanlik chegarasidan keyin deformatsiya orta borishi bilan yuk yana ortishida nima ro'y beradi?

mustahkamlanish;

yumshash;

kamayish;

to'g'ri chiziq bo'yicha o'sish;

18. Mustahkamlik chegarasidan oshgandan keyin nima sababdan diagramma ordinatalari ham yuk ham kamayib boradi?

namuna bo'yin ko'ndalang kesim yuzasining kamayishi hisobiga;

namuna bo'yin ko'ndalang kesim yuzasining ortishi hisobiga;

namuna bo'yin ko'ndalang kesim yuzasining ko'payishi hisobiga;

namuna bo'yin ko'ndalang kesim yuzasining o'zgarishi hisobiga;

19. Nima sababdan cho'zilgan namunalar 45^0 burchak ostida uziladi?

sterjen o'qiga 45^0 dagi yuzalarda urinma kuchlanish eng katta bo'lishi hisobiga;

sterjen o'qiga 90^0 dagi yuzalarda urinma kuchlanish eng kichik bo'lishi hisobiga;

sterjen o'qiga 45^0 dagi yuzalarda urinma kuchlanish o'rtacha bo'lishi hisobiga;

sterjen o'qiga 30^0 dagi yuzalarda urinma kuchlanish eng katta bo'lishi hisobiga;

20. Plastik materialdan yasalgan silindrik namuna siqilganda materilaning mustahkamlik chegarasi qanday o'zgaradi?

o'zgarmaydi;

ortadi;

kamayadi;

o'zgaradi;

21. Po'latdan yasalgan silindrik namuna siqilganda materialning mustahkamlik chegarasini aniqlash mumkinmi?

aniqlab bo'lmaydi;

aniqlab bo'ladi;

cho'zilishda aniqlab bo'ladi;

u ma'lum bo'lgani uchun aniqlash shart emas;

22. Kul rang cho'yandan yasalgan namunaning cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasi siqilishdagi mustahkamlik chegarasiga nisbatan qanday bo'ladi?

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasiga nisbatan katta;

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasiga nisbatan kichik;

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasiga teng;

23. Kul rang cho'yandan yasalgan namunaning cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasi bilan siqilishdagi mustahkamlik chegarasi orasida qanday farq bor?

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasidan 4-5 marta katta;

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasidan 4-5 marta kichik;

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegaralari teng;

siqilishdagi mustahkamlik chegarasi, cho'zilishdagi mustahkamlik chegaralar orasida farq o'rtacha;

24. Namunani cho'zib elastiklik chegarasida yuksizlantirilsa, yuksizlanish qanday ro'y beradi?

Guk qonuni ishlaydigan OA to'g'ri chizig'i bo'ylab;

Guk qonuni ishlaydigan OA to'g'ri chizig'iga parallel bo'lib;

Guk qonuni ishlaymaydigan to'g'ri chizig'i bo'ylab;

Guk qonuni ishlaymaydigan vertikal to'g'ri chizig'i bo'ylab;

25. Namunani cho'zib oquvchanlik chegarasida yuksizlantirilsa, yuksizlanish qanday ro'y beradi?

Guk qonuni ishlaydigan OA to'g'ri chizig'iga parallel bo'lgan to'g'ri chiziq bo'ylab;

Guk qonuni ishlaymaydigan to'g'ri chizig'i bo'ylab;

Guk qonuni ishlaydigan OA to'g'ri chizig'i bo'ylab;

Guk qonuni ishlaymaydigan vertikal to'g'ri chizig'i bo'ylab;

26. Namunaning cho'zilish diagrammasining qaysi nuqtasidan keyin Guk qonuniga bo'ysinmaydi?

proporsionallik nuqtasi A dan keyin;

elastiklik nuqtasi B dan keyin;

oquvchanlik nuqtasi S dan keyin;

mustahkamlik nuqtasi M dan keyin;

27. Cho'zilishga va siqilishga sinovchi mashinaning asbobi diagrammani qaysi koordinatada chizib beradi?

P va Δl ; σ va ε ; E va μ ; τ va γ ;

28. Po'lat namunaning plastiklik xossalarini belgilaydigan tavsiflari quyidagilardan qaysi biri? :

namuna uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan nisbiy qoldiq uzayish, namunaning uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan ko'ndalang kesimining nisbiy qoldiq torayishi;

namuna uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan nisbiy qoldiq kamayish, namunaning uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan ko'ndalang kesimining nisbiy qoldiq kengayishi;

namuna uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan nisbiy qoldiq ortishi, namunaning uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan ko'ndalang kesimining nisbiy qoldiq ortishi ;

namuna uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan nisbiy qoldiq uzayish, namunaning uzilgandan so'ng, unda hosil bo'lgan ko'ndalang kesimining nisbiy qoldiq uzayishi;

29. Cho'zilishga sinalayotgan namunalar qanday shakllarda tayyorlanadi?

silindrik va yassi shaklda;

prizma va yarim doira shaklida;

piramida va konus shaklida;

ixtiyoriy shaklda;

30. Materiallarni siqilishga sinashning o'ziga xos qanday xususiyatlari bor?

namunalar silindir yoki kub shaklida yasaladi; ularning balandliklari $h \leq 3d$ dan ortib ketmasligi lozim;

namunalar silindir yoki kub shaklida yasaladi; ularning balandliklari $3h \leq 5d$ bo'lishi lozim;

namunalar silindir yoki kub shaklida yasaladi; ularning balandliklari $h \geq 3d$ dan ortib ketmasligi lozim;

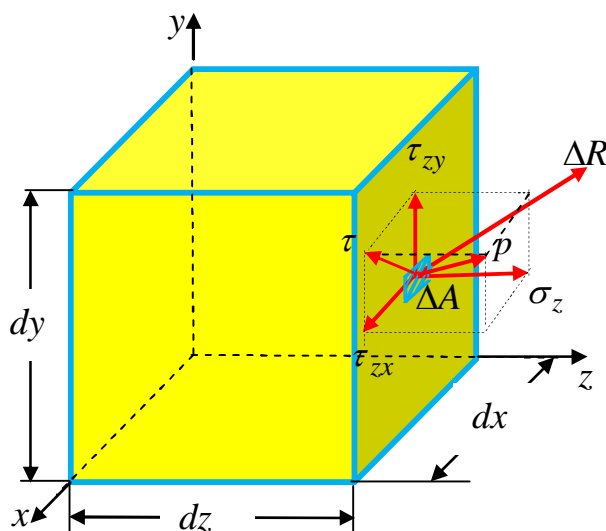
namunalar silindir yoki kub shaklida yasaladi; ularning balandliklari ko'p ortib ketmasligi lozim;

4 bob. MURAKKAB KUChLANISH HOLATI

4.1-§.Kuchlanishlarni belgilash va ularning ishoralari

Elastik jismda unga ta'sir etayotgan tashqi kuchlarga qarshilik ko'rsatuvchi ichki zo'riqishlar hosil bo'ladi va u tashqi kuchlar ta'sirida deformatsiyalanadi.

Ichki zo'riqish kuchlari intensivligining yuza birligidagi miqdoriga kuchlanish deb ataladi. Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismning biror $M(x, y, z)$ nuqtasining kuchlanganlik holatini tekshirish uchun, shu nuqta atrofida tomonlari dx, dy, dz bo'lgan juda kichik elementar parallelepipedni ajratib olamiz, 4.1-chizma.



4.1-chizma. Tashqi kuch ta'sirida bo'lgan jismdan ajratib olingan kichik elementar parallelepiped.

Qaralayotgan parallelepipedning biror tomonidan ajratib olingan ΔA elementar yuzaga ta'sir qilayotgan ichki kuchni ΔR bilan belgilasak, unda to'la kuchlanish quyidagi formuladan topiladi.

$$p = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (4.1)$$

Ushbu to'la kuchlanishni qaralayotgan kesimga σ normal va τ urinma bo'lgan kuchlanishlarga, o'z navbatida esa, urinma kuchlanishni ham o'qlar bo'yicha τ_{xz}, τ_{yz} tashkil etuvchilarga ajratish mumkin.

Xuddi shuningdek, parallelepipedning boshqa tomonlaridagi to'la kuchlanishlarni ham normal $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ va urinma $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$ kuchlanishlarga ajratish mumkin. Urinma kuchlanishlar ikki indeks bilan belgilanadi, masalan, τ_{zx} urinma kuchlanishning birinchi indeksi kuchlanish qaysi yuzada yotishini, ikkinchi indeksi esa kuchlanish qaysi o'qqa parallel yo'nalganligini ko'rsatadi.

Normal kuchlanish musbat deb hisoblanadi, agar u cho'zuvchi bo'lsa.

Agar yuza tashqi normali, koordinata o'qining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa, musbat urinma kuchlanishlar qolgan ikki koordinata o'qlarining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'naladi.

Agar yuza tashqi normali koordinata o'qining manfiy yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa, musbat urinma kuchlanishlar ikki koordinata o'qlarining manfiy yo'nalishi bo'yicha yo'naladi.

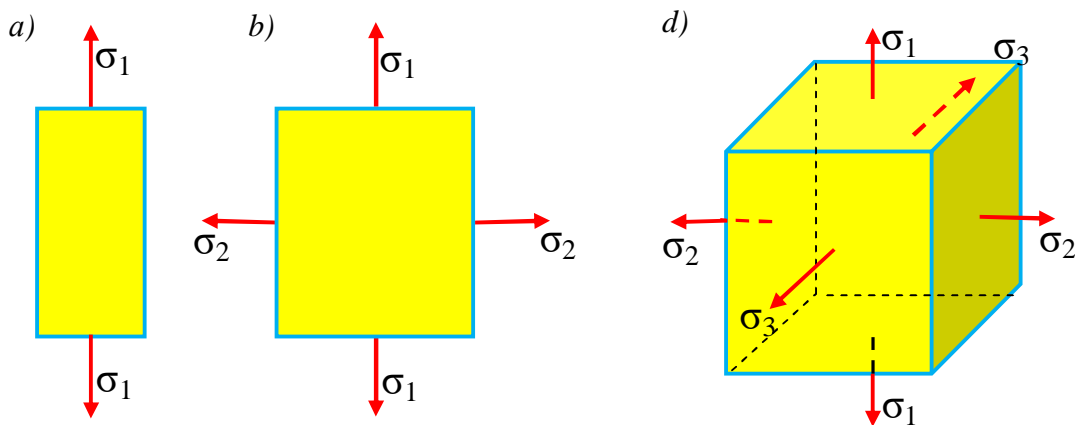
4.2-§. Jism nuqtasi kuchlanganlik holati

Konstruksiya elementlarining mustahkamligini ta'minlashda faqat ko'ndalang kesim yuzalaridagi kuchlanishlarni o'rganish yetarli emas, balki konstruksiya elementlarini birorta nuqtasidan o'tuvchi turli tekisliklardagi eng katta kuchlanishlarni va ular hosil bo'lgan yuzalar holatini bilish maqsadga muvofiq bo'ladi. Bu masalani hal qilish uchun konstruksiya elementlarining biror nuqtasidan o'tuvchi qiya yuzaning qiyalik burchagi miqdorining o'zgarishi bilan kuchlanish miqdorining o'zgarish qonunini tadqiq qilamiz.

Biror nuqtaning kuchlanganlik holati deb – shu nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamiga aytiladi.

Tashqi kuchlar ta'sirida bo'lgan konstruksiya elementi ixtiyoriy nuqtasi atrofida fikran birorta elementar parallelepiped ajratib olamiz (4.2-chizma). Ajratib olingan elementar parallelepiped juda ham kichik bo'lganligi sababli barcha nuqtalarida hosil bo'lgan kuchlanishlar qaralayotgan "M" nuqtadagi kuchlanishlarga teng deb

hisoblasak bo‘ladi. Demak, parallelepiped tomonlari va ixtiyoriy kesimidagi kuchlanishlarni teng taralgan deb qarash mumkin.



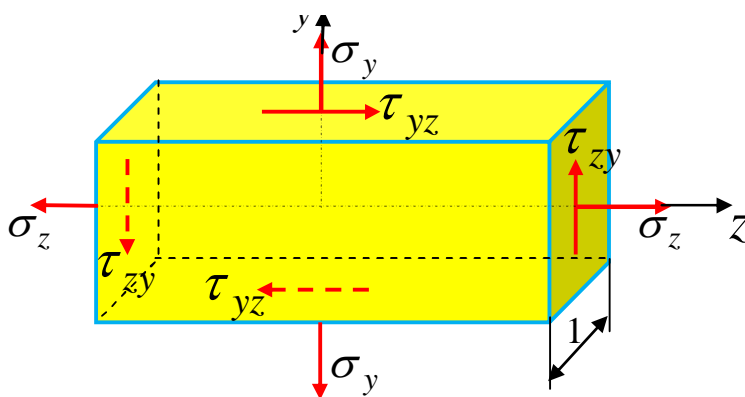
4.2-chizma. Kuchlanganlik holati turlari.

4.2,a-chizmadagi kuchlanganlik holati konstruktsiya elementlarining chiziqli cho‘zilish (siqilish) holatini tasvirlab, u sterjenlarning oddiy cho‘zilishi yoki siqilishiga mos keladi. 4.2,b-chizmadagi kuchlanganlik holati konstruktsiya elementlarining tekis kuchlanish $\sigma_1 > \sigma_2$ holatini tasvirlaydi.

4.2,d-chizmadagi kuchlanganlik holati konstruktsiya elementlarining hajmiy kuchlanish $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ holatini tasvirlaydi.

Tekis kuchlanganlik holati amaliyotda juda ham ko‘p uchraydi, bunga misol qilib plastinkalarni keltirish mumkin.

Tekis kuchlanganlik holatidagi konstruktsiya elementidan birorta elementar parallelepiped ajratib olamiz va umumiy holda uning tashqi tomoniga ta’sir qilayotgan kuchlanishlarni ko‘rsatamiz (4.3-chizma).



4.3-chizma. Tekis kuchlanganlik holatidagi element.

Cho‘zuvchi normal kuchlanishni musbat, siquvchi kuchlanishni manfiy ishorali deb qabul qilamiz. Agar qaralayotgan yuzachaning tashqi normal va shu yuzachadagi urinma kuchlanish yo‘nalishi o‘zlariga mos keluvchi koordinata o‘qlari yo‘nalishi bilan ustma-ust tushsa, urinma kuchlanishlar ishorasini musbat deb qabul qilamiz.

4.3-§. Markaziy cho‘zilish yoki siqilishda sterjen o‘qiga qiya kesimlaridagi kuchlanishlar va uning tahlili

Tashqi kuchlar ta’sirida cho‘zilgan yoki siqilgan sterjenlarning kuchlanganlik holati to‘g‘risida to‘liq tasavvurga ega bo‘lish uchun uning faqat ko‘ndalang kesimidagi kuchlanishlarni emas, balki sterjenning turli qiya (og‘ma) kesimlarida hosil bo‘ladigan kuchlanishlarni ham tahlil qilish zarur bo‘ladi.

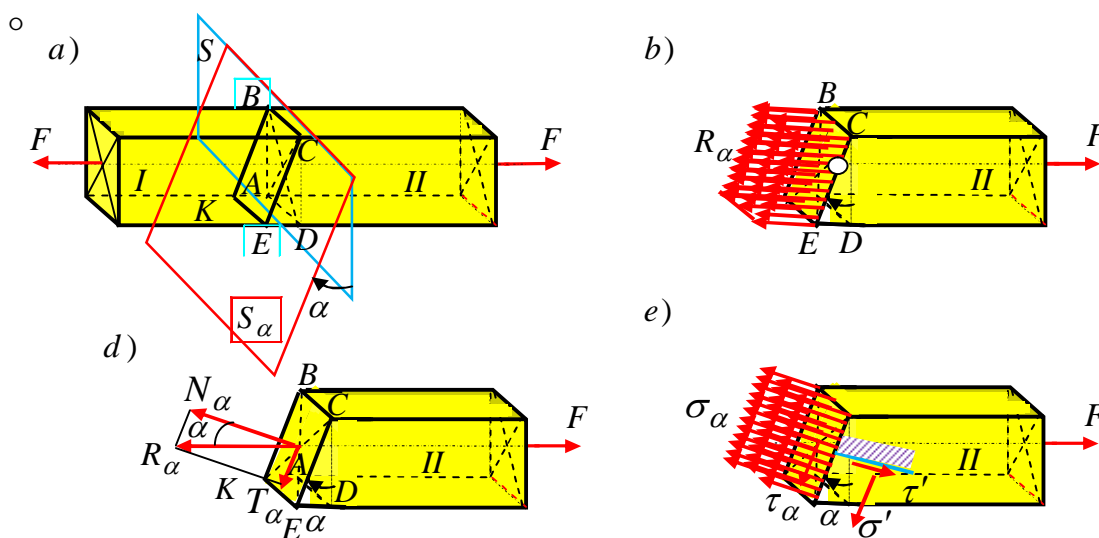
Kesish usulidan foydalanib markaziy cho‘zilgan (siqilgan) muvozanat holatdagi sterjen ko‘ndalang kesimidan o‘tuvchi birorta S tekisligi bilan α burchak tashkil qilib o‘tuvchi S_α qiya tekislik bilan kesib ikki (chap I va o‘ng II) qismlarga bo‘lamiz (4.4,a-chizma). Sterjenning S ko‘ndalang tekislikda yotuvchi $ABCD$ kesim yuzasini A , S_α qiya tekislikda o‘zgaruvchi qiya $KBCE$ kesim yuzasini A_α bilan belgilaymiz. O‘ng (II) qismini olib qolamiz (4.4,b-chizma). Olib qolingan o‘ng (II) qism muvozanatini yo‘qotadi, qaralayotgan qism muvozanatini tiklash uchun uning ko‘ndalang kesimiga tashlab yuborilgan qismning ta’sirini qo‘yish lozim. Ma’lumki, fazoda tekislik holatini uning tashqi normal belgilaydi. Qaralayotgan qiya $KBCE$ kesimning tashqi “On” normal sterjen o‘qi bilan α burchak tashkil qiladi. Agar α burchak sterjen o‘qiga nisbatan soat millari yurishiga teskari yo‘nalgan bo‘lsa, bunday yo‘nalishni musbat deb qabul qilinadi. Unda qiya kesim yuzasini ko‘ndalang kesim yuzasi orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$A_\alpha = \frac{A}{\cos \alpha}. \quad (4.2)$$

Sterjenning tashlab yuborilgan chap I qismining qoldirilgan o'ng II qismi qiya kesimdagi ta'sirini, ya'ni ichki kuchlarning teng ta'sir etuvchisi $R_\alpha = F$ bilan belgilaymiz (4.4,d-chizma), qoldirilgan qism muvozanatda bo'lishi uchun bu kuch F kuchga parallel yo'nalgan bo'lishi kerak [27, - 27 p].

Bu kuchni qiya kesimga normal va urinma bo'lgan ikkita tashkil etuvchilarga ajratish mumkin (4.4,d-chizma):

$$\left. \begin{aligned} N_\alpha &= F \cos \alpha; \\ T_\alpha &= F \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (4.3)$$



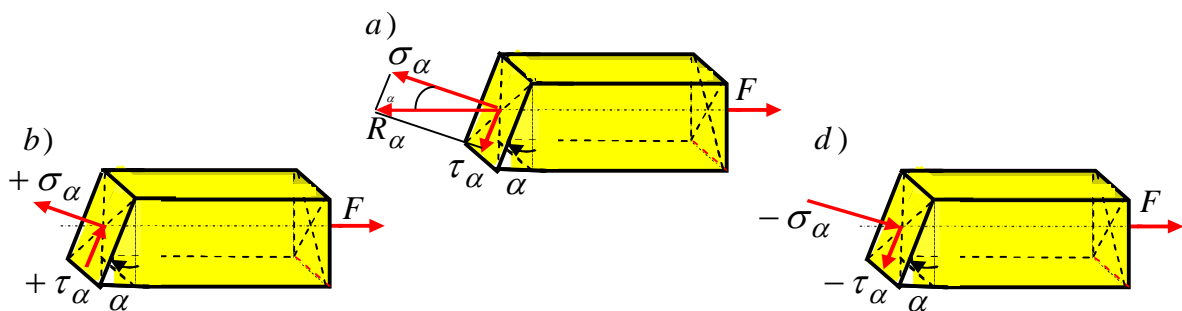
4.4-chizma. Tashqi kuchlar ta'siridagi sterjen.

Tekis kesim cheklanishiga asosan qiya kesimda normal va urinma kuchlanishlar ham tekis taqsimlangan deb qarash mumkin (4.4,e-chizma). Unda qiya kesimda normal va urinma kuchlanishlarni quyidagicha ifodalash mumkin (4.4,d-chizma) [27, 28-bet]:

$$\sigma_\alpha = \frac{N_\alpha}{A_\alpha} = \frac{F \cos \alpha}{A / \cos \alpha} = \sigma \cos^2 \alpha = \frac{\sigma}{2} (1 + \cos 2\alpha). \quad (4.4)$$

$$\tau_\alpha = \frac{T_\alpha}{A_\alpha} = \frac{F \sin \alpha}{A / \cos \alpha} = \sigma \sin \alpha \cos \alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha. \quad (4.5)$$

Bunda $\sigma = \frac{F}{A}$ ko'ndalang kesimning normal kuchlanishi.



4.5-chizma. Sterjenning qiya yuzalardagi kuchlanishlar.

Agar tashqi normalni urinma kuchlanish yo'nalishiga tomon qaratish uchun uni soat strelkasi yurishiga qarab burishga to'g'ri kelsa, urinma kuchlanishning qiymati musbat, aks holda esa manfiy deb hisoblanadi (4.5,b,d-chizma).

Qaralayotgan yuzaga $\alpha_1 = 90^0 + \alpha$ perpendikulyar bo'lgan yuzada urinma kuchni τ'_α va normal kuchishni σ'_α bilan belgilasak, ular (4.4) va (4.5) formulalar asosida quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma'_\alpha = \sigma \cos^2(90^0 + \alpha) = \sigma \sin^2 \alpha. \quad (4.6)$$

$$\tau'_\alpha = \frac{1}{2} \sigma \sin 2(90^0 + \alpha) = -\frac{1}{2} \sigma \sin 2\alpha. \quad (4.7)$$

Xulosa

1. $\alpha = 0^0$ bo'lsa, $\cos \alpha = 1$ bo'lib, ko'ndalang kesimda normal kuchlanish eng katta qiymatga erishadi $\sigma_\alpha = \sigma_{\max} = \sigma$;

2. $\alpha = \pm 45^0$ bo'lsa, $\sin 2\alpha = \pm 1$ bo'lib, qiya kesimda urinma kuchlanish eng katta qiymatga erishadi $\tau_\alpha = \tau_{45^0} = \tau_{\max} = \frac{1}{2} \sigma$;

3. $\alpha = 90^0$ bo'lsa, bo'ylama kesimda urinma va normal kuchlanishlar $\tau_\alpha = \tau_{90^0} = 0$, $\sigma_\alpha = \sigma_{90^0} = 0$ nolga teng bo'ladi;

4. (4.4) va (4.6) formulalardan ko'rinadiki, o'zaro perpendikulyar yuzalarda normal kuchlanish turli qiymatlarga ega bo'lib, ularning yig'indisi o'zgarmas miqdor:

$$\sigma_\alpha + \sigma'_\alpha = \sigma \cos^2 \alpha + \sigma \sin^2 \alpha = \sigma = const, \quad (4.8)$$

5. (4.5) va (4.7) formulalardan ko'rinadiki, o'zaro perpendikulyar yuzalarda urinma kuchlanish qiymatlar teng bo'lib, ular qarama-qarshi yo'nalgan:

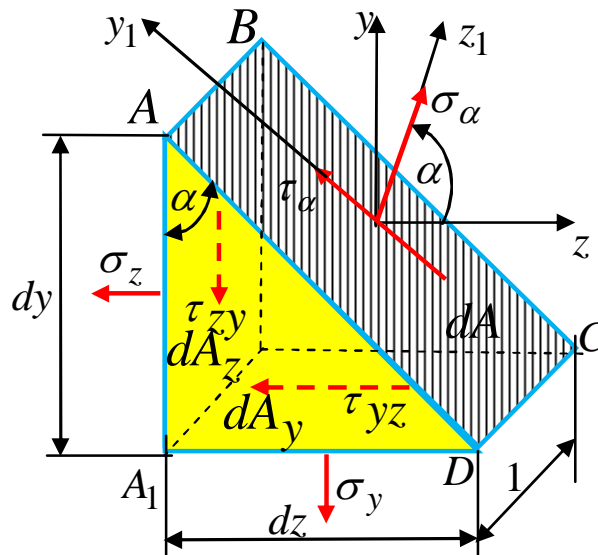
$$\tau_\alpha = -\tau'_\alpha. \quad (4.9)$$

Bu formula urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni deb ataladi.

4.4-§. Tekis kuchlanish holatida qiya kesim yuzachalaridagi kuchlanishlar

Tekis kuchlanish holatida bo'lgan 4.3-chizmada keltirilgan elementar parallelepiped qiya yuzasidagi kuchlanishlarni aniqlash maqsadida, undan $ABCD A_1 B_1$ uchburchak prizmani kesib ajratib olamiz. Uchburchakli prizmaning vertikal $ABA_1 B_1$ tekislik bilan α burchak hosil qilib o'tgan birorta $ABCD$ qiya yuzadagi kuchlanishlarni aniqlaymiz (4.6-chizma).

Ushbu 4.6-chizmada ko'rsatilgan $ABCD A_1 B_1$ uchburchak prizmaning qiya $ABCD$ yuzasini dA , $ABA_1 B_1$ yuzasini dA_z va $A_1 B_1 CD$ yuzasini dA_y bilan belgilasak, ular orasidagi quyidagi bog'lanishni aniqlash qiyinchilik tug'dirmaydi:



4.6-chizma. Elementar uchburchak prizma.

$$\left. \begin{aligned} dA_z &= 1 \cdot dy = dA \cos \alpha; \\ dA_y &= 1 \cdot dz = dA \sin \alpha. \end{aligned} \right\} \quad (4.10)$$

Prizmaga ta'sir qilayotgan barcha kuchlarni avval z_1 keyin y_1 o'qiga proeksiyalab quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_\alpha dA - \sigma_z dA_z \cos \alpha - \sigma_y dA_y \sin \alpha - \tau_{zy} dA_z \sin \alpha - \tau_{yz} dA_y \cos \alpha &= 0; \\ \tau_\alpha dA + \sigma_z dA_z \sin \alpha - \sigma_y dA_y \cos \alpha - \tau_{zy} dA_z \cos \alpha + \tau_{yz} dA_y \sin \alpha &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (4.11)$$

Ushbu ifodani, (4.10) tenglikni, urinma kuchlanishlar juftlik qonunini va trigonometriyadan ma'lum bo'lgan $2\sin\alpha \cdot \cos\alpha = \sin 2\alpha$, $\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha = \cos 2\alpha$ tengliklarni e'tiborga olib, soddalashtirishlardan keyin quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma_\alpha = \sigma_z \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{zy} \sin 2\alpha. \quad (4.12)$$

$$\tau_\alpha = -\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{zy} \cos 2\alpha. \quad (4.13)$$

Qiya kesimdagi normal kuchlanish (4.12) ifodasini, $\cos^2 \alpha = 0,5(1 + \cos 2\alpha)$; $\sin^2 \alpha = 0,5(1 - \cos 2\alpha)$ tengliklarni e'tiborga olib boshqa ko'rinishda ham ifodalash mumkin:

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha + \tau_{zy} \sin 2\alpha. \quad (4.14)$$

Yuqoridagi 4.6-chizmadan ko'rinadiki, $\sigma_{z_1} = \sigma_\alpha$ bo'lgani uchun uni (4.14) formuladan aniqlanadi, $\alpha + 90^0$ yuzadagi σ_{y_1} kuchlanishni (4.14) formuladagi α burchakni $\alpha + 90^0$ burchakka almashtirib topish mumkin:

$$\sigma_{y_1} = \sigma_{\alpha+90^0} = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \cos 2\alpha - \tau_{zy} \sin 2\alpha. \quad (4.15)$$

Ushbu (4.15) va (4.14) ifodalar hadlab qo'shilsa quyidagi tenglik hosil bo'ladi:

$$\sigma_\alpha + \sigma_{\alpha+90^0} = \sigma_z + \sigma_y = \text{const.} \quad (4.16)$$

Yuqoridagi 4.2 paragrafdagi (4.9) urinma kuchlanishlar juftlik qonuni tekis kuchlanganlik holati uchun quyidagicha ifidalanadi:

$$\tau_{zy} = -\tau_{yz}. \quad (4.16)$$

Xulosa

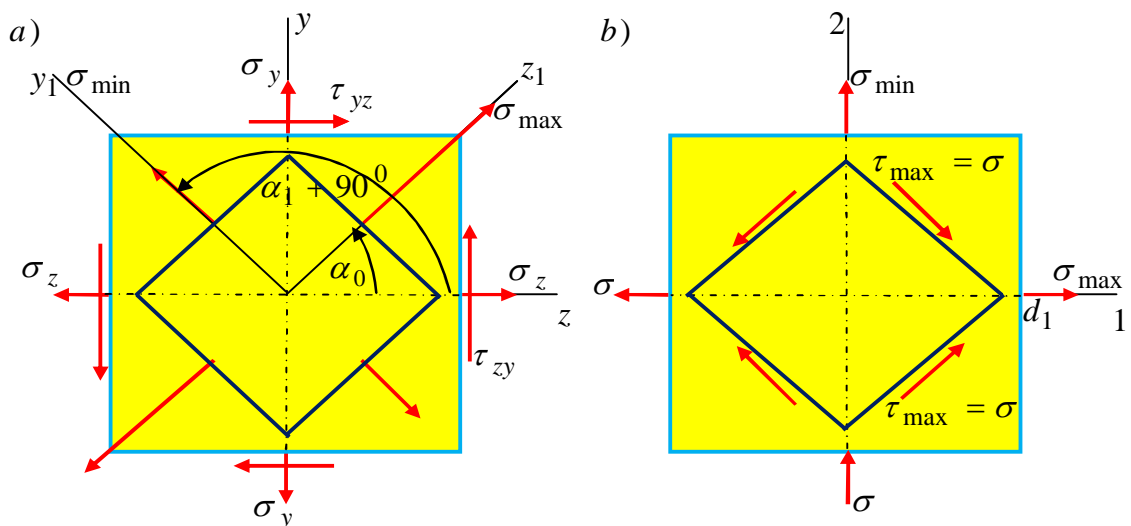
1. O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan tekisliklardagi normal kuchlanishlarning yig‘indisi α burchakka bog‘liq emas.

2. O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan tekisliklardagi normal kuchlanishlar koordinata o‘qlari yo‘nalishiga nisbatan invariantdir.

4.5-§. Bosh kuchlanishlar va bosh yuzalar

Yuqoridagi 4.4 paragrafdagi formulalardan ko‘rinadiki, agar α burchakni o‘zgartirib koordinata z_1, y_1 o‘qlarini va to‘g‘ri to‘rtburchakli elementni fikran aylantirsak, α burchakning biror qiymatida mazkur nuqtada σ_α kuchlanish eng katta qiymatga erishadi. (4.16) tenglik asosida aytish mumkinki, perpendikulyar yuzachada kuchlanish minimal qiymatga teng bo‘ladi (4.7-chizma). Bu yuzachani holatini va kuchlanish ekstremal qiymatlarini aniqlash uchun kuchlanishdan olingan birinchi hosilani nolga tenglaymiz:

$$\frac{d\sigma_\alpha}{d\alpha} = 2 \left(-\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\alpha + \tau_{zy} \cos 2\alpha \right) = 2\tau_{\alpha_0} = 0. \quad (4.17)$$



4.7-chizma. Tekis kuchlanganlik holatidagi element.

Ushbu (4.17) tenglamaning o‘ng qismidagi qavs ichidagi ifoda, urinma kuchlanishni ifodalashi (4.13) formuladan ko‘rinib turibdi. Demak, izlanayotgan yuzacha normalining og‘ish burchagini α_0 bilan belgilasak $\text{tg } \alpha_0 = 0$ bo‘ladi.

Normal kuchlanishdan olingan birinchi hosilani (4.17) nolga tengligidan, bosh yuzalar normalining ikkilangan og'ish burchagi tangensini topamiz:

$$\boxed{tg 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_y}} \quad (4.18)$$

Bosh kuchlanishlar qiymatlarini aniqlash uchun (4.14) formulaga $\alpha = \alpha_0$ qiymat bilan almashtirib, $\cos \alpha_0$ ni qavsdan tashqariga chiqarilsa va trigonometriyadan ma'lum bo'lgan quyidagi ifodadan

$$\cos 2\alpha_0 = \pm \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 2\alpha_0}} = \pm \frac{(\sigma_z - \sigma_y)}{\sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4\tau_{zy}^2}} \quad (4.19)$$

va (4.18) ifodani e'tiborga olib ba'zi matematik amallarni bajarib quyidagini hosil qilamiz:

$$\boxed{\sigma_{1,2} = \sigma_{\max,\min} = 0,5(\sigma_z + \sigma_y) \pm 0,5\sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4\tau_{zy}^2}} \quad (4.20)$$

Maksimal σ_{\max} normal kuchlanishning yo'nalishi har doim τ_{yz} va τ_{zy} urinma kuchlanishlar strelkalarining yo'nalishlari kesishadigan koordinata o'qlarining ikkita choragi orqali o'tadi.

Xulosa

1. Normal kuchlanishlar ekstremal qiymatlarga erishgan va urinma kuchlanishlari nolga teng bo'lgan yuzalarga *bosh yuzalar* deb ataladi.

2. Bosh yuzalarga ta'sir etuvchi kuchlanishlarga *bosh kuchlanishlar* deb ataladi.

3. 4.18 formuladan bosh kuchlanishlar ta'sir etuvchi ikkita o'zaro perpendikulyar bo'lgan α_0 va $\alpha_0 + 90^0$ og'ish burchaklari aniqlanadi.

4. Yuqoridagi 4.7,b-chizmadan ko'rinadiki, eng katta normal σ_{\max} kuchlanishning yo'nalishi har doim τ_{zy} va τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan koordinata o'qlarining ikkita choragi orqali o'tadi.

4.6-§. Ekstremal urinma kuchlanishlar

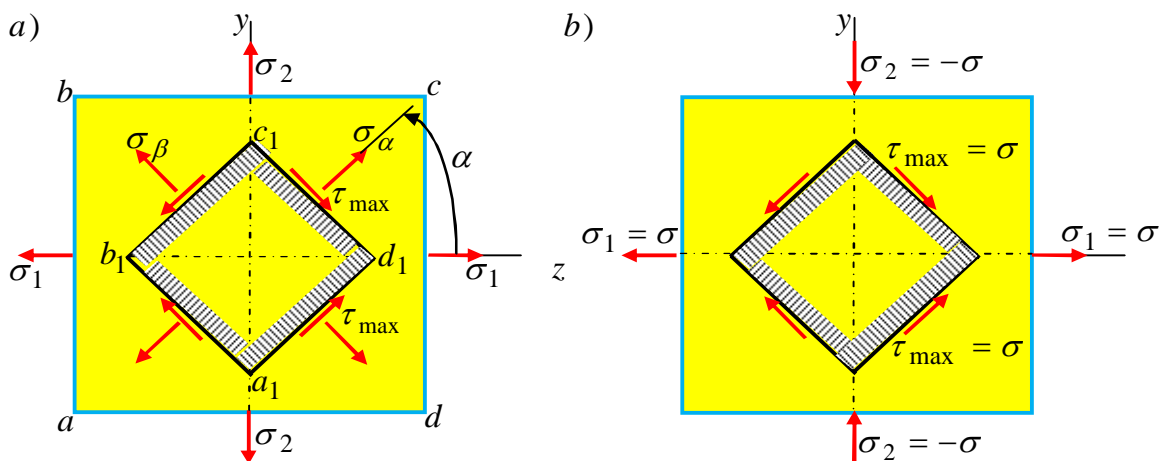
Tekis kuchlanganlik holatidagi element biror nuqtasining ayni bir tekis kuchlanish holati turlicha berilgan yuzacha va kuchlanishlar bilan belgilanishi mumkin. Kuchlanganlik holati nazariyasi asosan ikkita masala bilan chegaralanadi.

Birinchi to'g'ri masala. Nuqtaning bosh yuzalari holati va unga tegishli bosh kuchlanishlar ma'lum, bosh kuchlanishga α burchak ostidagi qiyalikda o'tgan yuzadagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash talab qilinadi. Masalan tomonlariga bosh normal kuchlanishlar ta'sir etuvchi element $abcd$ 4.8,a-chizmada keltirilgan, $a_1b_1c_1d_1$ element tomonlaridagi kuchlanishlarni aniqlash lozim.

Ikkinchi teskari masala. Birorta nuqtada o'zaro perpendikulyar bo'lgan yuzalarga ta'sir etayotgan, shu nuqtadan o'tuvchi normal va urinma kuchlanishlar ma'lum, bosh kuchlanishlar va uning yo'nalishini aniqlash talab qilinadi.

Biror nuqtadagi ayni bir tekis kuchlanish holati turlicha berilgan yuzacha va kuchlanishlar bilan berilishi mumkin. 4.8,a-chizmada keltirilgan, $a_1b_1c_1d_1$ element tomonlaridagi kuchlanishlar berilgan, $abcd$ element holatini, ya'ni α burchakni va bosh kuchlanishlarni aniqlash talab qilinadi.

To'g'ri masalani qarab chiqamiz. Normal kuchlanishlarning ekstremal qiymatlarini $\sigma_{\max} = \sigma_1$ va $\sigma_{\min} = \sigma_2$ bilan belgilaymiz. Qiyalik burchagi α bosh kuchlanish σ_1 dan boshlab o'lchab qo'yiladi.



4.8-chizma. Ekstremal urinma kuchlanishlarni aniqlash uchun element.

Agar $\sigma_z = \sigma_1$, $\sigma_y = \sigma_2$, $\tau_{zy} = 0$ teng deb olib, σ_α , τ_α kuchlanishlarni (4.13) va (4.14) formulalardan aniqlanadi, unda bu formulalarni quyidagicha ifodalab olamiz:

$$\sigma_\alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha. \quad (4.21)$$

$$\tau_\alpha = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (4.22)$$

Ushbu formuladan ko‘rinadiki, agar $\alpha = -45^0$ bo‘lsa, unda $[\sin 2 \cdot (-45^0) = -1]$ bo‘lib urinma kuchlanish ekstremal qiymatlariga erishadi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \quad (4.23)$$

Demak, nuqtadagi urinma kuchlanishlari bosh kuchlanishlar ayirmasining yarimiga teng va ular bosh yuzachalar bilan $\alpha = 45^0$ burchak ostida o‘tuvchi yuzalarda hosil bo‘lar ekan.

Ikkinchi teskari masala bo‘yicha kuchlanishlarning σ_z , σ_y , τ_{zy} ma’lum bo‘lgan qiymatlarida ekstremal urinma kuchlanishlarni quyidagicha ifodalash lozim:

$$\tau_{\max} = \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4\tau_{zy}^2}. \quad (4.24)$$

Xulosa

1. Umumiy holda urinma kuchlanish maksimum τ_{\max} ga erishgan yuzachalarda normal kuchlanishlar nolga teng emas.

2. Agar $\alpha = \pm 45^0$ bo‘lgan yuzalarda normal kuchlanishlar (4.20) formulalarga asosan quyidagiga teng bo‘ladi:

$$\sigma_{\pm 45^0} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}. \quad (4.25)$$

3. Agar tekis kuchlanganlik holatidagi elementning tomonlariga $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$. ikkita bosh kuchlanishlar ta’sir etsa, urinma kuchlanishlarning ekstremal qiymati bosh kuchlanishlarga teng bo‘ladi (4.8,b-chizma):

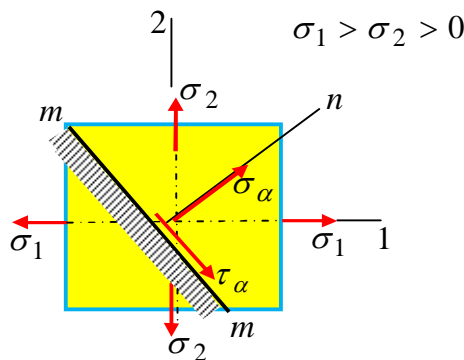
$$\tau_{\max} = \sigma. \quad (4.26)$$

4. Urinma kuchlanishlar ekstremal qiymatga erishgan yuzachalarda normal kuchlanishlar nolga teng bo‘ladi (4.8,b-chizma). Bunday kuchlanganlik holatiga sof siljish deb ataladi.

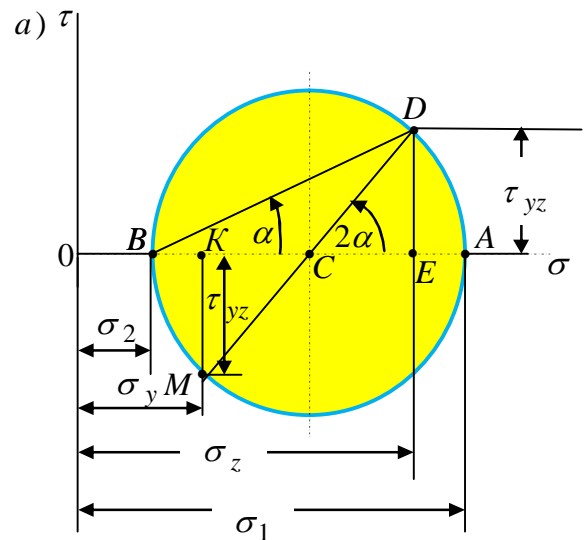
4.7-§. Mor doirasi

Tekis kuchlanganlik holatidagi parallelepipedning qiya kesimlaridagi hosil bo‘ladigan normal va urinma kuchlanishlarni analitik usulda aniqlash masalasini 4.5 paragrafda qarab chiqdik. Nemis olimi Otto Mor tomonidan bosh normal kuchlanishlar σ_1, σ_2 bilan qiya kesimlaridagi $\sigma_z, \sigma_y, \tau_{yz}$ va τ_{zy} kuchlanishlarni grafik bog‘lanish orqali ifodalash mumkinligi ko‘rsatib berilgan.

Tomonlari 1,2 o‘qlar bo‘yicha yo‘nalgan cho‘zuvchi σ_1, σ_2 kuchlanishlar ta‘sirida bo‘lgan birorta to‘g‘riburchakli plastinkaning kuchlanganlik holatini qarab chiqamiz, chizmaga aniqlik kritish maqsadida bunda $\sigma_1 > \sigma_2 > 0$ qabul qilamiz (4.9-chizma).



4.9-chizma. to‘g‘riburchakli plastinkaning kuchlanganlik holati.



4.10-chizma. Mor doirasi.

Tekis kuchlanganlik holatini ikki xil holatda qarash mumkin:

Birinchi to‘g‘ri hol.

Tekis kuchlanganlik holatidagi plastinkaning qiya kesimlaridagi σ_z , σ_y , τ_{yz} va τ_{zy} kuchlanishlarni bosh normal kuchlanishlar orqali grafik ko‘rinishida aniqlash. Normali gorizontal 1 o‘qi bilan α burchak tashkil etuvchi qiya $m - m$ kesimdagi kuchlanishlar (4.12-4.13) formulalarni quyidagi ko‘rinishga keltirish mumkin:

$$\sigma_z = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha. \quad (4.27)$$

$$\tau_{zy} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (4.28)$$

Mor doirasini chizish uchun koordinatalar sistemasi absissa o‘qini σ , ordinata o‘qini τ bilan belgilab olamiz (4.10-chizma). Koordinata sistemasi absissa o‘qiga masshtabda $OA = \sigma_1$ va $OB = \sigma_2$ kesmalarni o‘lchab qo‘yamiz.

Chizmadan ko‘rinadiki OC kesma OA va OB kesmalarning o‘rta arifmetigiga teng bo‘ladi, ya‘ni

$$OC = \frac{OA + OB}{2} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2}.$$

Diametri AB kesmaga teng va markazi C nuqtada bo‘lgan doirani chizamiz. Bu doira Mor doirasi deb ataladi.

Gorizontal CA kesmadan soat millari yo‘nalishiga teskari 2α burchak ostida CD diametrni o‘tkazamiz. Doiraning radiusi $R = CD = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}$ ga ekanligi 4.10-chizmadan ko‘rinib turibdi. To‘g‘ri burchakli $\triangle CED$ uchburchakdan CE va DE kesmalarni aniqlaymiz:

$$CE = CD \cos 2\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha. \quad (4.29)$$

$$OE = OC + CE = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} + \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \cos 2\alpha = \sigma_z. \quad (4.30)$$

Ushbu to‘g‘ri burchakli uchburchakdan $DE = CD \sin 2\alpha$, yoki

$$DE = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha = \tau_{zy}. \quad (4.31)$$

Ushbu ifodaning o‘ng tomoni z o‘qi bo‘yicha yo‘nalgan normal σ_z kuchlanishga teng ekanligi (4.27) formuladan ko‘rinadi.

Ushbu ifodaning o'ng tomoni z o'qi bo'yicha yo'nalgan σ_z kuchlanishga teng ekanligi (4.27) formuladan ko'rinadi. Demak, Mor doirada yotuvchi D nuqtaning koordinatalari qaralayotgan qiya kesimdagi σ_z normal, va τ_{yz} urinma kuchlanishlarni chizma masshtabida aniqlaydi.

Qaralayotgan qiya kesimga perpendikulyar kesimdagi kuchlanishlarni aniqlash uchun CA kesmadan soat millari yo'nalishiga teskari $2\alpha + 180^0$ burchakni o'lchab qo'yamiz. Unda M nuqtaning koordinatalari izlanayotgan kuchlanishlar $OK = \sigma_y$ va $KM = \tau_{zy}$ ga teng bo'ladi.

Ikkinchi teskari hol.

Yuqorida tekis kuchlanganlik holatidagi plastinkaga ta'sir etayotgan bosh normal kuchlanishlar σ_1, σ_2 va α ning qiya kesimlaridagi σ_z, σ_y va τ_{zy} kuchlanishlarni grafik ko'rinishida aniqlash masalasini ko'rib chiqdik. Ammo bu masalaga teskari masalani ham yechish mumkin.

Qiya kesimda berilgan σ_z, σ_y va τ_{zy} kuchlanishlar asosida Mor doirasini quramiz va bosh normal kuchlanishlar σ_1, σ_2 va bosh yuzalar holatini aniqlaymiz.

Bosh kuchlanishlar formulalarini keltirib chiqarish uchun Mor doirasidan foydalanamiz (4.10-chizma): ya'ni

$$\sigma_1 = OA = OC + CA; \quad OC = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2}; \quad CA = CD = \sqrt{(CE)^2 + (DE)^2};$$

$$CE = \frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}; \quad DE = \tau_{zy}.$$

Ushbu ifodalardan foydalanib, eng katta bosh kuchlanish formulasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{zy})^2}. \quad (4.32)$$

Xuddi shuningdek eng kichik bosh kuchlanish formulasini quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_z + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{zy})^2}. \quad (4.33)$$

Eng katta urinma kuchlanish $\sin 2\alpha = 1$, ya'ni $\alpha = 45^0$ bo'lgan kesimda hosil bo'ladi va (4.28) formulaga asosan quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2}\right)^2 + (\tau_{zy})^2}. \quad (4.34)$$

Bosh kuchlanish σ_1 bilan ma'lum bo'lgan σ_z kuchlanishlar orasidagi burchak Mor doirasidan aniqlanadi:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{DE}{BE}.$$

Shuni e'tiborga olish lozimki, σ_z kuchlanish qiyalik burchagi σ_1 kuchlanishga nisbatan soat millariga teskari yo'nalish bo'yicha qo'yiladi. Shuning uchun ham σ_1 kuchlanishning σ_z kuchlanishga nisbatan teskari yo'nalishda qo'yiladi (4.10-chizma). Unda

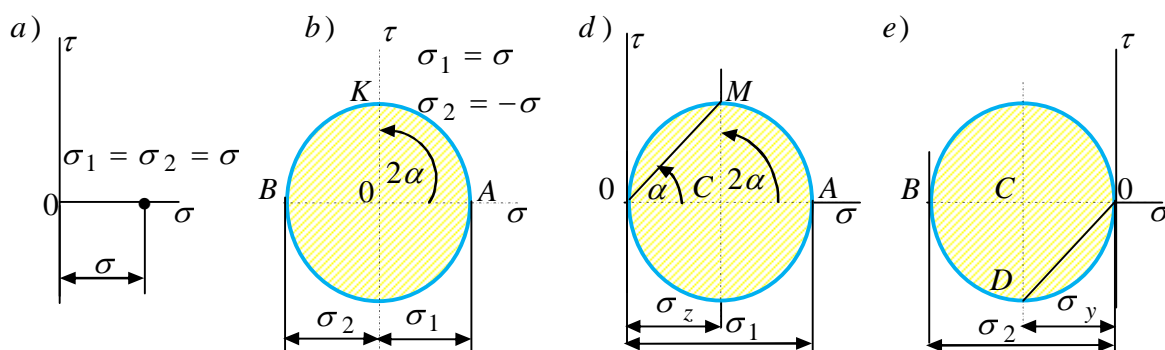
$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{DE}{BE} = -\frac{\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_2}; \text{ yoki } \operatorname{tg} \alpha = -\frac{DE}{BE} = -\frac{\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_1}. \quad (4.35)$$

Xulosa

1. Agar $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ bo'lsa Mor doirasi nuqtaga aylanadi (4.11,a-chizma), uning barcha radiuslari nolga teng bo'ladi. Shu sababli urinma kuchlanishlar hosil bo'lmaydi, normal kuchlanishlar bir-biriga teng bo'ladi va σ ga teng bo'ladi.

2. Agar $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$ bo'lsa, $0A$ va $0B$ kesmalar koordinata boshining turli tomonlariga absissa o'qi bo'yicha masshtabda o'lchab qo'yiladi (4.11,b-chizma). Gorizont 1 o'qqa nisbatan $\alpha = 45^0$ ($2\alpha = 90^0$) joylashgan kuchlanish nuqtaning koordinatasi bilan aniqlanadi:

$$\sigma_z = 0; \quad \tau_{zy} = \sigma. \quad (4.36)$$



4.11-chizma. Turli kuchlanganlik holatlari uchun Mor doirasi.

3. Oddiy cho‘zilish holatida $\sigma_1 = \sigma > 0$; $\sigma_2 = 0$ bo‘ladi. Bunda OB kesma nolga teng bo‘ladi va Mor doirasi ordinata o‘qiga O nuqtada urinma bo‘lib o‘tadi (4.11,d-chizma). Unda eng katta urinma kuchlanish M nuqtasi ordinatasi bilan aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma}{2}. \quad (4.37)$$

Shu yuzadagi normal kuchlanish M nuqtasi absissasi bilan aniqlanadi:

$$\sigma_z = \frac{\sigma}{2}. \quad (4.38)$$

Bunday kuchlanishlar ostidagi yuzalar ikkilangan qiyalik burchak $\angle ACM = 90^\circ$ bo‘ladi va qiyalik burchagining o‘zi $AOM = \frac{1}{2} \angle ACM = 90^\circ$ ga teng.

4. Oddiy siqilish holatida $\sigma_1 = 0$; $\sigma = \sigma_2 < 0$ bo‘ladi. Bunda OA kesma nolga teng bo‘ladi va Mor doirasi ordinata o‘qiga O nuqtada urinma bo‘lib o‘tadi (4.11,e-chizma). Unda eng katta urinma kuchlanish D nuqtasi ordinatasi bilan aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = -\frac{\sigma}{2}. \quad (4.39)$$

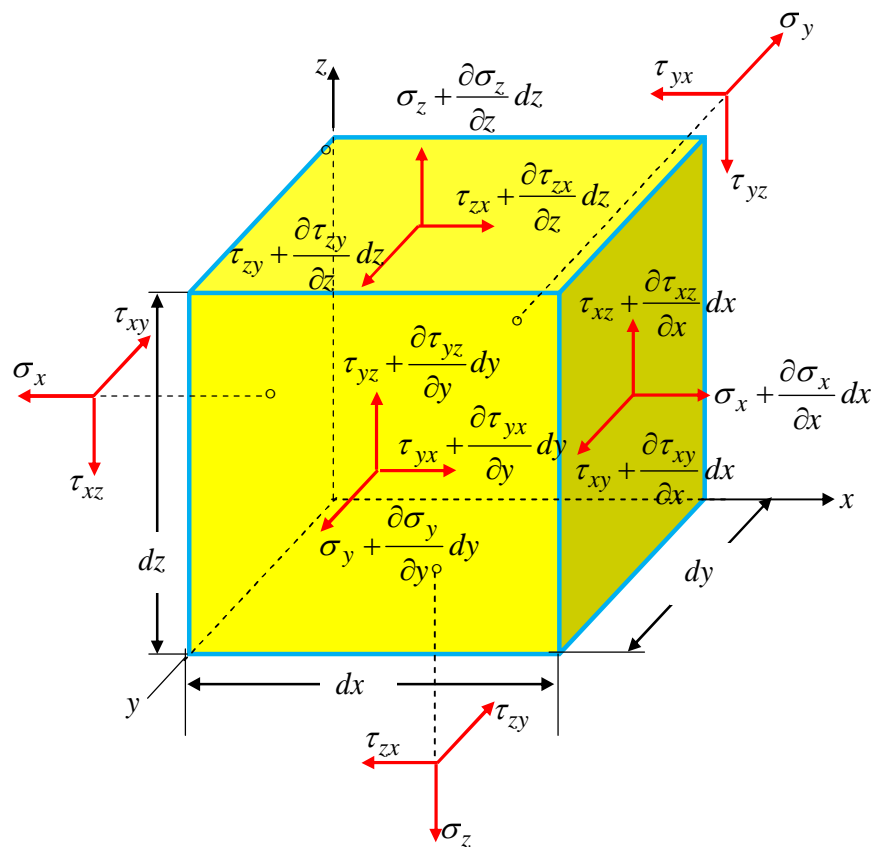
Shu yuzadagi normal kuchlanish D nuqtasi absissasi bilan aniqlanadi:

$$\sigma_y = -\frac{\sigma}{2}. \quad (4.40)$$

4.8-§. Hajmiy kuchlanish holati

Hajmiy kuchlanganlik holatida konstruksiya elementlaridan ajratib olingan element tomonlariga $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ kuchlanishlar ta'sir etadi. *Bosh yuzalar* deb urinma kuchlanishlari nolga teng bo'lgan yuzalarga aytiladi. *Bosh kuchlanishlar* deb – bosh yuzalarga ta'sir etayotgan kuchlanishlarga aytiladi.

Umuman jismning ixtiyoriy nuqtasidan uchta o'zaro perpendikulyar tik tekislik o'tkazish mumkin. Jismning ixtiyoriy biror nuqtasidagi kuchlanish holati, shu nuqtadan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekislikda berilgan to'qqizta kuchlanish $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$ komponentlari orqali ifodalanadi (4.12-chizma).



4.12-chizma. Tomonlari koordinatalar tekisliklariga parallel bo'lgan element.

Bu kuchlanish komponentlaridan kuchlanish tenzori deb ataluvchi quyidagi matritsani tuzish mumkin.

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_x, & \tau_{xy}, & \tau_{xz} \\ \tau_{yx}, & \sigma_y, & \tau_{yz} \\ \tau_{zx}, & \tau_{zy}, & \sigma_z \end{vmatrix}. \quad (4.41)$$

Kuchlanishlar tensorini shar tensor va deviatorga ajratish mumkin.

$$T_{\sigma} = T_{\sigma}^{uu} + D_{\sigma}. \quad (4.42)$$

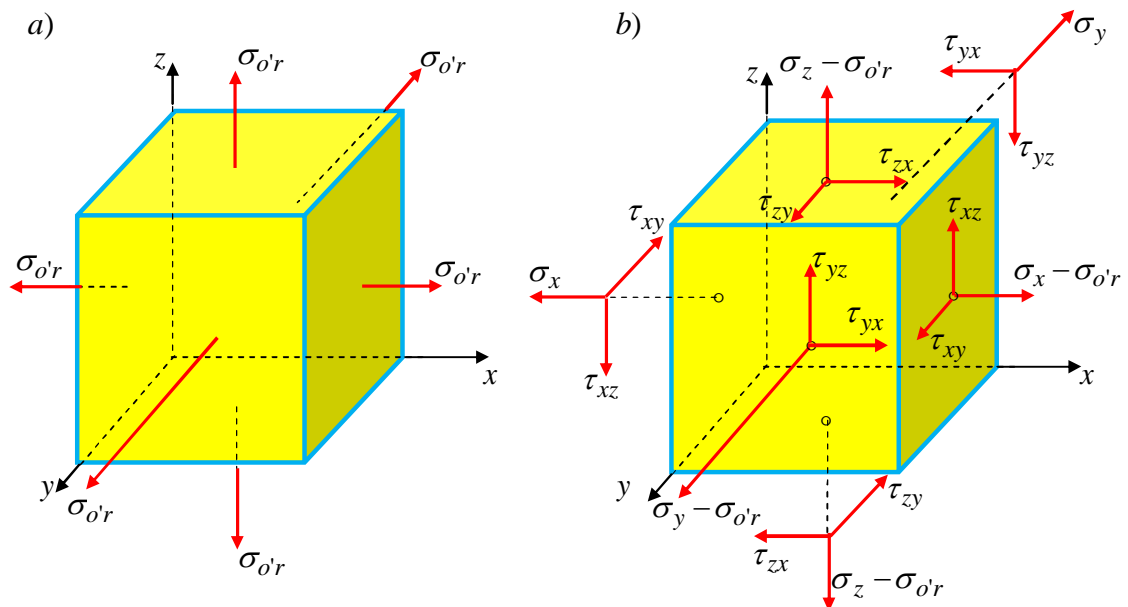
yoki

$$T_{\sigma} = \begin{vmatrix} \sigma_x, & \tau_{xy}, & \tau_{xz} \\ \tau_{yx}, & \sigma_y, & \tau_{yz} \\ \tau_{zx}, & \tau_{zy}, & \sigma_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \sigma_{o'r}, & 0, & 0 \\ 0, & \sigma_{o'r}, & 0 \\ 0, & 0, & \sigma_{o'r} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_{o'r}, & \tau_{xy}, & \tau_{xz} \\ \tau_{yx}, & \sigma_y - \sigma_{o'r}, & \tau_{yz} \\ \tau_{zx}, & \tau_{zy}, & \sigma_z - \sigma_{o'r} \end{vmatrix}. \quad (4.43)$$

bunda

$$\sigma_{o'r} = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3}. \quad (4.44)$$

Kuchlanishlarning shar tenzori ta'siri natijasida jismning hajmi o'zgaradi (4.13,a-chizma). Kuchlanish deviator tenzori ta'siri natijasida esa jismning shakli o'zgaradi (4.13,b-chizma).



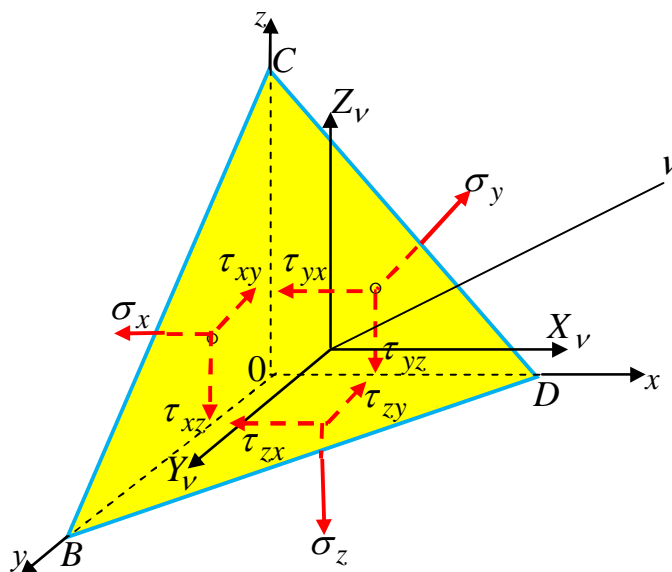
4.13-chizma. Shar va deviator tenzor kuchlanganlik holatlari.

Murakkab kuchlanish holatidagi ushbu parallelepipeddan BCD qiya tekislik bo'yicha qirqib birorta $OBCD$ tetraedr ajratib olamiz (4.14-chizma). Qiya yuzani

$\Delta BCD = dA$ kordinata tekisliklaridagi yuzalarni $\Delta BOC = dA_x$, $\Delta COD = dA_y$, $\Delta DOB = dA_z$ lar bilan belgilaymiz. Qaralayotgan tetraedr kordinata tekisliklarida kuchlanishlarning oltita tashkil etuvchilari $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}, \tau_{yx}, \tau_{zy}, \tau_{xz}$ hamda normal ν bo'lgan qiya $\Delta BCD = dA$ yuzadagi to'la kuchlanishning uchta X_ν, Y_ν, Z_ν tashkil etuvchilari ta'sirda kuchlanganlik holatida bo'ladi. Ushbu $OBCD$ tetraedrga ta'sir etayotgan barcha kuchlarni x, y, z kordinata o'qlariga proeksiyalari yig'indilarini nolga tenglab ba'zi bir matematik amallarni bajarib quyidagini hosil qilamiz:

$$\begin{cases} X_\nu = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; \\ Y_\nu = \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; \\ Z_\nu = \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n. \end{cases} \quad (4.45)$$

Bunda $l = \cos(x, \nu)$, $m = \cos(y, \nu)$, $n = \cos(z, \nu)$ qiya yuza normal ν ning yo'naltiruvchi kosinuslaridir [28, 17-bet].



4.14-chizma. Parallelepipedning qiya kesim yuzasi.

Qiya yuzalardagi kuchlanishlar quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi:

Qiya yuzadagi X_ν, Y_ν, Z_ν tashkil etuvchi kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchisi to'la kuchlanish deb ataladi va tashkil etuvchi kuchlanishlarning geometrik yig'indisi ko'rinishida aniqlanadi:

$$P_v = \sqrt{X_v^2 + Y_v^2 + Z_v^2}. \quad (4.46)$$

Normal kuchlanish koordinata o'qlariga parallel bo'lgan tashkil etuvchi kuchlanishlarining yuza normaliga olingan proeksiyalari yig'indisiga teng:

$$\sigma_v = X_v l + Y_v m + Z_v n. \quad (4.47)$$

Unda bu yuzadagi urinma kuchlanish to'la va normal kuchlanishlar ayirmasi kabi aniqlanadi:

$$\tau_v = \sqrt{P_v^2 - \sigma_v^2}. \quad (4.48)$$

O'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta bosh yuzaga nisbatan bir xil burchak hosil qilib o'tgan yuza $l = m = n = \frac{1}{\sqrt{3}}$ oktaedrik yuza deb ataladi. Bu yuzadagi

kuchlanishlar quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi:

To'la kuchlanish

$$P_v^2 = \frac{1}{3}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2). \quad (4.49)$$

Oktaedrik normal kuchlanish

$$\sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3). \quad (4.50)$$

Oktaedrik urinma kuchlanish

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (4.51)$$

Oktaedrik yuzalardagi urinma kuchlanish bosh urinma kuchlanishlar orqali quyidagicha yoziladi:

$$\tau_{okt} = \frac{2}{3}\sqrt{\tau_{12}^2 + \tau_{23}^2 + \tau_{31}^2}. \quad (4.52)$$

bu yerda

$$\tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}; \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}; \tau_{31} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}. \quad (4.53)$$

Jismning berilgan nuqtasidagi maksimal va minimal urinma kuchlanishlar quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}; \quad \tau_{\min} = -\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \quad (4.54)$$

Agar qaralayotgan qiya yuza bilan bosh yuzalar bir-biri bilan ustma-ust tushsa, bu yuzada urinma kuchlanish nolga teng bo'ladi. Bosh yuzaga ta'sir etuvchi bosh kuchlanishni σ bilan belgilab (4.43) dan quyidagini hosil qilamiz:

$$X_v = \sigma \cdot l; \quad Y_v = \sigma \cdot m; \quad Z_v = \sigma \cdot n.$$

Ushbu ifodani (4.45) ifoda bilan taqqoslab quyidagini hosil qilamiz:

$$\begin{aligned} \sigma \cdot l &= \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; \\ \sigma \cdot m &= \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; \\ \sigma \cdot n &= \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n. \end{aligned} \quad (4.55)$$

Bundan tashqari, analitik geometriyadan ma'lumki yo'naltiruvchi kosinuslar orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$l^2 + m^2 + n^2 = 1 \quad (4.56)$$

Ushbu (4.55) (4.56) tenglamalarda to'rtta noma'lumlar bo'lib: bosh kuchlanish va uning uchta yo'naltiruvchi kosinuslaridir.

Yuqoridagi (4.55) tenglamani quyidagi ko'rinishga keltiramiz:

$$\begin{aligned} (\sigma_x - \sigma)l + \tau_{xy}m + \tau_{xz}n &= 0; \\ \tau_{yx}l + (\sigma_y - \sigma)m + \tau_{yz}n &= 0; \\ \tau_{zx}l + \tau_{zy}m + (\sigma_z - \sigma)n &= 0, \end{aligned} \quad (4.57)$$

Ushbu bir jinsli tenglamalar sistemasi yechimi $l = m = n = 0$, bo'lishi mumkin emas, chunki bu (4.56) shartga ziddir. Hech bo'lmaganda yo'naltiruvchi kosinuslarining birortasi noldan farqli bo'lganda, bu sistemaning boshqa echimlar mavjud bo'lishi uchun sistemaning determinanti nolga teng bo'lishi lozim, ya'ni

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0.$$

Determinantini ochib chiqamiz:

$$(\sigma_x - \sigma)(\sigma_y - \sigma)(\sigma_z - \sigma) + \tau_{yx}\tau_{zy}\tau_{xz} + \tau_{zx}\tau_{xy}\tau_{yz} - (\sigma_y - \sigma)\tau_{zx}^2 - (\sigma_x - \sigma)\tau_{yz}^2 - (\sigma_z - \sigma)\tau_{xy}^2 = 0.$$

Bu ifodagi qavslarni ochib chiqib, bosh kuchlanish σ darajasi bo'yicha gruppalashdan keyin quyidagi kub tenglama hosil bo'ladi:

$$\sigma^3 - J_{1\sigma}\sigma^2 + J_{2\sigma}\sigma - J_{3\sigma} = 0. \quad (4.58)$$

bu yerda

$$\begin{aligned} J_{1\sigma} &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z; \\ J_{2\sigma} &= \sigma_x\sigma_y + \sigma_y\sigma_z + \sigma_z\sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2; \\ J_{3\sigma} &= \sigma_x\sigma_y\sigma_z + 2\tau_{xy}\tau_{yz}\tau_{zx} - \sigma_x\tau_{yz}^2 - \sigma_y\tau_{zx}^2 - \sigma_z\tau_{xy}^2. \end{aligned} \quad (4.59)$$

Bu ifodalarga kuchlanish tenzorining birinchi, ikkinchi va uchinchi invariantlari deyiladi. Ularni bosh kuchlanishlar orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\begin{aligned} J_{1\sigma} &= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3; \\ J_{2\sigma} &= \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1; \\ J_{3\sigma} &= \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot \sigma_3. \end{aligned} \quad (4.60)$$

Xuddi shuningdek, kuchlanishlarning shar tenzori va deviatorining invariantlarini ham quyidagicha yozish mumkin:

$$\begin{aligned} J_{1D\sigma} &= 0; \\ J_{2D\sigma} &= \frac{1}{6} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]; \\ J_{3D\sigma} &= \begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_{o'r} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma_{o'r} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma_{o'r} \end{vmatrix}. \end{aligned} \quad (4.61)$$

Bosh kuchlanish σ ga nisbatan uchinchi darajali, ya'ni kub (4.58) tenglamani yechish natijasida uchta $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ ildizlar aniqlanadi.

Kub (4.58) tenglamani yechishning ikki usulini ko'rib chiqamiz.

1. *Tenglamani (4.58) chap tomonini ko'p hadga ajratish usuli.* Agar (4.58) tenglamani chap tomonini quyidagicha ko'paytuvchilarga ajratish mumkin bo'lsa:

$$(\sigma_v - \sigma_1)(\sigma_v - \sigma_2)(\sigma_v - \sigma_3) = 0, \quad (4.62)$$

unda bu tenglamaning ildizlari juda oson topiladi, ya'ni

$$\sigma_{v1} = \sigma_1; \quad \sigma_{v2} = \sigma_2; \quad \sigma_{v3} = \sigma_3. \quad (4.63)$$

2. Kub (4.58) tenglamani trigonometrik usulda yechish.

(4.58) tenglamaga $\sigma = Y + J_{1\sigma}/3$ almashtirish kiritib, uni quyidagicha yozish mumkin:

$$Y^3 + PY + q = 0. \quad (4.64)$$

bu yerda

$$P = J_{2\sigma} - \frac{J_{1\sigma}^2}{3}; \quad q = -\frac{2}{27}J_{1\sigma}^3 + \frac{1}{3}J_{1\sigma}J_{2\sigma} - J_{3\sigma}. \quad (4.65)$$

Agar diskriminant manfiy, ya'ni $\Delta = P^3 + q^2 < 0$ bo'lsa, (4.60) kub tenglamaning uchala haqiqiy ildizi ham mavjuddir. Ular quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$Y_1 = -2r \cos \frac{\varphi}{3}; \quad Y_2 = 2r \cos \left(60^\circ - \frac{\varphi}{3} \right); \quad Y_3 = 2r \cos \left(60^\circ + \frac{\varphi}{3} \right). \quad (4.66)$$

bunda

$$\cos \varphi = \frac{q}{2r^3}; \quad r = \pm 0,5774 \sqrt{|P|}. \quad (4.67)$$

τ urinma kuchlanishning ishorasi q ning ishorasi bilan bir xil olinadi.

Kub (4.64) tenglama yechimlarining to'g'riligi quyidagi formula yordamida tekshiriladi.

$$Y_1 + Y_2 + Y_3 = 0. \quad (4.68)$$

Bosh kuchlanishlar

$$\sigma' = Y_1 + \frac{J_{1\sigma}}{3}; \quad \sigma'' = Y_2 + \frac{J_{1\sigma}}{3}; \quad \sigma''' = Y_3 + \frac{J_{1\sigma}}{3}, \quad (4.69)$$

formuladan topiladi.

Aniqlangan kuchlanishlarni tegishlicha bosh kuchlanishlar $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ bilan belgilaymiz.

Kub (4.58) tenglama ildizlarining, ya'ni bosh kuchlanishlarning to'g'riligi quyidagi tenglamalar yordamida tekshiriladi.

$$\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3;$$

$$\sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 = \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1; \quad (4.70)$$

$$\sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 = \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3.$$

Yo'naltiruvchi kosinuslar qiymatlarining to'g'riligi, bosh kuchlanishlar vektorlarining ortogonalligidan foydalanib tekshiriladi, ya'ni

$$\begin{cases} l_1 l_2 + m_1 m_2 + n_1 n_2 = 0; \\ l_2 l_3 + m_2 m_3 + n_2 n_3 = 0; \\ l_3 l_1 + m_3 m_1 + n_3 n_1 = 0. \end{cases} \quad (4.71)$$

Agar bosh tekisliklardan biri ma'lum bo'lsa, bosh kuchlanishlarni topish uchun quyidagi formuladan foydalaniladi

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}; \quad \sigma_3 = \sigma_z. \quad (4.72)$$

Bosh o'qlarning holati

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y}, \quad (4.73)$$

formuladan aniqlanadi. Bu formuladan $\alpha_1 = \alpha_0$ va $\alpha_2 = \alpha_0 + 90^\circ$ ikkita burchak topiladi, ya'ni birinchi va ikkinchi bosh o'qlarning holati aniqlanadi.

4.9-§. Umumlashgan Guk qonuni. Deformatsiya komponentlarining kuchlanish komponentlari orqali ifodasi

Kuchlanishlar nazariyasi bilan deformatsiya nazariyasini birgalikda qarash uchun kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi bog'lanishlarni bilish lozim. Bu bog'lanishlar R.Guk qonuni bilan ifodalanadi.

Umumlashgan Guk qonuni fizik qonun bo'lib elastik izotrop jism kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi chiziqli bog'lanishni ifodalaydi. Qurilma materiallari uchun R.Guk qonuni kuchlanish ma'lum chegaradan oshmasa qo'llash mumkin. Bu chegaraga proporsionallik chegarasi deb ataladi.

Klassik elastiklik nazariyasi asosan R.Guk qonuniga tayanadi va jism materiali bir jinsli, ya'ni izotrop deb qaraladi, lekin ko'pgina hollar turli yo'nalishlar bo'yicha turli xil xususiyatlarga ega bo'ladi. Bunday jimslarga anizotrop jismlar deb ataladi.

Umumiy holda anizotrop jismlar uchun deformatsiya komponentlari bilan kuchlanish komponentlari orasidagi bog'lanishlarni quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= a_{11}\sigma_x + a_{12}\sigma_y + a_{13}\sigma_z + a_{14}\tau_{xy} + a_{15}\tau_{yz} + a_{16}\tau_{zx}; \\ \varepsilon_y &= a_{21}\sigma_x + a_{22}\sigma_y + a_{23}\sigma_z + a_{24}\tau_{xy} + a_{25}\tau_{yz} + a_{26}\tau_{zx}; \\ \varepsilon_z &= a_{31}\sigma_x + a_{32}\sigma_y + a_{33}\sigma_z + a_{34}\tau_{xy} + a_{35}\tau_{yz} + a_{36}\tau_{zx}; \\ \gamma_{xy} &= a_{41}\sigma_x + a_{42}\sigma_y + a_{43}\sigma_z + a_{44}\tau_{xy} + a_{45}\tau_{yz} + a_{46}\tau_{zx}; \\ \gamma_{yz} &= a_{51}\sigma_x + a_{52}\sigma_y + a_{53}\sigma_z + a_{54}\tau_{xy} + a_{55}\tau_{yz} + a_{56}\tau_{zx}; \\ \gamma_{zx} &= a_{61}\sigma_x + a_{62}\sigma_y + a_{63}\sigma_z + a_{64}\tau_{xy} + a_{65}\tau_{yz} + a_{66}\tau_{zx}. \end{aligned} \right\} \quad (4.74)$$

Bu formulada a_{mn} jismning elastiklik xususiyatini xarakterlovchi koeffitsientlardir.

Kuchlanish o'zgarmas bo'lgan birdan bir qiymatida ham, bu koeffitsienlarning qiymati qancha katta bo'lsa deformatsiya komponentlari ham shuncha katta bo'ladi.

Umumiy holda anizotrop materiallar uchun R.Guk qonuni matritsa ko'rinishida quyidagicha ifodalanadi:

$$\begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{pmatrix}. \quad (4.75)$$

Bu matritsa simmetrik bo'lgani uchun $a_{mn} = a_{nm}$ jismning elastiklik xususiyatini xarakterlovchi 36 ta koeffitsientlarining 21 tasi noma'lum bo'lib qoladi.

Agar jismning elastik xususiyatlari o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekisliklar bo'yicha simmetrik bo'lsa, bunday jismga ortotrop jismlar deyiladi. Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonunidagi 21 ta koeffitsientlardan

to'qqiztasi qoladi. Ortotrop jismlarda chiziqli nisbiy bo'ylama $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ deformatsiyalar faqat normal $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ kuchlanishlarga bog'liq bo'lib, urinma $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ kuchlanishlarga bog'liq bo'lmaydi. Unda nisbiy burchak deformatsiyalar $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ faqat urinma $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ kuchlanishlarga bog'liq bo'ladi.

Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonuni bir-biriga bog'liq bo'lmagan ikki guruhga ajraladi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= a_{11}\sigma_x + a_{12}\sigma_y + a_{13}\sigma_z; \\ \varepsilon_y &= a_{21}\sigma_x + a_{22}\sigma_y + a_{23}\sigma_z; \\ \varepsilon_z &= a_{31}\sigma_x + a_{32}\sigma_y + a_{33}\sigma_z. \end{aligned} \right\} \quad (4.76)$$

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{xy} &= a_{44}\tau_{xy}; \\ \gamma_{yz} &= a_{55}\tau_{yz}; \\ \gamma_{zx} &= a_{66}\tau_{zx}. \end{aligned} \right\} \quad (4.77)$$

Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonuni matritsa ko'rinishida quyidagicha ifodalanadilar:

$$\begin{vmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \end{vmatrix}; \quad (4.78)$$

$$\begin{vmatrix} \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{44} & 0 & 0 \\ 0 & a_{55} & 0 \\ 0 & 0 & a_{66} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{vmatrix}. \quad (4.79)$$

Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonunidagi elastiklik koeffitsientlari quyidagilarga teng bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} a_{11} &= 1/E_1; & a_{12} &= 1/E_2; & a_{13} &= 1/E_3; \\ a_{12} &= a_{21} = -\mu_{21}/E_2 = -\mu_{12}/E_1; \\ a_{13} &= a_{31} = -\mu_{31}/E_3 = -\mu_{13}/E_1; \\ a_{23} &= a_{32} = -\mu_{32}/E_3 = -\mu_{23}/E_2; \\ a_{44} &= 1/G_{23}; & a_{55} &= 1/G_{13}; & a_{66} &= 1/G_{12}. \end{aligned} \right\} \quad (4.80)$$

Bunda E_1, E_2, E_3 elastiklik modullar mos ravishda x, y, z koordinata o'qlari bo'yicha; $\mu_{12}, \mu_{21}, \mu_{13}, \mu_{31}, \mu_{23}, \mu_{32}$ Puasson koeffitsientlari. Masalan μ_{12} koeffitsienti normal σ_x kuchlanishdan y o'qi bo'yicha hosil bo'lgan nisbiy ko'ndalang deformatsiya miqdorini, μ_{21} normal σ_y kuchlanishdan x o'qi bo'yicha hosil bo'lgan nisbiy ko'ndalang deformatsiya miqdorini xarakterlaydi. Matritsa koeffitsientlari simmetrik bo'lgani uchun Puasson koeffitsientlari bilan elastiklik modullari orasida quyidagi bog'lanish mavjud:

$$\mu_{ij}E_j = \mu_{ji}E_i. \quad (4.81)$$

Bu koeffitsientlar e'tiborga olinsa ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonunini quyidagicha ifodalanadi;

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E_1}\sigma_x - \mu_{21}\frac{1}{E_2}\sigma_y - \mu_{31}\frac{1}{E_3}\sigma_z; \\ \varepsilon_y &= -\mu_{12}\frac{1}{E_1}\sigma_x + \frac{1}{E_2}\sigma_y - \mu_{32}\frac{1}{E_3}\sigma_z; \\ \varepsilon_z &= -\mu_{13}\frac{1}{E_1}\sigma_x - \mu_{23}\frac{1}{E_2}\sigma_y + \frac{1}{E_3}\sigma_z; \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G_{23}}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G_{31}}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G_{12}}. \end{aligned} \right\} \quad (4.82)$$

Agar jism materiali izotrop bo'lsa bu koeffitsientlar soni uchta bo'lishi ma'lum. Ular orasida quyidagicha bog'lanish mavjud:

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}. \quad (4.83)$$

Izotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonuni quyidagicha ifodalanadi:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{1}{E}\sigma_x - \mu\frac{1}{E}\sigma_y - \mu\frac{1}{E}\sigma_z; \\ \varepsilon_y &= -\mu\frac{1}{E}\sigma_x + \frac{1}{E}\sigma_y - \mu\frac{1}{E}\sigma_z; \\ \varepsilon_z &= -\mu\frac{1}{E}\sigma_x - \mu\frac{1}{E}\sigma_y + \frac{1}{E}\sigma_z; \\ \gamma_{yz} &= \frac{\tau_{yz}}{G}; \quad \gamma_{zx} = \frac{\tau_{zx}}{G}; \quad \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G}. \end{aligned} \right\} \quad (4.84)$$

Hajmiy deformatsiya

Elastik jismdan o'lchamlari dx, dy, dz bo'lgan elementar parallelepiped ajratib olamiz (4.12-chizma). Bu element tashqi kuchlar ta'sirida deformatsiyalanganda o'lchamlari o'zgarib $dx + \Delta dx, dy + \Delta dy, dz + \Delta dz$ ga teng bo'ladi. Qaralayotgan elementning deformatsiyagacha hajmi $V_0 = dxdydz$ bo'lib, deformatsiyadan keyingi hajmi $V_1 = (dx + \Delta dx)(dy + \Delta dy)(dz + \Delta dz)$ ga teng bo'ladi.

Elementar jismning nisbiy hajmiy deformatsiyasi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\theta = \frac{V_1 - V_0}{V_0} = \frac{(dx + \Delta dx)(dy + \Delta dy)(dz + \Delta dz) - dxdydz}{dxdydz} = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z.$$

Ushbu formuladan jism elastik deformatsiyalanganda ham elastik-plastik deformatsiyalanganda ham foydalanish mumkin.

Jismning nisbiy hajmiy deformatsiyasini kuchlanishlar orqali ifodalash uchun izotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonunidan foydalanib almashtirishlardan keyin quyidagi ko'rinishga keltirish mumkin:

$$\theta = \frac{1 - 2\mu}{E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) \quad (4.85)$$

4.10-§. MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

1. Mustahkamlik nazariyalari asosiy qoidalar

Amaliyotda inshoot va mashina elementlarini mustahkamlikka hisoblashda albatta ularning murakkab kuchlanish holatida ishlashini e'tiborga olish lozim.

Konstruksiya elementining ixtiyoriy nuqtasining kuchlanganlik holatini chiziqli kuchlanishda bitta, tekis kuchlanishda ikkita, hajmiy kuchlanishda esa uchta bosh kuchlanish bilan aniqlanishini 4.1-paragrafda ko'rib chiqdik.

Konstruksiyaning tekshirilayotgan nuqtasida materialning *chegaraviy kuchlanish holati yoki xavfli holat* deb, bosh kuchlanishlarning proporsional va bir vaqtda ortib borishida, ularning qiymati ma'lum miqdorga yetgan holatiga aytiladi.

Plastik materiallarda *xavfli holat uchun shunday holat qabul qilinadiki, bunda sezilarli qoldiq (plastik) deformatsiyalar jadallasha boshlaydi.*

Mo‘rt materiallar uchun *chegaraviy holat material yemirila boshlangan kuchlanish holati* hisoblanadi.

Konstruksiya elementlarining kuchlanganlik holati qanchalik xavfli ekanligiga baho berishda tajriba yo‘li bilan chegaraviy kuchlanish holatida paydo bo‘ladigan bosh kuchlanishlar qiymatini aniqlash muhim ahamiyatga egadir.

Bir o‘qli cho‘zilish (siqilish) da konstruksiya nuqtasining chegaraviy kuchlanganlik holatini baholash masalasini hal qilish oson ko‘chadi, ya’ni bosh kuchlanishlarning birdan-bir chegaraviy qiymatini tajriba yo‘li bilan aniqlash mumkin. U plastik material uchun oquvchanlik chegarasiga, mo‘rt materiallar uchun mustahkamlik chegarasiga teng deb qaraladi.

Oddiy chiziqli kuchlanish holatida o‘tkazilgan ko‘p sonli tajriba natijalari turli materiallar uchun chegaraviy kuchlanishlar haqida kerakli darajada aniqlik bilan hukm yuritishga imkon beradi.

Murakkab, ya’ni tekis va hajmiy kuchlanish holatida ikkita yoki barcha uchta bosh kuchlanishlar nolga teng bo‘lmaganda yuqoridagidek hukm yuritib bo‘lmaydi. Bunda bosh kuchlanishlar sonning nisbati hamda ishoralari cheklanmagan darajada xilma-xil bo‘lishi mumkin. Shu sababli chegaraviy kuchlanishlarni aniqlash uchun o‘tkaziladigan tajribalarni cheksiz ko‘p sonli o‘tkazish lozim bo‘ladi, bunday tajribalarni o‘tkazish juda murakkab bo‘lib, amalda bajarib bo‘lmaydi.

Murakkab kuchlanish holatini tajriba yo‘li bilan tekshirish uchun mo‘ljallangan hozirgi mavjud texnika vositalari bosh kuchlanishlarning ba’zi xususiy nisbatlari uchungina tajriba o‘tkazish imkonini beradi.

Bu tahlillar natijalari, cho‘zilish va siqilishda o‘tkazilgan tajribalariga asoslanib, konstruksiya elementi materialining biror nuqtasining istalgan kuchlanganlik holatining xavflilik darajasini baholash imkonini beradigan hisoblash usulini yaratish zarurligini taqozo qiladi.

Bu muhim masala *chegaraviy kuchlanish holati nazariyalari* yoki mustahkamlik nazariyalari deb ataladi.

Bu nazariyalarning barchasi quyidagi shartga asoslangan: *ikkita kuchlanish holatiga tegishli bosh kuchlanishlar proporsional ravishda bir xil miqdorga oshirilganda ikkalasi bir vaqtda chegaraviy holatga o'tsa, bunday kuchlanish holatlari teng kuchlanishli va teng xavfli hisoblanadi.*

Bunda ikkala kuchlanish holati uchun mustahkamlikning ehtiyot koeffitsienti bir xil bo'ladi.

Berilgan murakkab holatiga teng mustahkamlikka ega bo'lgan oddiy cho'zilishdagi kuchlanish ekvivalent σ_{ekv} (hisobiy σ_{his}) deb ataladi.

Agar kuchlanishning hisobiy qiymati ma'lum bo'lsa, yuqorida qayd qilingan chegaralarga nisbatan ehtiyotlik koeffitsienti tegishlicha plastik va mo'rt materiallar uchun quyidagiga teng bo'ladi:

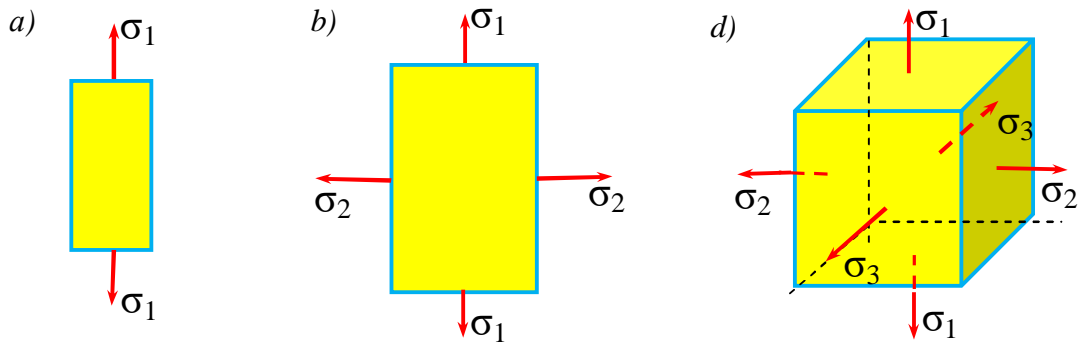
$$n_{oq} = \frac{\sigma_{oq}}{\sigma}; \quad n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma}. \quad (4.86)$$

Teng xavfli kuchlanish holatlaridan biri sifatida tajriba yo'li bilan yaxshi o'rganilgan chiziqli cho'zilish (4.15,a-chizma) boshqasi sifatida xavfli holati aniqlanishi kerak bo'lgan kuchlanish holati olinadi.

4.15,d-chizma kuchlanganlik holati konstruktsiya elementlarining hajmiy kuchlanish $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ holatini tasvirlaydi.

Qabul qilingan shartdan foydalanish uchun ikkita teng xavfli holatlarning bosh kuchlanishlarini ma'lum qoidaga binoan bir-biri bilan bog'lash zarur. Bu esa ikkala o'rganilayotgan hol uchun materialning yemirilish yoki chegaraviy kuchlanish holatiga o'tish sababi aniq bo'lsa, mumkin bo'ladi.

Lekin material yemirilishining haqiqiy sababini aniqlash juda qiyin va u oxirigacha hal qilinmagan masala hisoblanadi.



4.15-chizma. Kuchlanganlik holati turlari.

Bu hol yagona umumiy mustahkamlik nazariyasini yaratish imkonini bermaydi, natijada har biri o'zining chegaraviy kuchlanish holatining paydo bo'lish sababi haqidagi gipotezaga ega bo'lgan ko'p nazariyalar yuzaga keladi. Bunday gipotezaga asosan zarur hisoblash shartlari va o'rganilayotgan kuchlanish holatining (tekis va hajmiy) bosh kuchlanishlarni chiziqli kuchlanishlardagi bosh kuchlanishlar bilan bog'lovchi formulalar tuziladi.

2. Mustahkamlik gipotezalari to'g'risida umumiy tushuncha

Birinchi mustahkamlik nazaryasi murakkab kuchlanish holatidagi jismning chegaraviy holati, unda hosil bo'ladigan eng katta normal kuchlanish, shu jism materialidan yasalgan oddiy namunani cho'zish (siqish) dagi chegaraviy holatiga tegishli bo'lgan normal kuchlanishga yetganda boshlanadi degan gipotezaga asoslanadi.

Bu nazariya G.Galiley nomi bilan bog'liq bo'lib, *eng katta normal kuchlanish nazariyasi* deb ataladi.

Eng katta normal kuchlanishni ekvivalent kuchlanishga teng deb, chegaraviy holatning boshlanish sharti matematik ifodasi quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\sigma_{ekv,I} = \sigma_1 \leq \sigma_0^{ch}; \quad \sigma_{ekv,I} = \sigma_1 \leq \sigma_0^{sq} \quad (4.87)$$

bu yerda, σ_1 -tekshiralayotgan kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlardan eng kattasi;

$\sigma_0^{ch}; \sigma_0^{sq}$ - tegishli chiziqli cho‘zilish, siqilish uchun tajribadan olingan chegaraviy kuchlanish.

Eng katta normal kuchlanish nazariya bo‘yicha mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{ekv,I} = \sigma_1 \leq \gamma_{i.sh} R_{ch}; \quad \sigma_{ekv,I} = \sigma_1 \leq \gamma_{i.sh} R_{sq} \quad (4.88)$$

bu yerda, $\gamma_{i.sh}$ - ish sharoiti koeffitsienti $\gamma_{i.sh} = 0,74 \div 1,0$;

$R_{ch}; R_{sq}$ - oddiy cho‘zilish va siqilishdagi hisobiy qarshilik (2.4-jadval).

Bu nazariyaning asosiy kamchiligi shundan iboratki, unda ikkita bosh kuchlanishlar σ_1, σ_2 va plastik deformatsiya hosil bo‘lishi hisobga olinmaydi. Bu kuchlanishlar material mustahkamligiga katta ta‘sir ko‘rsatadi. Masalan, barcha tomonlari bo‘yicha tekis (gidrostatik) siqilgan sement kub mustahkamlik chegarasidan bir necha marta katta bo‘lgan kuchlanishga yemirilmasdan qarshilik ko‘rsata oladi. Bunday sharoitda boshqa materiallar ham o‘zini shunday tutadi.

Eng katta normal kuchlanish nazariyasi eksperiment natijalarida o‘z tasdig‘ini topmadi. Bu nazariya mo‘rt materiallarni cho‘zishga sinashda qoniqarli natija beradi. Mo‘rt materialni cho‘zganda sezilarli plastik deformatsiya hosil bo‘lmasdan yemiriladi.

Eng katta normal kuchlanish nazariyadan hozirgi davrda foydalanilmaydi, u faqat tarixiy ahamiyatga ega.

Ikkinchi mustahkamlikning nazariyasi *murakkab kuchlanish holatidagi jismning chegaraviy holati unda hosil bo‘ladigan eng katta chiziqli deformatsiya, shu jism materialidan yasalgan oddiy namunani cho‘zish (siqish) dagi chegaraviy holatiga tegishli bo‘lgan chiziqli deformatsiyaga yetganda boshlanadi degan gipotezaga asoslanadi.*

Bu nazariya *eng katta cho‘zilish nazariyasi* degan nom oldi.

Bosh deformatsiyalar $\varepsilon_1 > \varepsilon_2 > \varepsilon_3$ bo‘lganida hajmiy kuchlanish holati uchun qabul qilingan gipotezaga javob beruvchi umumiy shart quyidagicha yoziladi:

$$\varepsilon_{ekv,II} = \varepsilon_1 \leq \varepsilon_0^{ch}; \quad \varepsilon_{ekv,II} = \varepsilon_1 \leq \varepsilon_0^{sq} \quad (4.89)$$

bu yerda, ε_1 -tekshirilayotgan kuchlanish holatidagi eng katta cho‘zilish yoki siqilish deformatsiya; $\varepsilon_0^{ch}, \varepsilon_0^{sq}$ - tegishli bir o‘qli cho‘zilishga sinash tajribasidan olingan nisbiy cho‘zilish va siqilishning chegaraviy qiymatlari.

Chegaraviy ($\sigma = \sigma_0^{ch}$ yoki $\sigma = \sigma_0^{sq}$) holatning boshlanishigacha R.Guk qonuni to‘g‘ri bajarilsin deb faraz qilamiz, unda oddiy cho‘zilish va siqilishda chegaraviy deformatsiya miqdorlarini $\varepsilon_0^{ch} = \sigma_0^{ch}/E$ va $\varepsilon_0^{sq} = \sigma_0^{sq}/E$ formulalardan aniqlanadi. Bu miqdorlarni bosh ε_1 va $|\varepsilon_3|$ bosh deformatsiyalar deb qabul qilib, hajmiy kuchlanganlik holatidagi Guk qonuni asosida (4.89) shartni yoyilgan holda quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma_{ekv,II} = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq \gamma_{i.sh} R_{ch}; \quad \sigma_{ekb,II} = \sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2) \leq \gamma_{i.sh} R_{sq}. \quad (4.90)$$

Tekis kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlar ifodasidan foydalanib, quyidagi shartni yozish mumkin:

$$\sigma_{ekv,II} = \frac{1-2\mu}{2}(\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1+\mu}{2} \sqrt{(\sigma_x + \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (4.91)$$

(4.90) va (4.91) shartlardan $\sigma_{ekv,II}$ qiymati musbat bo‘lgandagina foydalanish mumkinligiga e’tibor berish lozim.

Ikkinchi nazariyaning birinchisidan afzalligi shundaki, unda barcha bosh kuchlanishlar ta’siri hisobga olinadi.

Mo‘rt materiallar (beton, tosh) ning bosim beriladigan toretslariga yog‘ yoki parafin surtib, oddiy siqilishda yemirilishini bu nazariya yordamida tushuntirish mumkin. Bunda materialda siquvchi kuchlarga parallel darzlar paydo bo‘ladi va u yemiriladi. Bu, namuna o‘qiga perpendikulyar yo‘nalishda materialning kengayishiga imkon beruvchi chiziqli deformatsiyalarning o‘sishi bilan tushuntiriladi.

Birinchi nazariya kabi ikkinchisi ham tajriba natijalari bilan yetarli darajada tasdiqlanmaydi, mo‘rt materiallar uchun ko‘proq qo‘l keladi.

Uchinchi mustahkamlikning nazariyasi *murakkab kuchlanish holatidagi jismning chegaraviy holati, unda hosil bo‘ladigan eng katta urinma kuchlanish,*

shu jism materialidan yasalgan oddiy namunani cho‘zish (siqish) dagi chegaraviy holatiga tegishli bo‘lgan urinma kuchlanishga yetganda boshlanadi degan gipotezaga asoslanadi.

Bu nazariya eng katta urinma kuchlanish nazariyasi deb ataladi.

Plastik deformatsiyalar jarayonida siljish va unga mos keluvchi urinma kuchlanishlar ham paydo bo‘lishi tajriba asosida tasdiqlangan, shuning uchun qabul qilingan gipotezani sezilarli plastik deformatsiyalar bilan bog‘lash mumkin.

Ushbu nazariya asosida chegaraviy holat boshlanishning umumiy sharti quyidagi ko‘rinishga ega:

$$\tau_{\max} \leq \tau_0. \quad (4.92)$$

Bu yerda, τ_{\max} -tekshirilayotgan kuchlanish holati uchun eng katta urinma kuchlanishning hisobiy qiymati;

τ_0 -oddiy cho‘zilishga o‘tkaziladigan tajribadan aniqlanadigan urinma kuchlanishning chegaraviy qiymati.

Bu formula Treska–Sen-Venan plastiklik kriteriyasi deb ataladi va plastiklik nazariyasida qo‘llaniladi.

Hajmiy kuchlanish holatida bosh kuchlanishlar orasida $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ bo‘lganda eng katta urinma kuchlanish maksimal va minimal bosh kuchlanishlar farqining yarmi quyidagicha topiladi:

$$\tau_{\max} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2. \quad (4.93)$$

Oddiy cho‘zilishda yoki siqilishda τ_0 kuchlanish quyidagi tenglikdan topiladi:

$$\tau_0 = \sigma_0/2. \quad (4.94)$$

Unda chegaraviy holat boshlanish (4.92) shartni quyidagicha yozish mumkin:

$$\sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_0 \quad (4.95)$$

Eng katta urinma kuchlanish nazariya bo‘yicha mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{ekv,III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (4.96)$$

Tekis kuchlanish holati uchun (4.96) formula bosh kuchlanishlar qiymati qo‘yilgach, quyidagi ko‘rinishni oladi:

$$\sigma_{ekv,III} = \sqrt{(\sigma_z - \sigma_y)^2 + 4\tau_{zy}^2} \leq \gamma_{i.sh}R. \quad (4.97)$$

Amalda ko‘pincha $\sigma_y = 0$ $\sigma_z = \sigma$, $\tau_{zy} = \tau$ hol uchraydi. Bunda $\sigma_z = \sigma$, $\tau_{zy} = \tau$ larni (4.97) qo‘yib, quyidagini olamiz:

$$\sigma_{ekv,III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \gamma_{i.sh}R. \quad (4.98)$$

Ushbu nazariyaning kamchiligi shundaki, hajmiy kuchlanish holatida σ_2 bosh kuchlanishning ta’siri hisobga olinmaydi.

Eng katta urinma kuchlanish nazariyasi cho‘zilishga ham, siqilishga ham bir xil qarshilik ko‘rsatadigan ikki o‘qli $\sigma_1 \geq \sigma_2 > 0$; $\sigma_3 = 0$; va $\sigma_1 > 0$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 < 0$ kuchlanganlik holatidagi plastik materiallar bilan o‘tkazilgan tajriba natijalariga mos keladi.

Xususiyl holda bu nazariya urinma kuchlanish nolga teng bo‘lgan hajmiy kuchlanganlik $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ holatida tasdiqlangan.

3. Mustahkamlikning energetik nazariyasi

Energetik nazariya *murakkab kuchlanish holatidagi jismning chegaraviy holati, unda shakl o‘zgarishidan hosil bo‘ladigan solishtirma potensial energiyasi, shu jism materialidan yasalgan oddiy namunani cho‘zish (siqish) dagi chegaraviy holatiga tegishli bo‘lgan shakl o‘zgarishida solishtirma potensial energiyasiga yetganda boshlanadi degan gipotezaga asoslanadi.*

Energetik nazariya bo‘yicha *chegaraviy holati matematik ifodasi quyidagicha ifodalanadi:*

$$U^{sh} \leq U_0^{sh}, \quad (4.99)$$

bu yeda, U^{sh} - shakl o‘zgarishidagi solishtirma potensial energiya;

U_0^{sh} .- ushbu energiyaning oddiy cho‘zilish yoki siqilishga o‘tkazilgan tajriba natijasida olingan chegaraviy qiymati.

Hajmiy kuchlanish holati uchun potensial energiya quyidagi formuladan topiladi:

$$U = \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) \right] / 2E. \quad (4.100)$$

Hajmiy kuchlanishning umumiy holi uchun deformatsiyani ikkiga bo‘lamiz:

- 1) hajm o‘zgarishi bilan bog‘lik bo‘lgan deformatsiya;
- 2) shakl o‘zgarishiga mos keluvchi deformatsiya.

Unda potensial energiyani quyidagi formula bilan ifodalash mumkin:

$$U = U_v + U_{sh}. \quad (4.101)$$

Buning uchun berilgan kuchlanish holatini (4.16,a-chizma) kuchlanishlar bilan aniqlanadigan ikkita kuchlanish holati (4.16,b-chizma) yig‘indisi ko‘rinishida tasavvur etamiz.

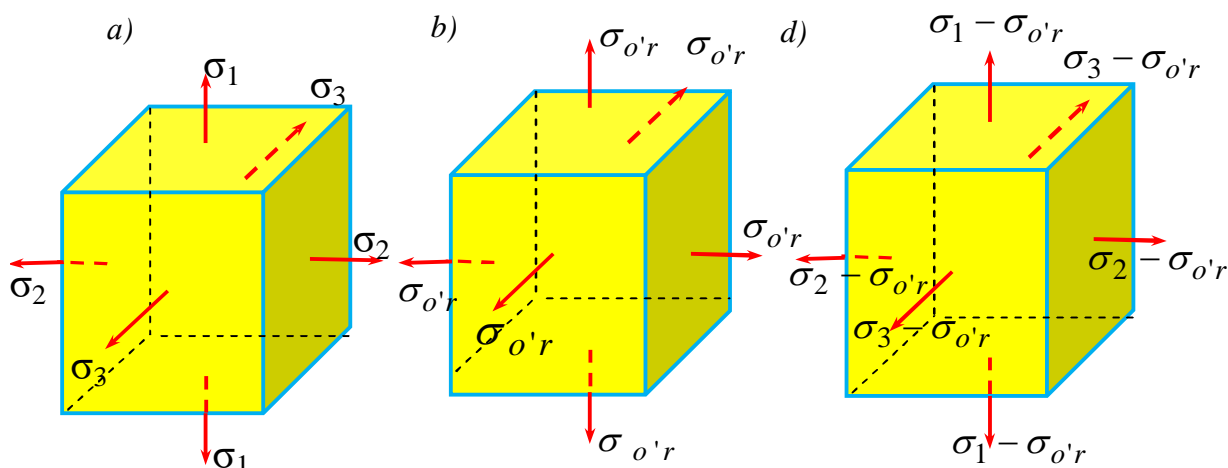
Deylik, ulardan biri gidrostatik cho‘zilishga (siqilishga) mos keladi, bunda kubning barcha tomonlariga bir xil o‘rtacha kuchlanish ta’sir etadi:

$$\sigma_{o'r} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}. \quad (4.102)$$

Bunda kubning barcha qirralari bir xil qiymatga o‘zgarganligidan kub shakli o‘zgarmaydi, balki uning hajmigina o‘zgaradi.

Ikkinchi kuchlanish holatining kuchlanishlarini $\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ lar orqali belgilaymiz. Ular quyidagi tengliklardan topiladi:

$$\sigma'_1 = \sigma_1 - \sigma_{o'r}; \quad \sigma'_2 = \sigma_2 - \sigma_{o'r}; \quad \sigma'_3 = \sigma_3 - \sigma_{o'r}. \quad (4.103)$$



4.16-chizma. Shar va devaztor kuchlanganlik holatlari.

$\sigma'_1, \sigma'_2, \sigma'_3$ kuchlanishlarda hajmning o‘zgarishi nolga tengligini isbotlash qiyin emas.

O'rtacha kuchlanish (4.102) ni hisobga olgan holda (4.103) tenglikdan bu kuchlanishlarning qiymatlarini hajmiy (4.85) deformatsiya formulasiga qo'yib quyidagini hosil qilamiz:

$$\theta = \frac{1-2\mu}{E}(\sigma_1' + \sigma_2' + \sigma_3') = \frac{1-2\mu}{E}\left(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 - 3\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}\right) = 0. \quad (4.104)$$

Shuning uchun $\sigma_1', \sigma_2', \sigma_3'$ kuchlanishlardan jismning faqat shakli o'zgaradi.

Hajm o'zgarishida U_v solishtirma potensial energiyani aniqlash uchun (4.100) formulaga $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ kuchlanishlar o'rniga $\sigma_{o'r}$ ni qo'yamiz. Unda

$$U_v = \frac{1-2\mu}{2E} \cdot 3\sigma_{o'r}^2 \quad (4.105)$$

hosil bo'ladi. (4.105) ifodaga $\sigma_{o'r}$ o'rniga (4.101) tenglikdan uning qiymatini qo'yib quyidagi formulani hosil qilamiz:

$$U_v = \frac{1-2\mu}{6E}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2. \quad (4.106)$$

(4.100) va (4.106) formulalardan U va U_v larning qiymatlarini (4.101) ga qo'yib, ba'zi o'zgartirishlardan so'ng quyidagini topamiz:

$$U_{sh} = \frac{1+\mu}{3E} \left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_2\sigma_3) \right] \quad (4.107)$$

Ushbu formulani osongina quyidagi ko'rinishga keltiramiz:

$$U_{sh} = \frac{1+\mu}{6E} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right] \quad (4.108)$$

Oddiy cho'zilish holi uchun $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ bo'lganda (4.105) formulaga binoan quyidagiga ega bo'lamiz:

$$U_{sh} = \frac{1+\mu}{6E} \cdot 2\sigma_1^2. \quad (4.109)$$

(4.108) va (4.109) formulalarni hisobga olganda (4.102) shart quyidagicha yoziladi:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \right] \leq \sigma_0. \quad (4.110)$$

Bu yerda: σ_0 - oddiy cho'zilishda tajribadan topilgan chegaraviy kuchlanish.

Bu formula Guber-Mizes plastiklik kriteriyasi deb ataladi va plastiklik nazariyasida qo‘llaniladi.

Energetik nazariya **bo‘yicha mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:**

$$\sigma_{ekv,VI} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (4.111)$$

Bu nazariya mustahkamlikka uchta bosh kuchlanishlarning ta‘sirini e‘tiborga oladi va cho‘zilish bilan siqilishga bir xil qarshilik ko‘rsatuvchi plastik materiallar uchun tajribada juda yaxshi tasdiqlangan. Uchinchi mustahkamlik nazariyasi kabi, bu nazariya urinma kuchlanish nolga teng bo‘lgan hajmiy kuchlanganlik $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ holatida tasdiqlangan.

Tekis kuchlanish holatida (4.103) formulasidagi bosh kuchlanishlarni σ_x , σ_y va τ_{zy} lar orqali ifodalab quyidagini olamiz:

$$\sigma_{his} = \sqrt{\left[\left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \right)^2 + 3 \left(\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \right)^2 + 3\tau_{zy}^2 \right]} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (4.112)$$

$\sigma_y = 0$ bo‘lgan xususiy hol uchun $\sigma_z = \sigma$ va $\tau_{zy} = \tau$ bo‘lsa, to‘rtinchi mustahkamlik nazariyasi quyidagicha ifodalanadi.

$$\sigma_{ekv,IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \gamma_{i.sh} R. \quad (4.113)$$

Uchinchi nazariya kabi energetik nazariya ham plastik materiallar bilan o‘tkazilgan tajribalarda yaxshi isbotlanadi va amalda keng qo‘llaniladi. Yuqorida qayd qilingan nazariyalar materialda plastik deformatsiyalar paydo bo‘lish shartini belgilovchi kriteriyalarni belgilab beradi. Shuning uchun bu nazariyalarga asoslangan (4.92) va (4.99) tengsizliklar ba‘zan **plastiklik shartlari** deb ataladi.

Sof siljishda oquvchanlik chegarasini nazariy jihatdan aniqlash uchun energetik nazariyasini qo‘llaymiz. Bunda $\sigma = 0$, $\tau = \tau_{oq}$ bo‘lib, oquvchanlik sharti quyidagi formula bilan ifodalanadi:

$$\sigma_{his} = \sqrt{0 + 3\tau_{oq}^2} = \sigma_{oq}. \quad (4.114)$$

Bundan

$$\tau_{oq} = \frac{\sigma_{oq}}{\sqrt{3}} = 0,58\sigma_{oq}. \quad (4.115)$$

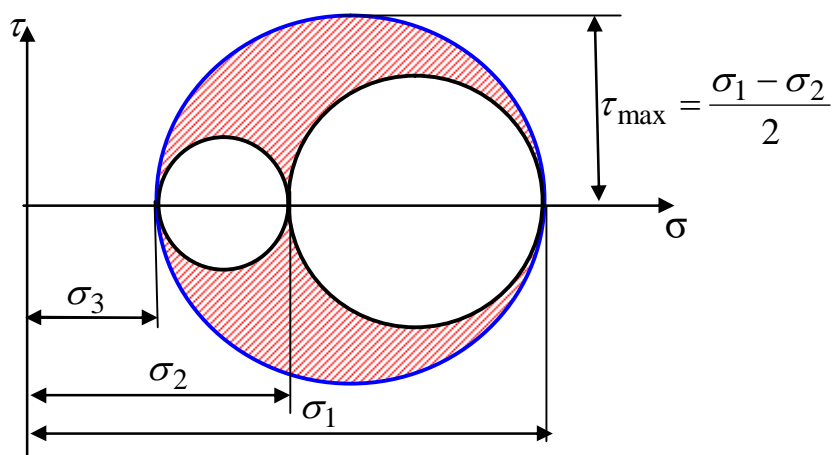
Xuddi shunga o'xshash uchunchi nazariyadan $\tau_{oq} = 0,5\sigma_{oq}$ ni hosil qilish mumkin.

Sof siljishni o'rganishda ko'p materiallar uchun tajriba yo'li bilan τ_{oq} va σ_{oq} lar uchun o'rnatiladigan bog'lanish nisbat orqali ifodalanishi qayd qilingan edi. Bu (4.115) nisbatga mos keladi. Shunday qilib, sof siljish holati uchun energetik nazariya uchunchi nazariyaga nisbatan tajriba natijalariga mos tushadi.

4. Morning mustahkamlik nazariyasi

Yuqorida ko'rib o'tilgan barcha nazariyalarda chegaraviy kuchlanish holati paydo bo'lishining sababini belgilovchi gipoteza sifatida bitta faktor qiymati, masalan, cho'zilish, energiya olingan.

Bayon etilgan nazariyalardan farqli ravishda Mor nazariyasida ayrim gipotezalar emas, balki tajriba natijalari asosida materiallarning mustahkamlik xossalari kuchlanish holati turiga bog'liqligi keltirib chiqariladi. Bunday bog'lanishni olish va isbotlash uchun Mor taklif qilgan kuchlanish doiralariidan foydalaniladi. Ma'lumki, hajmiy kuchlanish holati uchun uchta doira quriladi (4.17-chizma).



4.17-chizma. Mor doiralari.

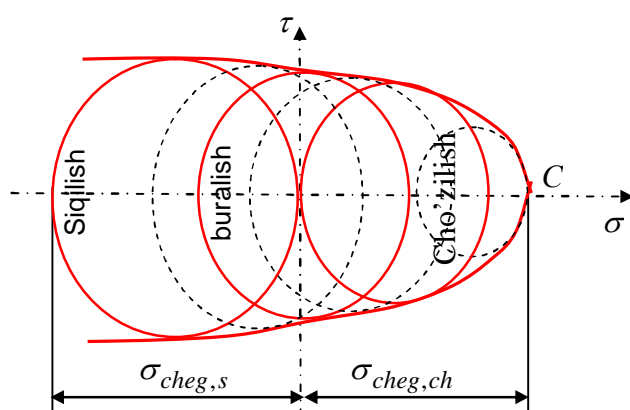
Lekin bu yerda o'tkazilgan tajribalar asosida σ_2 kuchlanish ta'siri hisobga olinmaydi va materialning mustahkamlik xossalari faqat σ_1 va σ_3 kuchlanishlargagina bog'liq deb qaraladi. Shuning uchun uchta doiralardan faqat bittasi, u ham bo'lsa, eng kattasi o'rganiladi. Bu doirani Mor *bosh doira* deb atagan.

σ_1 va σ_3 kuchlanishlar materialning chegaraviy kuchlanish holatini bildirganida unga mos keluvchi bosh doira ham chegaraviy doira deb ataladi.

Misol tariqasida 4.18-chizmada cho'zilish, siqilish va buralishga sinalgan material uchun uchta chegaraviy doira tasvirlangan. Bunda $\sigma_{cheg,s}$ bilan belgilangan siqilishdagi chegaraviy kuchlanish cho'zilishdagi chegaraviy kuchlanish $\sigma_{cheg,ch}$ dan katta, ya'ni $\sigma_{cheg,s} > \sigma_{cheg,ch}$.

Agar bu doiralar uchun chegaraviy o'rovchi chiziq deb ataladigan chiziq o'tkazsak, u umumiy holda egri chiziqdan iborat bo'ladi va σ o'qini biror C nuqtaga kesib o'tadi.

Bu nuqta C nuqtaning absissasi bilan aniqlanadigan chegaraviy kuchlanishni har tomonlama cho'zilishiga mos keladi (4.18-chizmaga qarang). Bu holda Mor doirasi nuqtaga aylanadi, chunki $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ kuchlanishlar bir-biriga tengdir.



4.18-chizma. Bosh kuchlanishlari turlicha bo'lgan chegaraviy doiralarni o'rab turuvchi egri chiziq.

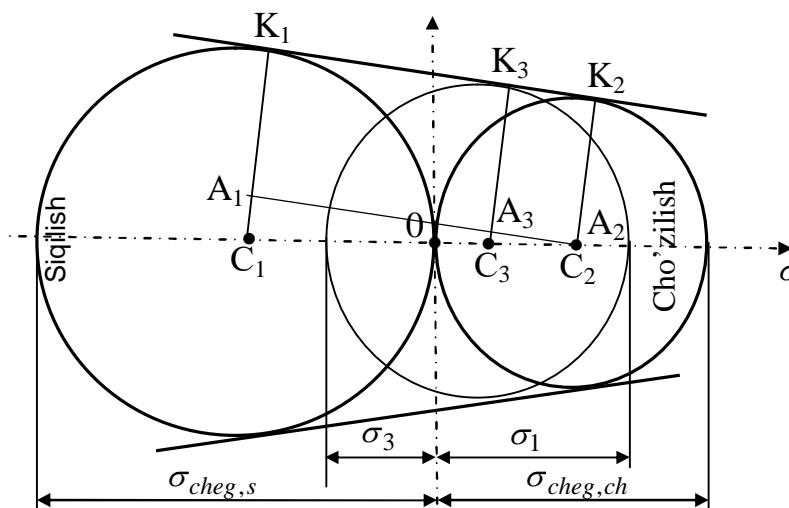
Shunday qilib, bir necha chegaraviy doiralar va ularni o'rovchi egri chiziq mavjud bo'lsa, bosh doirasi o'rovchi egri chiziqqa urinib turadigan kuchlanish holati ham chegaraviy bo'ladi.

4.18-chizmada bosh kuchlanishlarni turlicha bo‘lgan chegaraviy doiralalar to‘plami punktir bilan tasvirlangan. Rasmdan ko‘rinib turibdiki, o‘rovchi egri chiziq kuchlanish holati ko‘rinishiga qarab, bu kuchlanishlar orasidagi bog‘lanishni aniqlaydi.

Turli kuchlanish holatlari turlicha bo‘lgan chegaraviy doiralarni haqiqiy egri chiziqni olish mumkin emas, chunki buning uchun mazkur kuchlanish holatlari tajriba yo‘li bilan tekshirish lozim bo‘ladi. Shuning uchun amalda o‘rovchi egri chiziqni cho‘zilish va siqilishga o‘tkazilgan tajriba natijalari asosida qurilgan ikkita bosh aylanaga urinib o‘tuvchi to‘g‘ri chiziq bilan almashtiriladi (5-chizma). Bu to‘g‘ri chiziqlar mustahkamlik holatining chegaralari hisoblanadi. Shu bilan birga ular bosh doirasi bu to‘g‘ri chiziqlarga urinadigan har qanday kuchlanish holatining σ_1 va σ_3 kuchlanishlari orasidagi chiziqli bog‘lanishni belgilaydi:

$$\sigma_1 = a + b\sigma_3. \quad (4.116)$$

Ushbu (4.116) ifoda $\Delta A_3C_3C_2$ va $\Delta A_1C_1C_2$ uchburchaklar o‘xshashligidan kelib chiquvchi oddiy geometrik nisbatlar asosida keltirib chiqariladi (4.19-chizma).



4.19-chizma. Bosh kuchlanishlari turlicha bo‘lgan chegaraviy doiralarga urinib o‘tuvchi to‘g‘ri chiziq.

Bu uchburchaklar asosida quyidagi nisbatni yozish mumkin:

$$\frac{A_3C_3}{C_2C_3} = \frac{A_1C_1}{C_1C_2}. \quad (4.117)$$

Bu yerda

$$\left. \begin{aligned} A_3C_3 &= K_3C_3 - K_2C_2 = \frac{\sigma_1 + |\sigma_3|}{2} - \frac{\sigma_{cheg,ch}}{2}; \\ C_2C_3 &= 0C_2 - 0C_3 = \frac{\sigma_{cheg,ch}}{2} - \frac{\sigma_1 - |\sigma_3|}{2}; \\ A_1C_1 &= K_1C_1 - K_2C_2 = \frac{|\sigma_{cheg,s}|}{2} - \frac{\sigma_{cheg,ch}}{2}; \\ C_1C_2 &= 0C_1 - 0C_2 = \frac{|\sigma_{cheg,s}|}{2} + \frac{\sigma_{cheg,ch}}{2}. \end{aligned} \right\} \quad (4.118)$$

(4.118) dagi qiymatlarni (4.116) ifodaga qo'yib, uncha murakkab bo'lmagan o'zgartirishlardan so'ng (4.115) ifodani olish mumkin. So'nggi ifoda cho'zilish va siqilish holatlari uchun bir xil kuchga ega bo'lganligidan, istalgan σ_1 va σ_3 lar uchun yuqorida qayd qilingan o'zgartirishlarsiz a va b koeffitsientlarni aniqlash mumkin.

Cho'zilishda $\sigma_3 = 0$, $\sigma_1 = \sigma_{cheg,ch}$ bo'lgani uchun, bu qiymatlarni (4.115) ifodaga qo'yib, $a = \sigma_{cheg,ch}$ ekanligini topamiz.

Siqilishda $\sigma_1 = 0$, $\sigma_3 = -\sigma_{cheg,s}$ bo'lgani uchun $\sigma_{cheg,ch} - b\sigma_{cheg,s} = 0$ tenglik hosil bo'ladi, bu tenglikdan koeffitsientni $b = -\frac{\sigma_{cheg,ch}}{\sigma_{cheg,s}}$ tengligi aniqlandi.

Aniqlangan bu koeffitsientni (4.113) ifodaga qo'yib quyidagi tenglikni hosil qilamiz:

$$\sigma_1 - \frac{\sigma_{cheg,ch}}{\sigma_{cheg,s}} \sigma_3 = \sigma_{cheg,ch}. \quad (4.119)$$

Mor mustahkamlik nazariyasi bo'yicha mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{ekv,M} = \sigma_1 - K\sigma_3 \leq \gamma_s R. \quad (4.120)$$

Bu yerda, R -cho'zilishdagi hisobiy qarshilik;

$K = \frac{\sigma_{cheg,ch}}{\sigma_{cheg,s}}$ materialning cho'zilish va siqilishga qarshiligi turlicha ekanligini

hisobga oluvchi koeffitsient.

Xulosa

1. Agar tekis kuchlanganlik holatida $K = 0$ ga teng bo'lsa, (4.120) formula birinchi nazariyaga to'g'ri keladigan natijani beradi;

2. Agar $K = \mu$ ga teng bo'lsa, ikkinchi nazariyaga to'g'ri keladigan natijani beradi;

3. Agar $K = 1$ ga teng bo'lsa, uchinchi nazariyaga to'g'ri keladigan natijani beradi va bosh doiralarga urinmalar o'qiga parallel o'tadi.

Masalalar

4.1-masala. Elastik jismning biror nuqtasida quyidagi kuchlanish komponentlari berilgan:

$$\sigma_x = 50 \text{ MPa}; \sigma_y = 0; \sigma_z = -30 \text{ MPa}; \tau_{xy} = 50 \text{ MPa}; \tau_{yz} = -70 \text{ MPa}; \tau_{zx} = 8 \text{ MPa}.$$

Qiya yuza normal holatini aniqlovchi yo'naltiruvchi kosinuslari $l = m = \frac{1}{2}$; $n = \frac{1}{\sqrt{2}}$ bo'lgan yuzada to'la, normal va urinma kuchlar aniqlansin?

Yechish. Qiya yuzadagi to'la kuchlanishning tashkil etuvchilarini o'zaro perpendikulyar tekisliklardagi kuchlanishlar orqali (4.45) formuladan aniqlanadi:

$$X_v = 50 \cdot \frac{1}{2} + 50 \cdot \frac{1}{2} + 80 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = 50 + \frac{80}{\sqrt{2}};$$

$$Y_v = 50 \cdot \frac{1}{2} + 0 \cdot \frac{1}{2} - 70 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = 25 - \frac{70}{\sqrt{2}};$$

$$Z_v = 80 \cdot \frac{1}{2} - 70 \cdot \frac{1}{2} - 30 \cdot \frac{1}{\sqrt{2}} = 5 - \frac{30}{\sqrt{2}}.$$

To'la kuchlanishni (4.46) formuladan topamiz:

$$P_v = \sqrt{\left(50 + \frac{80}{\sqrt{2}}\right)^2 + \left(25 - \frac{70}{\sqrt{2}}\right)^2 + \left(5 - \frac{30}{\sqrt{2}}\right)^2} = 111 \text{ MPa}.$$

Normal kuchlanishni (4.47) formuladan aniqlaymiz:

$$\sigma_v = \left(50 + \frac{80}{\sqrt{2}}\right) \frac{1}{2} + \left(25 - \frac{70}{\sqrt{2}}\right) \frac{1}{2} + \left(5 - \frac{30}{\sqrt{2}}\right) \frac{1}{2} = 54 \text{ MPa}.$$

Urinma kuchlanishni (4.46) formuladan topamiz:

$$\tau_v = \sqrt{(111)^2 - (54)^2} = 97 \text{ MPa}.$$

4.2-Masala. Jismning biror-bir nuqtasida quyidagi kuchlanish komponentlari ma'lum bo'lsa:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 180 \text{ MPa}; & \sigma_y &= 180 \text{ MPa}; & \sigma_z &= -60 \text{ MPa}; \\ \tau_{xy} &= -60 \text{ MPa}; & \tau_{yz} &= 120 \text{ MPa}; & \tau_{zx} &= -60 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

bosh kuchlanish qiymati va ularning yo'nalishlari aniqlansin?

Yechish.

1. Kuchlanish tenzori $J_{1\sigma}$; $J_{2\sigma}$; $J_{3\sigma}$ invariantlarini (4.59) formuladan aniqlaymiz:

$$\begin{aligned}J_{1\sigma} &= \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = 180 + 180 - 60 = 300 \text{ MPa}; \\ J_{2\sigma} &= \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 = \\ &= 32400 - 10800 - 10800 - 3600 - 14400 - 3600 = -10800 (\text{MPa})^2; \\ J_{3\sigma} &= \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 = \\ &= -1944000 + 864000 - 2592000 - 648000 + 216000 = -4104000 (\text{MPa})^3.\end{aligned}$$

2. Kub (4.64) tenglamaning koeffitsientlarini (4.65) formuladan topamiz:

$$\begin{aligned}P &= J_{2\sigma} - \frac{J_{1\sigma}^2}{3} = -10800 - \frac{(300)^2}{3} = -40800 (\text{MPa})^2; \\ q &= -\frac{2}{27} J_{1\sigma}^3 + \frac{1}{3} J_{1\sigma} \cdot J_{2\sigma} - J_{3\sigma} = -\frac{2}{27} (300)^3 + \frac{1}{3} 300(-10800) - \\ &= -(-410400) = 1024000 (\text{MPa})^3; \\ \Delta &= P^3 + q^2 = (-40800)^3 + (1024000)^2 = -66868736 \cdot 10^6 < 0.\end{aligned}$$

bo'lgani uchun (4.64) kuch tenglamaning uchala ildizi ham mavjud.

3. Kub (4.64) tenglamaning ildizlarini aniqlaymiz.

$$\begin{aligned}r &= \pm 0,5774 \sqrt{|-40800|} = \pm 0,5774 \cdot 201,99009. \\ \cos \varphi &= \frac{q}{2r^3} = \frac{1024000}{3172850} = 0,322738; & \varphi &= 71^{\circ}12'; & \frac{\varphi}{3} &= 23^{\circ}44';\end{aligned}$$

$$\cos \frac{\varphi}{3} = \cos 23^{\circ}44' = 0,9155;$$

$$\cos \left(60^{\circ} - \frac{\varphi}{3} \right) = \cos 36^{\circ}16' = 0,8062; \quad \cos \left(60^{\circ} + \frac{\varphi}{3} \right) = \cos 83^{\circ}44' = 0,1083.$$

ekanligini e'tiborga olib, (4.66) formuladan

$$Y_1 = -2r \cos 23^{\circ}44' = -213,54782; \quad Y_2 = 2r \cos 36^{\circ}16' = 188,05271;$$

$$Y_3 = 2r \cos 83^{\circ}44' = 25,49541.$$

Kub tenglama yechimlarining to'g'riligini (4.70) formula yordamida tekshirib ko'ramiz.

$$-213,54782 + 188,05271 + 25,49511 = 0; \quad -213,54782 + 213,54782 = 0.$$

Bosh kuchlanishlarni (4.69) formuladan topamiz.

$$\sigma^I + Y_1 + \frac{J_{1\sigma}}{3} = -213,54782 + 100 = -113,54782;$$

$$\sigma^{II} + Y_2 + \frac{J_{1\sigma}}{3} = 188,05271 + 100 = 288,05271;$$

$$\sigma^{III} + Y_3 + \frac{J_{1\sigma}}{3} = 25,49511 + 100 = 125,49511.$$

Bu kuchlanishlarni $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ bilan belgilash asosida quyidagicha yozish mumkin,

$$\sigma_1 = 288,05272 \text{ MPa}; \quad \sigma_2 = 125,49511 \text{ MPa}; \quad \sigma_3 = -113,54782 \text{ MPa}.$$

Kub (4.64) tenglama ildizlarining to'g'riligini (4.68) formula yordamida tekshiramiz,

$$A. \quad 300 = 288,05272 + 125,49514 - 113,54782 \quad 300 = 300.$$

$$B. \quad -10800 = 288,05272 \cdot (125,4954) + 125,49511 \cdot (-113,54782) + (-113,54782)(288,05272); \quad -10800 = -10809,39.$$

$$\text{xatosi } \frac{10800 - 10809,39}{10800} \cdot 100\% = 0,087\%.$$

$$V. \quad -4104000 = 288,05272(-113,54782)125,49514; \quad -4104000 = -4104664.$$

$$\text{xatosi } \frac{4104000 - 4104664}{4104000} \cdot 100\% = 0,018\%.$$

4. Bosh tekisliklarning yo'naltiruvchi kosinuslarini topamiz.

Buning uchun (4.61) tenglamaning ikkitasiga navbat bilan $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ kuchlanishlarning qiymatini qo'yamiz va uchinchi tenglama sifatida (4.62) ni ishlatamiz.

$$(180 - 288,05272)l_1 + (-60)m_1 + (-60)n_1 = 0;$$

$$(-60)l_1 + (180 - 288,05272)m_1 + 120n_1 = 0; \quad l_1^2 + m_1^2 + n_1^2 = 1.$$

Bu tenglamalar sistemasining yechimlari:

$$l_1 = 0,59611; \quad m_1 = -0,72171; \quad n_1 = -0,35181.$$

Yo'naltiruvchi kosinuslar l_2, m_2, n_2 topamiz.

$$(180 - 125,49511)l_2 + (-60)m_2 + (-60)n_2 = 0;$$

$$(-60)l_2 + (180 - 125,49511)m_2 + 120n_2 = 0;$$

$$l_2^2 + m_2^2 + n_2^2 = 1.$$

Bu tenglamalar sistemasining yechimlari:

$$l_2 = 0,79415; \quad m_2 = 0,59426; \quad n_2 = 0,12715.$$

Tekshirish:

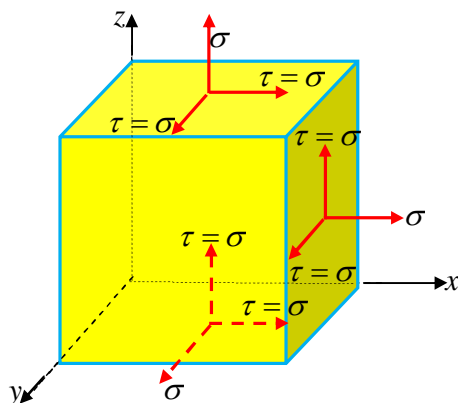
$$l_1 l_2 + m_1 m_2 + n_1 n_2 = 0; \quad 0,47341 - 0,42888 - 0,04473 = 0; \quad 0,00022 \approx 0.$$

Xuddi shuningdek qolgan yo'naltiruvchi kosinuslar ham topiladi.

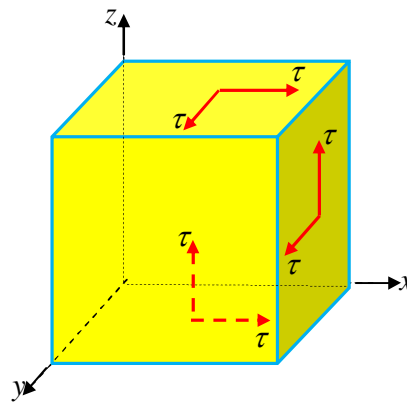
4.3-masala. 4.20-chizmada ko'rsatilgan parallelepipedning tomonlaridagi kuchlanish komponentlari bir biriga teng, ya'ni $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z$; $\tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = \sigma$ bo'lsa, bosh kuchlanishlar aniqlansin?

Javobi: $\sigma_1 = 3\sigma$; $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$.

Ko'rsatma. Kuchlanish tenzorining invariantlari J_1, J_2, J_3 topilib (4.64) kub tenglamaga qo'yilsin va u tenglama yechilsin.



4.20-chizma. Hajmiy kuchlanish holatidagi parallelepiped.



4.21-chizma. Tekis kuchlanish holatidagi parallelepiped.

4.4-masala. 4.21-chizmada ko'rsatilgan kuchlanish holati uchun bosh kuchlanishlar aniqlansin?

Javobi: $\sigma_1 = 2\tau; \sigma_2 = \sigma_3 = -\tau; l_1 = m_1 = n_1 = \frac{1}{\sqrt{2}}.$

4.5-masala. Jismning ma'lum bir nuqtasida quyidagi kuchlanishlar sistemasi berilgan:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 50 \text{ MPa}; & \sigma_y &= 0; & \sigma_z &= 110 \text{ MPa}; \\ \tau_{xy} &= 30 \text{ MPa}; & \tau_{yz} &= -30 \text{ MPa}; & \tau_{zx} &= -80 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

Koordinata o'qlariga nisbatan yo'naltiruvchi kosinuslari bir-biriga teng bo'lgan qiya yuzadagi to'la, normal va urinma kuchlanishlar topilsin?

Javobi: Qaralayotgan yuza kuchlanishlardan holi.

4.6-Masala. Jismning ma'lum bir nuqtasida quyidagi kuchlanishlar sistemasi berilgan:

$$\sigma_x = \sigma_y = 50 \text{ MPa}; \sigma_z = -100 \text{ MPa}; \tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0.$$

Shu nuqtadan o'tuvchi oktaedrik yuzalardagi to'la, normal va urinma kuchlanishlar topilsin?

Javobi:

$$\sigma_1 = \sigma_2 = 50 \text{ MPa}; \sigma_3 = -100 \text{ MPa}; \sigma_{okt} = 0; \tau_{okt} = 50\sqrt{2} \text{ MPa}.$$

4.7-Masala. Agar $\sigma_y = 100\sqrt{3}$ deb qabul qilinsa 4-masalaning javobi qanday o'zgaradi?

$$\text{Javobi: } P_v = 100 \text{ MPa}; \sigma_v = 100/\sqrt{3} \text{ MPa}; \tau_v = \sigma_v \cdot \sqrt{2}.$$

4.8-masala. Jismning biror-bir nuqtasida kuchlanish tenzori ma'lum bo'lsa:

$$T_\sigma = \begin{vmatrix} 10 & 0 & 15 \\ 0 & 20 & -15 \\ 15 & -15 & 0 \end{vmatrix}.$$

Uni kuchlanishlarning shar tenzori hamda deviatoriga ajratilsin va kuchlanish deviatori ikkinchi invarianti hisoblansin?

$$\text{Javobi: } J_{2D\sigma} = -55 \text{ MPa}.$$

4.9-masala. Jismning ma'lum bir nuqtasida kuchlanish tenzori birinchi invarianti $J_{1\sigma} = 30 \text{ MPa}$ va kuchlanish deviatori berilgan:

$$D_{\sigma} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & -15 \\ 0 & 10 & 15 \\ -15 & 15 & -10 \end{pmatrix}.$$

Shu nuqtadagi bosh kuchlanishlarni topish uchun asosiy tenglama tuzilsin?

4.10-masala. Jismning biror-bir nuqtasida quyidagi kuchlanishlar komponentlari ma'lum bo'lsa:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 20 \text{ MPa}; & \sigma_y &= 15 \text{ MPa}; & \sigma_z &= 60 \text{ MPa}; \\ \tau_{xy} &= 10 \text{ MPa}; & \tau_{yz} &= 20 \text{ MPa}; & \tau_{zx} &= -10 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ qiymati aniqlansin.

$$\text{Javobi: } \sigma_1 = 68,86 \text{ MPa}; \quad \sigma_2 = 26,14 \text{ MPa}; \quad \sigma_3 = 0.$$

4.11-masala. Jismning biror-bir nuqtasida quyidagi kuchlanishlar komponentlari ma'lum bo'lsa:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= 6 \text{ MPa}; & \sigma_y &= 9 \text{ MPa}; & \sigma_z &= 0; \\ \tau_{xy} &= -2 \text{ MPa}; & \tau_{yz} &= \tau_{zx} &= 0. \end{aligned}$$

Bosh kuchlanishlar $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ qiymati va ularning yo'nalishlari, ya'ni yo'naltiruvchi kosinuslari aniqlansin. Bosh urinma kuchlanishlar qiymati aniqlansin?

Javobi:

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 10 \text{ MPa}; & \sigma_2 &= 5 \text{ MPa}; & \sigma_3 &= 0; \\ l_1 &= 0,447; & m_1 &= 0,894; & n_1 &= 0; \\ l_2 &= 0,894; & m_2 &= 0,447; & n_2 &= 0; \\ l_3 &= 0; & m_3 &= 0; & n_3 &= 1; \\ \tau_{\max} &= 5 \text{ MPa}; & \tau_{\min} &= \tau_{12} = \tau_{23} &= 2,5 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

4.12-masala. Oktaedrik urinma kuchlanishlarning kvadrati, kuchlanishlar deviatorining ikkinchi invariantini $(-2/3)$ songa ko'paytmasiga teng ekanligi ko'rsatilsin.

$$\tau_{okt}^2 = -\frac{2}{3} J_{2D\sigma}.$$

4.13-masala. Oktaedrik urinma kuchlanishning kvadrati, kuchlanish tenzorining birinchi va ikkinchi invariantlari orqali quyidagicha yozilishi ko'rsatilsin?

$$\tau_{okt}^2 = \frac{2}{9} [J_{1\sigma}^2 - 3J_{2\sigma}]$$

4.14-masala. Bosh o'qlarda yozilgan (ya'ni $S_1 = \sigma_1 - \sigma_{o'r}, \dots$), kuchlanishlar deviatorining komponentlarini, kuchlanish intensivligi orqali quyidagicha yozish mumkinligi isbotlansin.

$$S_1 = \frac{2}{3} \sigma_i \cos\left(\omega_\sigma - \frac{\pi}{3}\right); \quad S_2 = \frac{2}{3} \sigma_i \cos\left(\omega_\sigma + \frac{\pi}{3}\right);$$

$$S_3 = -\frac{2}{3} \sigma_i \cos \omega_\sigma;$$

$$\cos 3\omega_\sigma = \frac{27 J_{3D\sigma}}{2 \sigma_i^3}; \quad \text{yoki} \quad \sqrt{3} \operatorname{tg} \omega_\sigma = -\frac{S_1 - S_2}{S_3}.$$

4.15-masala. Umumlashgan Guk qonuni va nisbiy hajmiy deformatsiyadan foydalanib, hajmiy Guk qonuni $\sigma_{o'r} = K\theta$ ekanligini toping.

4.16-masala. Izotrop jism uchun umumlashgan Guk qonunidan foydalanib hajmiy o'zgarish qonunini va po'lat namunaning oddiy cho'zilishdagi hajmi nisbiy deformatsiyasini aniqlang agar namuna uchun $[\sigma] = 160 \text{ MPa}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$; $\mu = 0,25$.

Javobi: $\theta = 4 \cdot 10^{-4}$.

4.17-masala. Tekis kuchlanganlik holati uchun umumlashgan Guk qonunining teskari ifodasi aniqlasin.

4.18-masala. Hajmiy kuchlanganlik holatidagi element uchun $\sigma_1 = 100 \text{ N/sm}^2$; $\sigma_2 = 120 \text{ N/sm}^2$; $\sigma_3 = 300 \text{ N/sm}^2$;

$$E = 1 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2; \quad \mu = 0,32.$$

Bosh deformatsiyalar aniqlansin?

4.19-masala. Alyuminiydan yasalgan elementar kubik absolyut qattiq ikkita qo'zg'almas devor orasiga joylashtirilib ustki va ostki tomonlari yuzasi bo'yicha

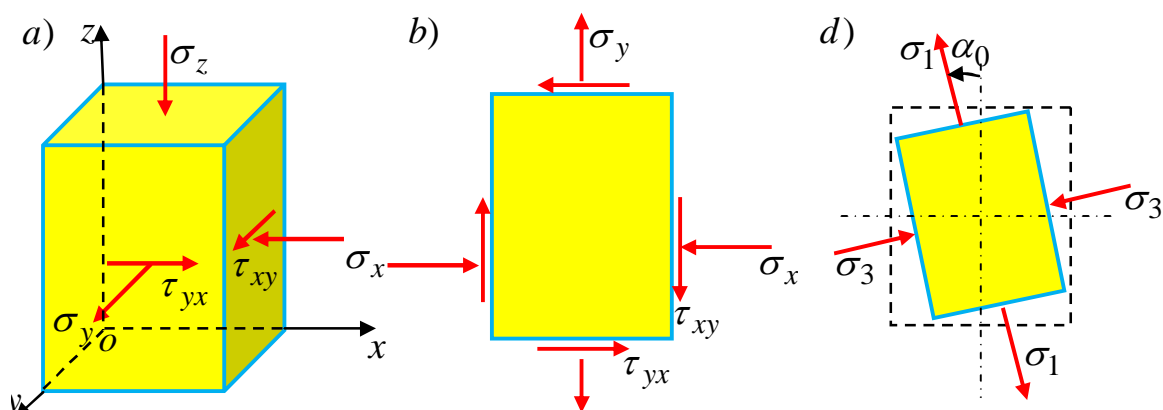
tekis taralgan $q = 8 \cdot 10^7 \text{ N/m}^2$ kuch ta'sir etadi. Berilganlar $E = 0,7 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$; $\mu = 0,32$.

Bosh kuchlanishlar va deformatsiyalar aniqlansin?

$$\sigma_1 = -24 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2; \quad \sigma_2 = 0; \quad \sigma_3 = -8 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2;$$

Javobi: $\varepsilon_1 = 0; \quad \varepsilon_2 = 4,4 \cdot 10^{-5} \text{ N/sm}^2; \quad \varepsilon_3 = -118,3 \cdot 10^{-5}$.

4.20-masala. Kulrang SCH25 cho'yandan yasalgan konstruksiyaning xavfli kesimidan ajratib olingan elementning tomonlariga kuchlanishlar $\sigma_x = -30 \text{ MPa}; \sigma_y = 50 \text{ MPa}; \sigma_z = -70 \text{ MPa}; \tau_{xy} = 20 \text{ MPa}; \tau_{yx} = -20 \text{ MPa}$ ta'sir etadi (4.22-chizma). Elementning mustahkamligi tekshirilsin.



4.22-chizma. Konstruksiya elementining kuchlanganlik holati.

Yechish. Masalaning shartidan ko'rinadiki, normali z o'qiga parallel bo'lgan yuzada urunma kuchlanish bo'lmaganligi sababli bu yuz bosh yuz bo'ladi (4.22,a-chizma). Koordinata tekisligidagi xOz ikkita yuzaning kuchlanganlik holatini o'rganib chiqamiz (4.22,b-chizma).

Bu yuzalardagi bosh kuchlanishlarni aniqlaymiz:

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = \frac{-30 + 50}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{-30 - 50}{2}\right)^2 + 20^2}.$$

Bundan

$$\sigma_{\max} = 10 + 44,7 = 54,7 \text{ MPa}; \quad \sigma_{\min} = 10 - 44,7 = -34,7 \text{ MPa}.$$

Demak bosh kuchlanishlarni quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_1 = 54,7 \text{ MPa}; \quad \sigma_2 = -34,7 \text{ MPa}; \quad \sigma_3 = -70 \text{ MPa}.$$

Aniqlangan natijalarning to'g'riligini normal kuchlanishlar yig'indilarining tenglik shartidan foydalanib tekshirib ko'ramiz:

$$\begin{aligned}\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z &= \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = const; \\ -30 + 50 - 70 &= 54,7 - 34,7 - 70; \quad -50 = -50; \quad 0 = 0.\end{aligned}$$

Bosh yuzalar holatini aniqlaymiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_{xy}}{\sigma_x - \sigma_y} = \frac{-2 \cdot 20}{-30 - 50} = 0,5; \quad 2\alpha_0 = 26,6^\circ; \quad \alpha_0 = 13,3^\circ.$$

Aniqlangan burchak musbat bo'lganligi uchun soat millari yo'nalishiga teskari tomonga qaralayotgan xOz tekislikda berilgan katta normal kuchlanish yo'nalishidan o'lchab qo'yiladi, ya'ni σ_y yo'nalishidan (4.22,d-chizma).

Mustahkamlikka tekshirish.

Mo'rt materiallar uchun ehtiyotlik koeffitsientini $n_b = 2,5 \div 5$ orasida ekanligi tavsiya etilgan. Cho'yan uchun ehtiyotlik koeffitsientini $n_b = 3$ teng deb tanlab olamiz. Cho'yan cho'zilishga va siqilishga turlicha qarshilik ko'rsatganligi uchun ruxsat etilgan kuchlanishlari quyidagiga teng:

$$[\sigma_{ch}] = \frac{\sigma_{v,ch}}{n_v} = \frac{250}{3} = 83 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{sq}] = \frac{\sigma_{v,sq}}{n_v} = \frac{980}{3} = 327 \text{ MPa}.$$

Birinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan:

$$\sigma_{ekv,I} = \sigma_1 = 54,7 \text{ MPa} < 83 \text{ MPa}; \quad \sigma_{ekv,I} = \sigma_3 = -70 \text{ MPa} < 327 \text{ MPa}.$$

Demak mustahkamlik taminlangan.

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan:

$$\begin{aligned}\sigma_{ekv,II} &= \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) = 54,7 - 0,25 \cdot (-34,7 - 70) = 80,9 \text{ MPa} < 83 \text{ MPa}; \\ \sigma_{ekv,II} &= \sigma_3 - \mu(\sigma_1 + \sigma_2) = -70 - 0,25 \cdot (54,7 - 34,7) = -75 \text{ MPa} < 327 \text{ MPa}.\end{aligned}$$

Demak mustahkamlik taminlangan.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan:

$$\sigma_{ekv,III} = \sigma_1 - \sigma_3 = 54,7 - (-70) = 124,7 \text{ MPa} < 83 \text{ MPa}.$$

Demak mustahkamlik taminlanmagan.

To'rtinchi mustahkamlik nazariyasiga asosan:

$$\sigma_{ekv,IV} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} =$$

$$= \sqrt{\frac{1}{2}[(54,7 + 34,7)^2 + (-34,7 + 70)^2 + (-70 - 54,7)^2]} = 11 \text{ MPa} > 83 \text{ MPa}.$$

O.Mor mustahkamlik nazariyasiga asosan:

$$\sigma_{ekv,V} = \sigma_1 - \frac{\sigma_{v,ch}}{\sigma_{v,sq}} \sigma_3 = 54,7 - \frac{250}{980}(-70) = 72,6 \text{ MPa} < 83 \text{ MPa}.$$

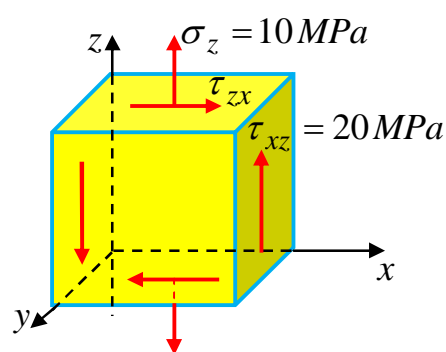
Demak mustahkamlik taminlanmagan.

Xulosa

1. Mo'rt materialdan yasalgan elementni mustahkamlik nazariyalari turli variantlari bilan hisoblab tekshirish bajarildi.

2. To'rtinchi va uchinchi mustahkamlik nazariyalari natijalaridan ko'rinadiki, bu mustahkamlik nazariyalari bajarilmadi, chunki bu nazariyalarni odatda plastik materiallarni tekshirishda qo'llaniladi.

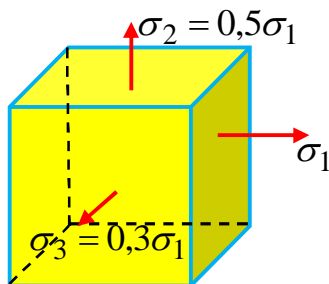
4.21-masala. Cho'yan konstruksiyadan ajratib olingan elementning mustahkamligi birinchi va Mor nazariyalari bilan tekshirilsin, xavfli nuqtasi kuchlanganlik holati 4.23-chizmada ko'rsatilgan. Ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_{ch}] = 35 \text{ MPa}$ ga, materialning cho'zilish va siqilishga qarshiligi turlicha ekanligini hisobga oluvchi koeffitsienti $K = 0,29$ ga teng.



4.23-chizma. Tekis kuchlanganlik holatidagi element.

4.22-masala. Energetik va klassik mustahkamlik nazariyalari, shuningdek Mor nazariyasidan foydalanib 4.24-chizmada ko'rsatilgan parallelepiped kuchlanganlik holati uchun σ_1 kuchlanishning ruxsat etilgan qiymatini aniqlang?

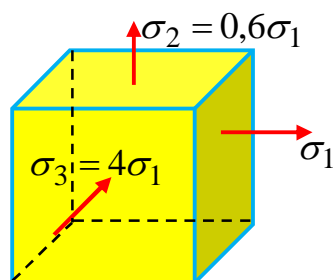
Berilganlar: ruxsat etilgan kuchlanish cho‘zilishda $[\sigma_{ch}] = 6000 N / sm^2$, siqilishda $[\sigma_{sq}] = 18000 N / sm^2$, $\mu = 0,25$ Puasson koeffitsienti.



4.24-chizma. Hajmiy kuchlanish holatidagi parallelepiped.

4.23-masala. Birinchi va ikkinchi mustahkamlik nazariyalari hamda Mor mustahkamlik nazariyasidan foydalanib 4.25-chizmada ko‘rsatilgan parallelepiped kuchlanganlik holati uchun σ_1 kuchlanishning ruxsat etilgan qiymatini aniqlang?

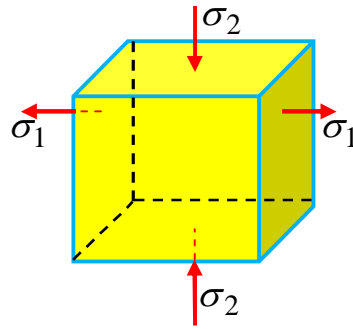
Berilganlar: ruxsat etilgan kuchlanish cho‘zilishda $[\sigma_{ch}] = 6000 N / sm^2$, siqilishda $[\sigma_{sq}] = 18000 N / sm^2$, $\mu = 0,25$ Puasson koeffitsienti.



4.25-chizma. Parallelepipedga turli ishorali kuchlanishlar ta’siri.

Javobi. $\sigma_1 = 2570 \div 4500 N / sm^2$.

4.24-masala. Tashqi kuch ta’sirida kuchlanganlik holatida bo‘lgan po‘lat konstruksiyadan ajratib olingan elementar parallelepiped (4.26-chizma) tomoniga qo‘yilgan kuchlanish $\sigma_1 = 16000 N / sm^2$ bilan cho‘zilsa, material oquvchanlik chegarasi hosil bo‘lishi uchun siquvchi σ_2 kuchlanishning qiymatida qanchaga teng bo‘lishi aniqlansin?. Oquvchanlik chegarasi $\sigma_{oq} = 22000 N / sm^2$.



4.26-chizma. Tekis kuchlanganlik holatidagi parallelepiped.

Javob. $\sigma_2 = -9000 N / sm^2$.

4.25-masala. Elementar parallelepiped tomonlariga kuchlanish $\sigma_1 = 12000 N / sm^2$ va $\sigma_2 = -9000 N / sm^2$ ta'sir etadi (4.26-chizma). Bu kuchlanishlar materialning oquvchanlik chegarasiga etish uchun ularni ko'paytirish lozim bo'lgan koeffitsientni aniqlang? Oquvchanlik chegarasi $\sigma_{oq} = 25000 N / sm^2$.

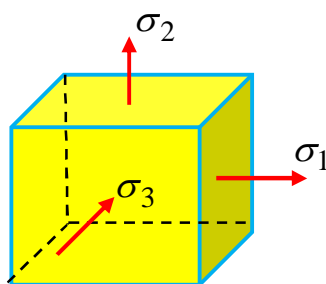
Javobi $n_{oq} = 1,47$; $n_{oq} = 1,66$.

4.26-masala. 4.26-chizmada ko'rsatilgan elementga bosh kuchlanish $\sigma_1 = 50 Mn / m^2$ va $\sigma_2 = -100 Mn / m^2$ ta'sir etganda, uning materiali mustahkamlikka uchinchi va energetik mustahkamlik nazariyalari bo'yicha tekshirilsin. Materialning cho'zilish va siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma] = 160 Mn / m^2$.

Javobi. Mustahkamlik nazariyalarini qanoatlantiradi.

4.27-masala. 4.27-chizmada keltirilgan cho'yan elementning mustahkamlik uchun ehtiyotlik koeffitsientini aniqlansin, agar chegaraviy (xavfli) nuqtada bosh kuchlanishlar $\sigma_1 = 32 Mn / m^2$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -56 Mn / m^2$ ga teng bo'lsa. Cho'yan materiali mustahkamlik chegarasi $\sigma_{m,ch} = 150 Mn / m^2$ cho'zilishda, $\sigma_{m,sq} = 580 Mn / m^2$ siqilishda va materialning cho'zilish va siqilishga qarshiligi

turlicha ekanligini hisobga oluvchi koeffitsienti $K = \frac{\sigma_{m,ch}}{\sigma_{m,sq}} = \frac{150}{580} = 0,26$ ga teng.



4.27-chizma. Hajmiy kuchlanganlik holatidagi cho‘yan element.

Tayanch iboralari:

Bosh kuchlanishlar, ekstremal urinma kuchlanishlar, oktaedrik kuchlanishlar, kuchlanishlarni belgilash, ishoralari, tashqi kuchlar, deformatsiya, ichki zo‘riqishlar, nuqta kuchlanganlik holati, parallelepiped, elementar yuza, to‘la kuchlanish, normal va urinma kuchlanishlar, tashkil etuvchilar, ikki indeksli belgilash, musbat, manfiy, koordinata o‘qlari, kuchlanganlik holati, o‘zaro perpendikulyar, to‘qqizta kuchlanish komponentlari, matritsa, kuchlanishlar tenzori, shar tenzor va deviator, jismning hajmi, jismning shakli o‘zgaradi, og‘ma yuza normal, yo‘naltiruvchi kosinuslar, oktaedrik yuza, kuchlanish intensivligi, oktaedrik urinma kuchlanish, maksimal va minimal urinma kuchlanishlar, kubik tenglama, haqiqiy yechimlari, kuchlanish tenzorining birinchi, ikkinchi va uchinchi invariantlari, kuchlanishlarning shar tenzori va deviatori invariantlari, tenglamani yechishning ikki usuli, tenglamaning o‘ng tomonini ko‘p hadga ajratish usuli, trigonometrik usul, diskriminant manfiy, Kubik tenglamaning uchala haqiqiy ildizi, yo‘naltiruvchi kosinuslar, bosh kuchlanishlar vektorlarining ortogonalligi, urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni.

Kuchlanishlar nazariyasi, deformatsiya nazariyasi, kuchlanish komponentlari, deformatsiya komponentlari, bog‘lanish, R.Guk qonuni, fizik qonun, qurilma materiallari, chiziqli bog‘lanish, proporsionallik chegarasi, klassik elastik nazariyada jism materiali bir jinsli, yo‘nalishlar, xususiyatlar, anizotrop jismlar, jismning elastiklik xususiyati, koeffitsientlar, matritsa, simmetrik matritsa, o‘zaro perpendikulyar, uchta tekisliklar, ortotrop jismlar, yigirma bitta, to‘qqizta, nisbiy bo‘ylama deformatsiyalar, urinma kuchlanishlar, nisbiy burchak deformatsiyalar,

ikki guruhga ajraladi, elastiklik modullar, koordinata o'qlari, Puasson koeffitsientlari, normal kuchlanish, nisbiy ko'ndalang deformatsiya, jism materiali izotrop, koeffitsientlar soni uchta, Guk qonunining teskari ifodasi, deformatsiyalanuvchi qattiq jismlar, hajmiy kengayish moduli, Lyame koeffitsientlari, bosh kuchlanishlar va bosh deformatsiyalar.

Test savollar:

Bu 30 ta test savollar 4.1-4.7 paragraflar bo'yich tuzilgan:

1. Murakkab kuchlanish holati necha turga bo'linadi?

uch; to'rt; ikki; oltita;

2. Murakkab kuchlanish holatining qanday turlari mavjud?

chiziqli, tekis hamda hajmiy kuchlanganlik;

cho'zilish (siqilish), buralish hamda egilish;

elastik, plastik, hamda oquvchanlik;

cho'zilish (siqilish), siljish, buralish hamda egilish;

3. Jism nuqtasining kuchlanganlik holati – bu:

mazkur nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

mazkur nuqtadan o'tmaydigan barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

mazkur nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan ko'chishlar to'plamidir;

mazkur nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan ko'chishlar to'plamidir;

4. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda normal kuchlanish ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\sigma_{\alpha} = \sigma \cos^2 \alpha ; \quad \tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha ; \quad \sigma_{\alpha} = \tau \cos^2 \alpha ; \quad \tau_{\alpha} = \tau \sin^2 \alpha ;$$

5. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda urinma kuchlanish ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\tau_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha; \quad \sigma_{\alpha} = \frac{\sigma}{2} \cos 2\alpha; \quad \sigma_{\alpha} = \tau \cos 2\alpha; \quad \tau_{\alpha} = \frac{\tau}{2} \sin 2\alpha;$$

6. Chiziqli kuchlanganlik holatida qiya kesimda normal kuchlanishlar qaysi tekisliklarda maksimal qiymatiga erishadi?

sterjen o'qiga nisbatan 45 gradus ostida o'tgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o'qiga 90 gradus bo'lgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o'qiga 180 gradus bo'lgan yuzada $\sigma_{\max} = \sigma$;

sterjen o'qiga 60 gradus bo'lgan yuzada $\sigma_{\max} = 2\sigma$;

7. Urinma kuchlanishlar juftlik qonuni qanday ta'riflanadi?

jismning istalgan ikkita o'zaro perpendikulyar bo'lgan yuzachalarida urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng va qarama-qarshi yo'naladi;

jismning istalgan ikkita o'zaro parallel yuzachalarida urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng emas va qarama-qarshi yo'naladi;

urinma kuchlanish nisbiy siljish deformatsiyasiga to'g'ri proporsional bog'lanishda bo'ladi;

urinma kuchlanishlar to'sinlarning ko'ndalang kesimida ikkinchi tartibli egri chiziqli qonun asosida o'zgaradi;

8. Bosh yuzacha – bu:

jismning nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'sir etadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzachadir;

nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'sir etadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar ekstremal bo'lgan yuzachadir;

nuqtasining ekstremal normal kuchlanishlari ta'sir etadigan yuzachalarda urinma kuchlanishlar eng katta qiymatiga teng bo'lgan yuzachadir;

jism nuqtasining ekstremal kuchlanishlari ta'siridan yuzachalarda urinma kuchlanishlar eng kichik qiymatiga teng bo'lgan yuzachadir;

9. Bosh kuchlanishlar – bu:

bosh yuzachalarga ta'sir etuvchi normal kuchlanishlardir;

tekis yuzachaga ta'sir etuvchi urinma kuchlanishlardir;
qiya yuzachalarga ta'sir etuvchi normal va urinma kuchlanishlardir;
urinma kuchlanish maksimal qiymatiga erishgandagi kuchlanishlardir;

10. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni ifodasi qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?

$$\tau_{zy} = \tau_{yz}; \quad \sigma_{zy} = \sigma_{yz}; \quad E_{zy} = E_{yz}; \quad \beta_{zy} = \beta_{yz};$$

11. Chiziqli kuchlanganlik holatida $\alpha = 45^0$ burchak ostidagi qiya kesimda normal va urinma kuchlanishlar nimaga teng bo'ladi?

$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{\max} = \frac{1}{2}\sigma; \quad \sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\tau, \quad \tau_{45^0} = \frac{1}{2}\tau;$$
$$\sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{45^0} = \frac{1}{2}\tau; \quad \sigma_{45^0} = \frac{1}{2}\sigma, \quad \tau_{\min} = \frac{1}{2}\tau;$$

12. Kuchlanish holatidagi elementga ta'sir qiluvchi σ_{\max} bosh kuchlanish qanday yo'nalgan bo'ladi?

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan o'qlarining ikki choragi orqali o'tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashmaydigan o'qlarining ikki choragi orqali o'tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari parallel bo'lgan o'qlarining ikki choragi orqali o'tadi;

hamma vaqt τ_{zy}, τ_{yz} urinma kuchlanishlarning strelkalari uchrashadigan o'qlarining bir choragi orqali o'tmaydi;

13. Cho'zilish va siqilishda sterjen uchun qanday shart bajarilganda mustaqkam bo'ladi?

sterjenning eng xavfli ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan maksimal normal kuchlanish sterjen materiali uchun berilgan ruxsat etilgan normal kuchlanishdan ortib ketmaslik sharti bajarilganda;

eng xavfli ko'ndalang kesimda zo'riqish kuchlarining miqdori manfiy yoki musbat bo'lishi sharti bajarilganda;

sterjenning eng xavfli ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan maksimal normal ko'chish sterjen materiali uchun berilgan ruxsat etilgan normal ko'chishdan ortib ketmaslik sharti bajarilganda;

ko'ndalang kesim yuzasi normal kuchlanish juda ham katta bo'lishi sharti bajarilganda;

14. Mustahkamlik shartidan foydalanib qanday masalalarni hal qilish mumkin?

qurilma ko'tara oladigan yukni aniqlash, ko'ndalang kesim yuzasini aniqlash, mustahkamlikka tekshirish ;

ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash, nisbiy qoldiq cho'zilishni aniqlash, ko'ndalang kesim yuzasini aniqlash;

nisbiy ko'ndalang qisqarishni, nisbiy qoldiq cho'zilishni aniqlash, elastiklik modulini aniqlash;

statik tomonini, fizik tomoni aniqlash, geometrik tomoni aniqlash;

15. Cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan xavfli chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{ch.}/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_u/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el}/n$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr}/n$;

16. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjen mustahkamlik sharti qaysi javobda to'g'ri ifodalangan?

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{\min} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \geq [\sigma]; \quad \sigma_{\min} = \frac{N_{\max}}{A} \geq [\sigma];$$

17. Sterjenni mustahkamlikka tekshirish qaysi formula orqali amalga oshiriladi?

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{\max} \geq [\sigma]; \quad \sigma_{\min} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{\min} \geq [\sigma];$$

18. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjen ko'ndalang kesim o'lchamlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$A \geq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}; \quad A \leq \frac{N_{\max}}{[\sigma]}; \quad A \geq \frac{N_{\min}}{[\sigma]}; \quad A \leq \frac{N_{\min}}{[\sigma]};$$

19. Cho'zilgan yoki siqilgan sterjen ko'tara oladigan kuch qaysi formuladan aniqlanadi?

$$N_{\max} \leq [\sigma]A; \quad N_{\max} \geq [\sigma]A; \quad N_{\min} \leq [\sigma]A; \quad N_{\min} \geq [\sigma]A;$$

20. Po'latdan yasalgan $[\sigma]=16 \cdot 10^7 N/sm^2$ kalta ustunga $F=160 \cdot 10^4 N$ yuk ta'sir etsa, kvadrat shaklidagi kesim tomonlari necha sm ga teng?

$$a = 10^{-1} sm; \quad a = 10^{-2} sm^2; \quad a = 10^{-4} sm^2; \quad a = 10^{-2} sm;$$

21. Po'latdan yasalgan $[\sigma]=16 \cdot 10^7 N/sm^2$ kalta ustun ko'ndalang kesim yuzasi $A=50 sm^2$ bo'lsa, u ko'tara oladigan yuk qanchaga teng bo'ladi?

$$F = 80 \cdot 10^8 N; \quad F = 90 \cdot 10^9 N; \quad F = 70 \cdot 10^7 N; \quad F = 100 \cdot 10^9 N$$

;

22. Ko'ndalang kesim yuzasi $A=32 sm^2$ bo'lgan, $F=330 \cdot 10^5 N$ yuk bilan siqilgan yog'ochdan yasalgan $[\sigma]=10 \cdot 10^5 N/sm^2$ kalta ustun mustahkamligi ta'minlanganmi yoki yo'qmi?

ta'minlangan;

taminlanmagan;

yarim ta'minlangan;

noma'lum;

23. Cho'zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi biri javobda mustahkamligi ta'minlanganligi va material ko'p sarflanganligini ko'rsatadi?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan kichik bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan kichik bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +10% dan katta bo'lganda;

24. Cho'zilgan va siqilgan sterjen uchun qaysi javobda mustahkamlik ta'minlanganligi ko'rsatilgan?

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq $\pm 5\%$ bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq +5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -5% dan katta bo'lganda;

maksimal normal va ruxsat etilgan kuchlanish orasidagi farq -10% dan katta bo'lganda.

25. Siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish mo'rt materiallar uchun qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan mustahkamlik chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{m.ch.} / n_m$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{u.ch.} / n_u$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el.ch.} / n_{el}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallak chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr.ch.} / n_{pr}$;

26. Cho'zilish va siqilishda ruxsat etilgan kuchlanish plastik materiallar uchun qanday qabul qilinadi?

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan oquvchanlik chegaradagi kuchlanishdan bir necha marta kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{oq.ch.} / n_{oq}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan ustivorlik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{u.ch.} / n_u$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan elastiklik chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{el.ch.} / n_{el}$;

ruxsat etilgan kuchlanish materialni sinashda aniqlangan proporsionallak chegarasidan kichik qilib olinadi $[\sigma] = \sigma_{pr.ch.} / n_{pr}$;

27. Ko‘ndalang kesim yuzasi diametri 20 sm bo‘lgan yog‘och ustunning siqilishida ko‘tara oladigan yuk, siqilishdagi kuchlanish $\sigma = 400 N / sm^2$ ortib ketmaganda qaysi javobda to‘g‘ri?

$$N_{\max} = 125,6 kN ; \quad N_{\max} = 103,6 kN ;$$

$$N_{\max} = 421,6 kN ; \quad N_{\max} = 215,6 kN ;$$

28. Po‘latdan yasalgan $[\sigma] = 16 \cdot 10^7 N / sm^2$ kalta ustunga $F = 502,4 \cdot 10^7 N$ yuk ta’sir etganda, doiraviy ko‘ndalang kesimi diametri necha sm ga teng?

$$d \approx 2,5 sm ; \quad d \approx 3 sm ; \quad a \approx 2 sm ; \quad a \approx 4 sm ;$$

29. Materiali uchun berilgan ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma] = 12 \cdot 10^7 N / sm^2$ kalta ustun ko‘ndalang kesim yuzasi $A = 40 sm^2$ bo‘lsa, u ko‘tara oladigan yuk qanchaga teng bo‘ladi?

$$F = 4,8 \cdot 10^9 N ; \quad F = 48 \cdot 10^7 N ; \quad F = 3 \cdot 10^7 N ; \quad F = 300 \cdot 10^6 N$$

;

30. Sterjenning ko‘ndalang kesimi – bu

sterjen o‘qiga perpendikulyar bo‘lgan kesimdir;

sterjen o‘qiga parallel bo‘lgan kesimdir;

sterjen o‘qiga birorta burchak ostida bo‘lgan kesimdir;

sterjen o‘qiga ixtiyoriy bo‘lgan kesimdir;

Test savollari:

Bu 30 ta test savollar 4.8- paragraf bo‘yich tuzilgan:

1. Kuchlanish – bu:

ichki zo‘riqish kuchlari intensivligining yuza birligidagi miqdordir;
tashqi kuchlari intensivligining yuza birligidagi miqdordir;
yoyilgan tashqi kuchlari intensivligining yuza birligidagi miqdordir;
vaqtincha ta’sir etuvchi kuchlar intensivligining yuza birligidagi miqdordir;

2. To‘la kuchlanishni qanday tashkil etuvchi kuchlanishlarga ajratish mumkin?

normal va urinma kuchlanishlarga;
oktaedrik urinma kuchlanishlarga;
maksimal va minimal kuchlanishlarga;
ixtiyoriy kuchlanishlarga;

3. Jismdan ajratib olingan parallelepipedning bir tomoniga nechta kuchlarishlar ta’sir etadi?

3 ta;
4 ta;
2 ta;
6 ta;

4. Normal va urinma kuchlanishlar qanday indekslar bilan belgilanadi?

normal kuchlanish bitta indeks, urinma kuchlanish ikkita indeks bilan;
normal kuchlanish ikkita indeks, urinma kuchlanish bitta indeks bilan;
normal kuchlanish ikkita indeks, urinma kuchlanish ikkita indeks bilan;
normal kuchlanish bitta indeks, urinma kuchlanish bitta indeks bilan;

5. Urinma kuchlanishlarning indeksleri nimani bildiradi?

urinma kuchlanishning birinchi indeksi kuchlanish qaysi yuzada yotishini, ikkinchi indeksi esa kuchlanish qaysi o‘qqa parallel yo‘nalganligini;

urinma kuchlanishning ikki indeksi ham kuchlanish qaysi o'qqa parallel yo'nalganligini;

urinma kuchlanishning ikki indeksi ham kuchlanish qaysi yuzada yotishini,
urinma kuchlanishning birinchi indeksi kuchlanish musbat yo'nalishini,
ikkinchi indeksi esa kuchlanish manfiy yo'nalganligini;

6. Normal kuchlanishni musbat ishorasi qanday qabul qilingan?

normal kuchlanish cho'zuvchi bo'lsa musbat;

normal kuchlanish siquvchi bo'lsa musbat;

normal kuchlanish yuzaga qarab yo'nalgan bo'lsa musbat;

normal kuchlanish yuzaga parallel yo'nalgan bo'lsa musbat;

7. Urinma kuchlanishni musbat ishorasi qanday qabul qilingan?

yuza normali koordinata o'qining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa musbat, urinma kuchlanishlar qolgan ikki koordinata o'qlarining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'naladi;

yuza normali koordinata o'qining manfiy yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa musbat, urinma kuchlanishlar ikki koordinata o'qlarining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'naladi;

yuza normali koordinata o'qining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa musbat, urinma kuchlanishlar ikki koordinata o'qlarining manfiy yo'nalishi bo'yicha yo'naladi;

yuza normali koordinata o'qining manfiy yo'nalishi bo'yicha yo'nalgan bo'lsa manfiy urinma kuchlanishlar ikki koordinata o'qlarining musbat yo'nalishi bo'yicha yo'naladi;

8. Jism nuqtasining kuchlanganlik holati – bu

shu nuqtadan o'tuvchi barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

shu nuqtadan o'tmaydigan barcha yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

shu nuqtadan o'tuvchi parallel yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

shu nuqtadan o'tuvchi perpendikulyar yuzalarda hosil bo'ladigan kuchlanishlar to'plamidir;

9. Jism nuqtalarining qanday kuchlanganlik holatlarini bilasiz?

oddiy cho'zilishi yoki siqilish, tekis kuchlanganlik, hajmiy kuchlanganlik holati;

chiziqli, tekis kuchlanmaganlik, hajmiy kuchlanganlik holati;

oddiy cho'zilishi yoki siqilish, siljish, buralishdagi kuchlanganlik holati;

oddiy cho'zilishi yoki siqilish, siljish, buralish va egilishdagi kuchlanganlik holati;

10. Bosh yuzalar – bu

urinma kuchlanishlari nolga teng bo'lgan yuzalardir;

urinma kuchlanishlari maksimumga teng bo'lgan yuzalardir;

urinma kuchlanishlari minimumga teng bo'lgan yuzalardir;

urinma kuchlanishlari ekstrimal bo'lgan yuzalardir;

11. Bosh kuchlanishlar -bu

bosh yuzalarga ta'sir etayotgan kuchlanishlardir;

bosh yuzalarga ta'sir etmayotgan kuchlanishlardir;

bosh yuzalarga perpendikulyar bo'lgan yuzalardagi kuchlanishlardir;

bosh yuzalarga ta'sir qilmayotgan kuchlardir;

12. Jismning ixtiyoriy nuqtasidagi kuchlanish holati nima bilan ifodalanadi?

shu nuqtadan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekislikda berilgan to'qqizta kuchlanish komponentlari orqali;

shu nuqtadan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekislikda berilgan to'qqizta normal kuchlanish komponentlari orqali;

shu nuqtadan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekislikda berilgan to'qqizta urinma kuchlanish komponentlari orqali;

shu nuqtadan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan uchta tekislikda berilgan to'qqizta oktaedrik kuchlanish komponentlari orqali;

13. Jismdan ajratib olingan parallelepiped tomonlariga nechta kuchlanish omillari ta'sir etadi?

9ta; 12ta; 3ta; 6ta;

14. Kuchlanishlar tenzorini qanday tenzorlarga ajratish mumkin?

shar va deviator;

invariant va intensiv;

maksimal va minimal;

kuchlanish va deformatsiya;

15. Kuchlanishlar shar tenzorining ta'siri natijasida jismda qanday deformatsiya hosil bo'ladi?

jismning hajmi o'zgaradi;

jismning shakli o'zgaradi;

jismning xossasi o'zgaradi;

jismning xususiyati o'zgaradi;

16. Kuchlanishlar deviator tenzorining ta'siri natijasida jismda qanday deformatsiya hosil bo'ladi?

jismning shakli o'zgaradi;

jismning hajmi o'zgaradi;

jismning xususiyati o'zgaradi;

jismning xossasi o'zgaradi;

17. Tashqi normali ν bo'lgan og'ma yuzadagi to'la kuchlanishlarning koordinata o'qlaridagi proeksiyalari qanday formuladan aniqlanadi?

$$X_\nu = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; Y_\nu = \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; Z_\nu = \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n;$$

$$l = \cos(x, \nu), m = \cos(y, \nu), n = \cos(z, \nu);$$

$$\sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3); \quad \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

$$P_\nu^2 = \frac{1}{3}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2);$$

18. Og'ma yuzalarning holati qaysi biridan aniqlanadi?

$$l = \cos(x, \nu), m = \cos(y, \nu), n = \cos(z, \nu);$$

$$X_\nu = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; Y_\nu = \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; Z_\nu = \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n;$$

$$\sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3);$$

$$P_\nu^2 = \frac{1}{3}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2);$$

19. Qiya yuzalardagi to'la kuchlanish quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi?

$$P_\nu = \sqrt{X_\nu^2 + Y_\nu^2 + Z_\nu^2}; \quad \sigma_\nu = X_\nu l + Y_\nu m + Z_\nu n;$$

$$\tau_\nu = \sqrt{P_\nu^2 - \sigma_\nu^2}; \quad \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

20. Qiya yuzalardagi normal kuchlanishni aniqlanish formulasini ko'rsating?

$$\sigma_\nu = X_\nu l + Y_\nu m + Z_\nu n; \quad P_\nu = \sqrt{X_\nu^2 + Y_\nu^2 + Z_\nu^2};$$

$$\tau_\nu = \sqrt{P_\nu^2 - \sigma_\nu^2}; \quad \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

21. Qiya yuzalardagi urinma kuchlanish quyidagi formulalar yordamida aniqlanadi?

$$\tau_v = \sqrt{P_v^2 - \sigma_v^2}; \quad P_v = \sqrt{X_v^2 + Y_v^2 + Z_v^2};$$

$$\sigma_v = X_v l + Y_v m + Z_v n; \quad \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z);$$

22. Qanday yuzaga – bu

o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan uchta bosh yuzaga nisbatan bir xil burchak hosil qilib o‘tgan yuzadir;

o‘zaro parallel bo‘lgan uchta bosh yuzaga nisbatan bir xil burchak hosil qilib o‘tgan yuzadir;

o‘zaro parallel va perpendikulyar bo‘lgan uchta bosh yuzaga nisbatan bir xil burchak hosil qilib o‘tgan yuzadir;

o‘zaro ixtiyoriy burchak ostida bo‘lgan uchta bosh yuzaga nisbatan bir xil burchak hosil qilib o‘tgan yuzadir;

23. Jism kuchlanganlik holatining nechta invariantlari bor?

3 ta; 9 ta; 5 ta; 6 ta:

24. Oktaedrik normal kuchlanish quyidagi formulalarning qasi biridan aniqlanadi?

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3); \quad \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z); \\ \tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, \quad \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}, \quad \tau_{31} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}; \end{array} \right.$$

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2};$$

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)};$$

$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{okt} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)};$$

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2};$$

25. Normal kuchlanish orqali quyidagi formulaning qaysi biridan kuchlanish intensivligi aniqlanadi?

$$\sigma_i = \frac{3}{\sqrt{2}} \tau_{okt} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)};$$

$$\begin{cases} \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3); & \sigma_{okt} = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z); \\ \tau_{12} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}, & \tau_{23} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2}, & \tau_{31} = \frac{\sigma_3 - \sigma_1}{2}; \end{cases}$$

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2};$$

$$\tau_{okt} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)};$$

26. Bosh kuchlanishlarni aniqlash uchun kubik tenglamani qanday yechish usullarini bor?

ko'paytuvchilarga ajratish, trigonometrik;

bo'luvchilarga ajratish, geometrik;

bo'linuvchilarga ajratish, trigonometrik;

ko'p hadlarga ajratish, simmetrik;

27. Kub tenglama ildizlarining, ya'ni bosh kuchlanishlarning to'g'riligi quyidagi qaysi formulalardan tekshiriladi?

$$\begin{cases} \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3; \\ \sigma_x \sigma_y + \sigma_y \sigma_z + \sigma_z \sigma_x - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{zx}^2 = \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2 \sigma_3 + \sigma_3 \sigma_1; \\ \sigma_x \sigma_y \sigma_z + 2\tau_{xy} \tau_{yz} \tau_{zx} - \sigma_x \tau_{yz}^2 - \sigma_y \tau_{zx}^2 - \sigma_z \tau_{xy}^2 = \sigma_1 \sigma_2 \sigma_3; \end{cases}$$

$$\sigma' = Y_1 + \frac{J_1 \sigma}{3}; \quad \sigma'' = Y_2 + \frac{J_1 \sigma}{3}; \quad \sigma''' = Y_3 + \frac{J_1 \sigma}{3};$$

$$\begin{cases} J_{1\sigma} = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3; \\ J_{2\sigma} = \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1; \\ J_{3\sigma} = \sigma_1 \cdot \sigma_2 \cdot \sigma_3; \end{cases}$$

$$\sigma^3 - J_{1\sigma}\sigma^2 + J_{2\sigma}\sigma - J_{3\sigma} = 0;$$

28. Maksimal urinma kuchlanish quyidagi qaysi formuladan aniqlanadi?

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

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2};$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2};$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_2 - \sigma_3}{2};$$

29. Urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni qanday ta'riflanadi?

o'zaro perpendikulyar bo'lgan bir nuqtadan chiquvchi tekisliklarda urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng, yo'nalish jihatidan esa qarama-qarshi;

o'zaro parallel bo'lgan bir nuqtadan chiquvchi tekisliklarda urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng emas, yo'nalish jihatidan esa qarama-qarshi;

o'zaro parallel va perpendikulyar bo'lgan bir nuqtadan chiquvchi tekisliklarda urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng, yo'nalish jihatidan esa qarama-qarshi;

o'zaro perpendikulyar bo'lgan bir nuqtadan chiquvchi tekisliklarda urinma kuchlanishlar miqdor jihatidan o'zaro teng, yo'nalishi ham bir tomonga yo'nalgan;

30. Elastik jismning chegara yoki sirt sharti quyidagi javoblarning qaysi birida to'g'ri keltirilgan?

$$\begin{cases} X_v = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n; & Y_v = \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n; \\ Z_v = \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n; \end{cases}$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx}; \tau_{yz} = \tau_{zy}; \tau_{zx} = \tau_{xz};$$

$$\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3;$$

$$\sigma' = Y_1 + \frac{J_1 \sigma}{3}; \quad \sigma'' = Y_2 + \frac{J_1 \sigma}{3}; \quad \sigma''' = Y_3 + \frac{J_1 \sigma}{3};$$

Test savollari:

Bu 30 ta test savollar 4.9-10 paragraf bo'yich tuzilgan:

1. R.Guk qonuni qanday qonun?

fizik qonun bo'lib elastik izotrop jism kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi chiziqli bog'lanishni ifodalaydi;

mexanik qonun bo'lib elastik izotrop jism kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi parabolik bog'lanishni ifodalaydi;

issiqlik qonun bo'lib elastik izotrop jism kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi chiziqli bo'lmagan bog'lanishni ifodalaydi;

fizik qonun bo'lib elastik izotrop jism kuchlanish komponentlari bilan deformatsiya komponentlari orasidagi giperbolik bog'lanishni ifodalaydi;

2. Qurilma materiallari uchun R.Guk qonuni kuchlanish qanday chegaradan oshmasa qo'llash mumkin;

proporsionallik chegarasidan;

mustahkamlik chegarasidan;

oquvchanlik chegarasidan;

elastiklik chegarasidan;

3. Anizotrop jismlar – bu:

turli yo'nalishlar bo'yicha turli xil xususiyatlarga ega bo'lgan jismdir;

kuchlanish komponentlari orasidagi bog'lanishlar bir xil bo'lgan jismdir;

ko'chish komponentlari orasidagi bog'lanishlar bir xil bo'lgan jismdir;
turli yo'nalishlar bo'yicha bir xil xususiyatlarga ega bo'lgan jismdir;

4. Anizotrop jismlar uchun elastiklik xususiyatini xarakterlovchi koeffitsientlar soni nechta?

36 ta;

24 ta;

21 ta;

9 ta;

5. Anizotrop jismlar uchun Guk qonunidagi koeffitsientlar nimani xarakterlaydi?

jismning elastiklik xususiyatini;

jismning plastiklik xususiyatini;

jismning mexanik xususiyatini;

jismning fizik xususiyatini;

6. Anizotrop jismlar uchun elastiklik xususiyatini xarakterlovchi noma'lum koeffitsientlar qancha katta bo'lsa deformatsiya komponentlari shuncha...

katta bo'ladi;

kichik bo'ladi;

o'zgarmas bo'ladi;

kamayuvchi bo'ladi;

7. Guk qonunining matritsa ko'rinishida jismning elastik xususiyatini xarakterlovchi noma'lum koeffitsientlar soni nechta bo'ladi?

21 ta;

24 ta;

36 ta;

9 ta;

8. Anizotrop jismlar uchun elastiklik xususiyatini xarakterlovchi noma'lum koeffitsientlar qancha kichik bo'lsa deformatsiya komponentlari shuncha....

kichik bo'ladi;

katta bo'ladi;

o'zgarmas bo'ladi;

kamayuvchi bo‘ladi;

9. Ortotrop jismlar bu:

elastik xususiyatlari o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan uchta tekisliklar bo‘yicha simmetrik bo‘lgan jismdir;

plastik xususiyatlari o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan uchta tekisliklar bo‘yicha simmetrik bo‘lmagan jismdir;

ximiyaviy xususiyatlari o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan uchta tekisliklar bo‘yicha simmetrik bo‘lgan jismdir;

mexanik xususiyatlari o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan uchta tekisliklar bo‘yicha simmetrik bo‘lgan jismdir;

10. Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonunidagi elastiklik xususiyatini xarakterlovchi noma’lum koeffitsientlar soni nechta?

9 ta;

21 ta;

3 ta

6 ta;

11. Ortotrop jismlarda chiziqli nisbiy bo‘ylama deformatsiyalar qanday kuchlanishlarga bog‘liq bo‘ladi?

normal;

urinma;

normal va urinma;

bo‘ylama;

12. Ortotrop jismlarda chiziqli nisbiy burchak deformatsiyalar qanday kuchlanishlarga bog‘liq bo‘ladi?

urinma;

normal;

normal va urinma;

bo‘ylama;

13. Ortotrop jismlar uchun umumlashgan Guk qonuni bir-biriga bog‘liq bo‘lmagan nechta guruhga ajraladi;

ikkita;

uchta;

to‘rtta;

oltita;

14. Ortotrop jismlarda elastiklik xususiyatini xarakterlovchi noma'lum koeffitsientlar nimani bildiradi?

elastiklik modullarini;

plastiklik modullarini;

mexanik modullarni;

fizik modullarini;

15. Izotrop jismlarda elastiklik xususiyatini xarakterlovchi koeffitsientlar soni nechtaga teng?

3 taga;

6 taga;

9 taga;

15 taga;

16. Izotrop jismlar uchun bo'ylama elastiklik moduli qanday xususiyatini xarakterlaydi?

elastiklik xususiyatini;

plastiklik modullarini;

mexanik modullarini;

fizik modullarini;

17. Kuchlanish – bu

ichki zo'riqish kuchlari intensivligining yuza birligidagi miqdordir;

tashqi kuchlar intensivligining yuza birligidagi miqdordir;

yoyilgan tashqi kuchlar intensivligining yuza birligidagi miqdordir;

vaqtincha ta'sir etuvchi kuchlar intensivligining yuza birligidagi miqdordir;

18. To'la kuchlanishni qanday tashkil etuvchi kuchlanishlarga ajratish mumkin?

normal va urinma kuchlanishlarga;

oktaedrik urinma kuchlanishlarga;

maksimal va minimal kuchlanishlarga;

ixtiyoriy kuchlanishlarga;

19. Jismdan ajratib olingan parallelepipedning bir tomoniga nechta kuchlar ta'siri retadi?

3-ta;

4-ta;

2-ta;

6-ta;

20. Normal va urinma kuchlanishlar qanday indekslar bilan belgilanadi?

normal kuchlanish bitta indeks, urinma kuchlanish ikkita indeks bilan;

normal kuchlanish ikkita indeks, urinma kuchlanish bitta indeks bilan;

normal kuchlanish ikkita indeks, urinma kuchlanish ikkita indeks bilan;

normal kuchlanish bitta indeks, urinma kuchlanish bittta indeks bilan;

21. Urinma kuchlanishlarni birinchi va ikkinchi indeksleri nimani bildiradi?

urinma kuchlanishning birinchi indeksi kuchlanish qaysi yuzada yotishini, ikkinchi indeksi esa kuchlanish qaysi o'qqa parallel yo'nalganligini;

urinma kuchlanishning ikki indeksi ham kuchlanish qaysi o'qqa parallel yo'nalganligini;

urinma kuchlanishning ikki indeksi ham kuchlanish qaysi yuzada yotishini, urinma kuchlanishning birinchi indeksi kuchlanishni musbat yo'nalishini, ikkinchi indeksi esa kuchlanish manfiy yo'nalganligini;

22. Normal kuchlanishni musbat ishorasi qanday qabul qilingan?

normal kuchlanish cho'zuvchi bo'lsa musbat;

normal kuchlanish siquvchi bo'lsa musbat;

normal kuchlanish yuzaga qarab yo'nalgan bo'lsa musbat;

normal kuchlanish yuzaga parallel yo'nalgan bo'lsa musbat;

23. Jism materiali izotrop bo'lsa, elastiklik xususiyatini xarakterlovchi koeffitsientlar orasida qanday bog'lanish mavjud?

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}; \quad \theta = \frac{1 - 2\mu}{E} S_1; \quad S_1 = \frac{E}{1 - 2\mu} \theta;$$

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\mu)};$$

24. Jismning nisbiy hajmiy deformatsiya ifodasi qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$\theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z; \quad S_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z;$$

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}; \quad S_1 = \frac{E}{1 - 2\mu} \theta;$$

25. Quyidagi javoblarning qaysi birida jismning hajmiy kengayish moduli to'g'ri ko'rsatilgan?

$$K = \frac{E}{3(1-2\mu)}; \quad G = \frac{E}{2(1+\mu)}; \quad \theta = \frac{1-2\mu}{E} S_1;$$

$$S_1 = \frac{E}{1-2\mu} \theta;$$

26. Kuchlanishlarning birinchi invarianti qaysi javobda to'g'ri keltirilgan?

$$S_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z; \quad \theta = \varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z;$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}; \quad S_1 = \frac{E}{1-2\mu} \theta;$$

27. Qaysi javobda Guk qonunining teskari ifodasi to'g'ri ko'rsatilgan?

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \lambda\theta + 2\nu\varepsilon_x; \quad \tau_{xy} = \nu\gamma_{xy}; \\ \sigma_y &= \lambda\theta + 2\nu\varepsilon_y; \quad \tau_{yz} = \nu\gamma_{yz}; \\ \sigma_z &= \lambda\theta + 2\nu\varepsilon_z; \quad \tau_{zx} = \nu\gamma_{zx}. \end{aligned} \right\}$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}; \\ G &= \frac{E}{2(1+\mu)}. \end{aligned} \right\}$$

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \left[(1+\mu)\sigma_x - \frac{E\mu}{1-2\mu} \theta \right];$$

$$\left. \begin{aligned} S_1 &= \frac{E}{1-2\mu} \theta; \\ G &= \frac{E}{2(1+\mu)}. \end{aligned} \right\}$$

28. Qaysi javobda jism materialining mexanik xarakteristikalari to'g'ri ko'rsatilgan?

plastiklik va mustahkamlik;

fizik va geometrik;

proporsionallik va mustahkamlik;

plastiklik va fizik;

29. Qaysi javobda Lyame koeffitsientlarining ifodasi to'g'ri ko'rsatilgan?

$$\lambda = \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}; \nu = \frac{E}{2(1+\mu)};$$

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} \left[(1+\mu)\sigma_x - \frac{E\mu}{1-2\mu}\theta \right];$$

$$K = \frac{E}{3(1-2\mu)};$$

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [(1+\mu)\sigma_x - \mu S_1];$$

30. Lyame koeffitsienti materialning qanday xarakteristikasini bildiradi?

elastiklik;

plastiklik;

mustahkamlik;

proporsionallik;

V bob. SILJISH

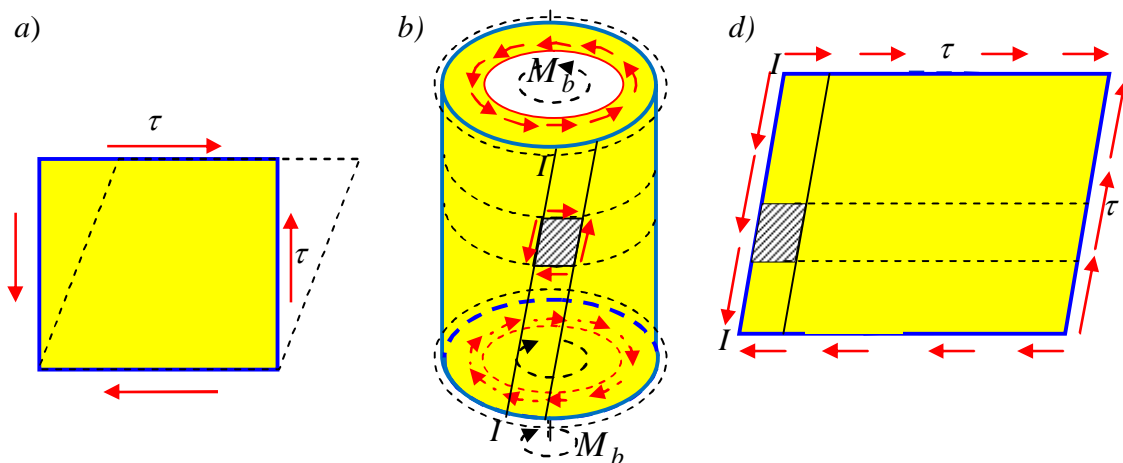
5.1-§. Siljish deformatsiyasi haqida tushinchalar

Cho‘zilish - siqilishdagi (4.3-4.7-§) kuchlanganlik holatining tahlili shuni ko‘rsatdiki, sterjendan ajratilgan to‘rtburchak element tomonlarida normal va urinma kuchlanishlar ta‘sir etishini ko‘rsatgan edi. Bunda normal kuchlanishlarning qiymati va yo‘nalishlaridan qat‘iy nazar urinma kuchlanishlar juftlik qonuniga bo‘ysunadilar.

Bu sterjendan ajratilgan element tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta‘sir etsin (5.1,a-chizma).

Tomonlariga faqat urinma kuchlanishlar ta‘sir qiladigan elementning kuchlanganlik holati *sof siljish* deb ataladi. Element tomonlari *sof siljish yuzachalari* deb yuritiladi.

Bir jinsli sof siljish kuchlanganlik holatiga misol sifatida yupqa devorli silindrsimon trubaning kuchlanganlik holatini ko‘rsatish mumkin (5.1,b,d-chizma).



5.1–Brusdan ajratilgan elementning sof siljish holati.

Shuni aytish lozimki, amalda siljish deformatsiyasi sof holda deyarli uchramaydi. U boshqa deformatsiyalar bilan, ayniqsa, egilish deformatsiyasi bilan birgalikda hosil bo‘ladi. Shuning uchun siljishga, boshqacha qilib aytganda qirqilishga, hisoblashlarda qator soddalashtirishlarni qabul qilishga to‘g‘ri keladi.

5.2-§.Kuchlanish va deformatsiya

Siljishda brusning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar τ ta'sir qiladi. Bu kuchlanishlarni aniqlash uchun sterjenning kesib olingan chap qismining muvozanat shartini ko'rib chiqamiz (5.2-chizma,a). Siljishga doir masalaning statik tomoni quyidagi tenglama bilan ifodalanadi:

$$F - Q = 0 \text{ yoki } Q = F$$

bunda

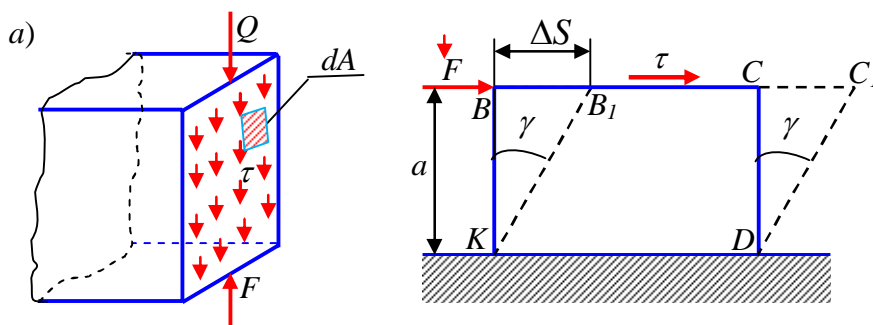
$$Q = \int_A \tau \cdot dA. \quad (5.1)$$

Urinma kuchlanishlarning kesim bo'yicha tekis taqsimlanishi hamda $Q = \tau \cdot A$ ekanligini hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz: $F - \tau \cdot A = 0$. Bundan siljishdagi urinma kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\tau = \frac{Q}{A} \text{ yoki } \tau = \frac{F}{A}; \quad (5.2)$$

bunda Q ko'ndalang kuch; A ko'ndalang kesim yuzasi.

Amalda urinma kuchlanishlar kesim bo'yicha notekis taqsimlanadi, lekin bu hol siljishga doir hisoblarda e'tiborga olinmaydi.



5.2-chizma. Brusning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanish.

Endi 5.2-chizmada tasvirlangan $KBCD$ to'g'ri burchakli elementning deformatsiyalanish holatini ko'rib chiqamiz. Elementning KD tomoni mahkamlangan, BC tomoniga qo'yilgan F kuch uni siljitadi. Siljish kattaligi $BB_1 = \Delta S$ ga mutloq yoki *absolyut siljish* deb ataladi. Deformatsiya kichik

bo'lgani uchun $\frac{BB_1}{KB} = \text{tg } \gamma \approx \gamma$.

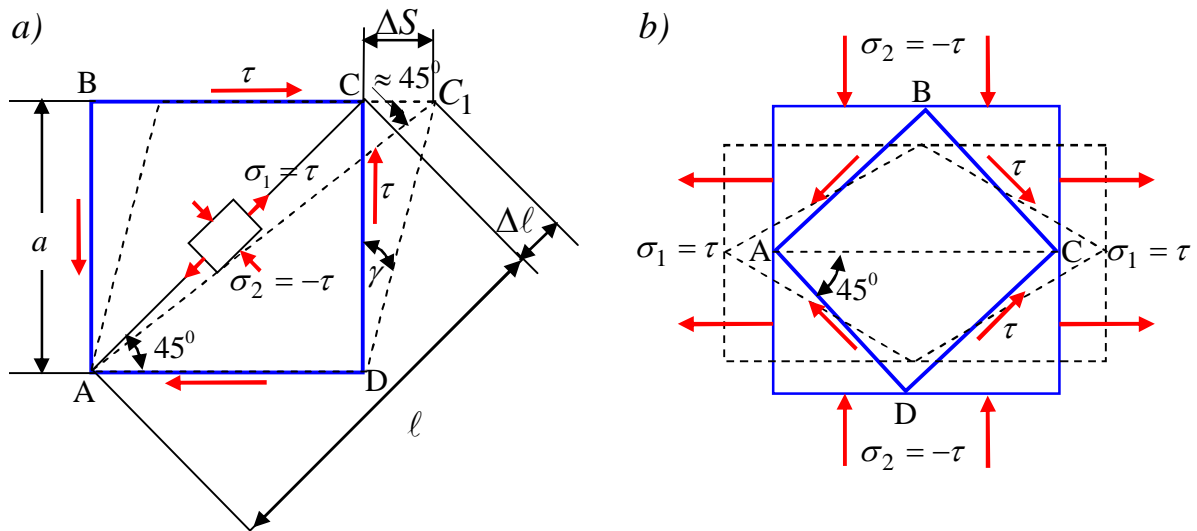
U holda nisbiy siljish

$$\gamma = \frac{\Delta S}{a}, \quad (5.3)$$

ko‘rinishga ega bo‘ladi. Bunga *burchak nisbiy siljish* ham deb ataladi va u radianlarda o‘lchanadi.

5.3-§. Guk qonuni. Elastik modullari G, E va μ orasidagi munosabat

To‘g‘ri o‘qli sterjen cho‘zilganda yoki siqilganda uning qiya yuzachalarida siljish yuz beradi. 5.3-chizmada ABCD ajratib olingan kichik element keltirilgan va unga $\sigma_1 = -\sigma_2 = \sigma$ kuchlanishi ta‘sir qilsin. Demak o‘zaro perpendikulyar yo‘nalishda cho‘zuvchi va siquvchi kuchlanishlar ta‘sir qilishining xususiy holini ko‘rib chiqamiz, ya‘ni ABCD ajratib olingan elementning tomonlari σ_1 kuchlanishiga 45° burchak ostida qiya bo‘lgani uchun normal kuchlanishlar bo‘lmaydi:



5.3-chizma. Ajratilgan elementda hosil bo‘lgan kuchlanishlar.

Siljish tufayli AC diagonalning cho‘zilishi $\Delta l = \Delta S \cos 45^\circ = \frac{\sqrt{2}}{2} a \gamma$. Unda tomoni uzunligi

$$a = l \cos 45 = \frac{\sqrt{2}}{2} l \quad \text{va} \quad \gamma = \frac{\tau}{G}. \quad (5.4)$$

Bo‘lganligi sababli quyidagini hosil qilamiz:

$$\Delta l = \frac{\tau}{2G} l. \quad (5.5)$$

Ikkinchi tomondan Guk qonuni bo‘yicha AC diagonal nisbiy deformatsiyasi:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma_1}{E} - \mu \frac{\sigma_2}{E}. \quad (5.6)$$

Bu ifodaga $\sigma_1 = \tau$, $\sigma_2 = -\tau$ larni qo‘yib quyidagini aniqlaymiz:

$$\Delta l = \frac{(1 + \mu)\tau}{E} l. \quad (5.7)$$

Ushbu (5.7) tenglamani (5.5) tenglama bilan taqqoslab quyidagini hosil qilamiz:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (5.8)$$

Sof siljishda Guk qonuni quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau = G \cdot \gamma. \quad (5.9)$$

Siljish moduli G ma’no jihatdan bo‘ylama elastiklik moduliga o‘xshaydi va kuchlanish o‘lchami [Pa] yoki [N/m²] larda o‘lchanadi.

Yuqoridagi $\tau = G \cdot \gamma$ Guk qonuniga $\tau = Q/A$ va $\gamma = \Delta S/a$ ni qo‘yib, Guk qonunining boshqa ko‘rinishini hosil qilamiz:

$$\Delta S = \frac{Q \cdot a}{G \cdot A}. \quad (5.10)$$

Bundagi GA ga *siljishdagi bikirlik* deb ataladi; Siljish moduli G ning qiymati MPa da o‘lchanadi va quyidagi qiymatlarga ega:

po‘lat $(0,8 \div 0,81) \cdot 10^5$;

mis $(0,4 \div 0,49) \cdot 10^5$;

cho‘yan $(0,45 \cdot 10^5)$;

alyumin $(0,26 \div 0,27) \cdot 10^5$.

5.4-§. Siljishga ishlovchi konstruksiyani amalda hisoblash

1. Parchin mixli va boltli birikmalar

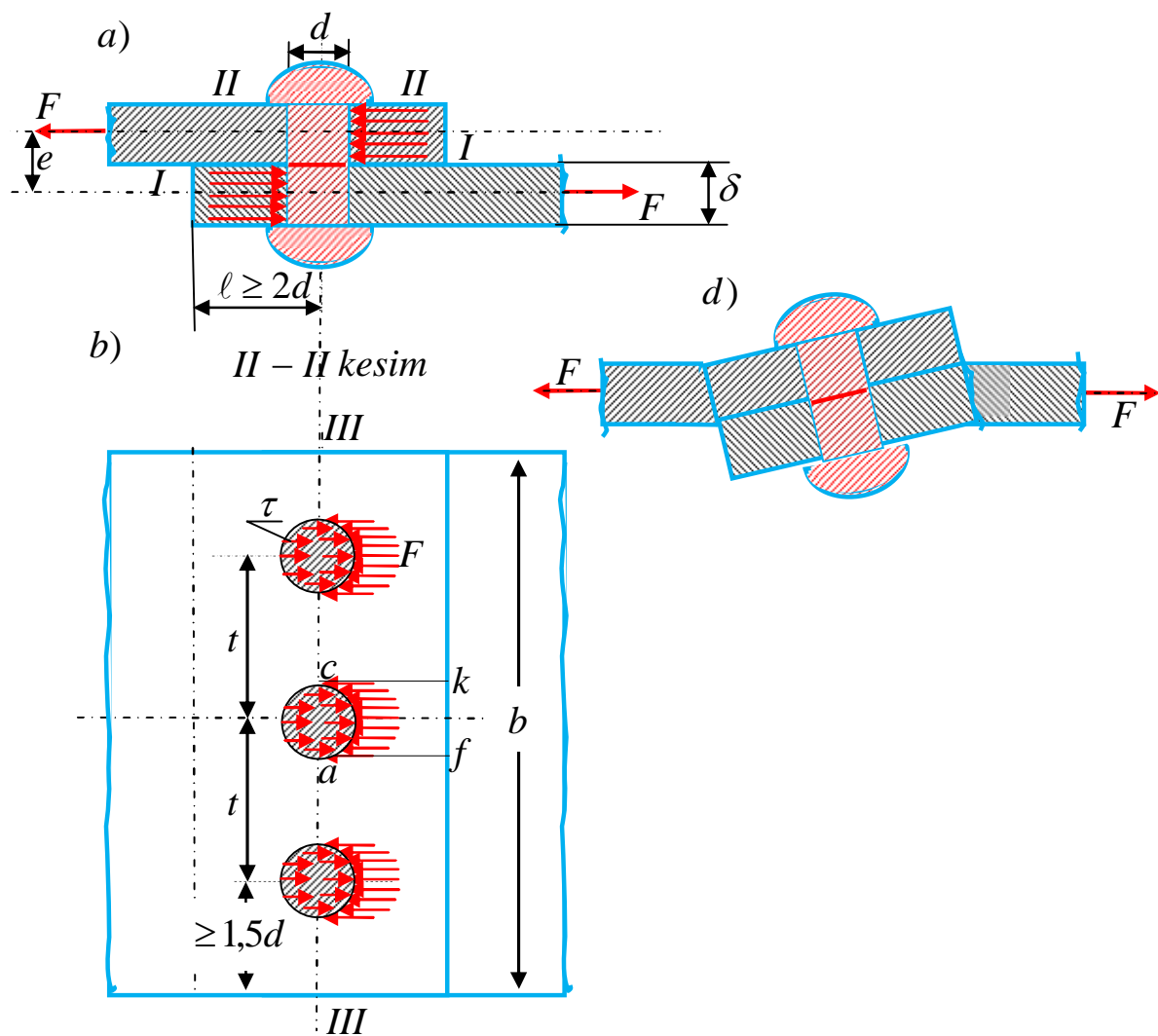
Amalda siljish deformatsiyasiga ishlaydigan birikmalar juda ko‘p uchraydi, bularga eng oddiy misol qilib, parchin mixli, boltli, (yoki shtifli), shponkali va payvand birikmalarni olish mumkin

Parchin mixlar, bolt, shtif, shponka (pona) va shlitsalar asosan metal konstruksiya elementlarini biriktirishga xizmat qiluvchi elementlar hisoblash usullarini ko‘rib chiqamiz.

Bir-biriga ustma ust qo‘yilgan ikki polosadagi oldindan teshib tayyorlangan teshikka bir uchi boshli bo‘lgan parchin mix qizdiriladi va teshikka o‘rnatiladi va uchli qismi kuvalda bilan pachaqlanib yoki pnevmatik mashinada siqiladi, toki ikkinchi bosh hosil bo‘lguncha. Bunda parchin mix sterjeni teshikni to‘ldiradi, mix sovuganda ulanuvchi polosalarni tortadi. Unda parchin mix bilan bir-biriga siqilgan polosalarning tegib turgan sirtida juda katta ishqalanish kuchi hosil bo‘lib, hatto u polosalarni birini ikkinchisiga nisbatan siljituvchi kuchga ham tenglashishi mumkin (5.4-chizma). Lekin hisoblashlarda polosalarning ishqalanish kuchi e‘tiborga olinmaydi, ularning biri ikkinchisiga nisbatan siljishiga faqat parchin mixlarning kesilishga ishlashi qarshilik ko‘rsatadi. Ikki polosa bir-biriga bitta parchin mix bilan biriktirilgan konstruksiya 5.4-chizmada keltirilgan. Bunday parchin mixli birikmalar bir qirqilish kesimli deb ataladi.

Konstruksiyaga ta‘sir etayotgan cho‘zuvchi kuch pastki polosani o‘ng tomonga yuqorigi polosani chap tomonga siljitishga undaydi. Bunda polosalar harakatga qarshilik ko‘rsatuvchi parchin mix kesilishga ishlaydi. Bu parchin mix bir kesimli parchin mix deb yuritiladi. Bu konstruksiyaning kamchiligi shundaki, polosalar bitta tekislikda yotmaganligi sababli, unga ta‘sir etayotgan kuchlardan juft ($F \cdot e$) kuch hosil bo‘ladi. Natijada 5.4,d-chizmada ko‘rsatilgandek polosalar egilib birikmaning qiyshayishiga olib keladi. Bu kamchilikni bartaraf etish uchun polosalar uchma-uch qo‘yilib pastki va yuqorigi tomonlariga ustqo‘ymalar qo‘yilib

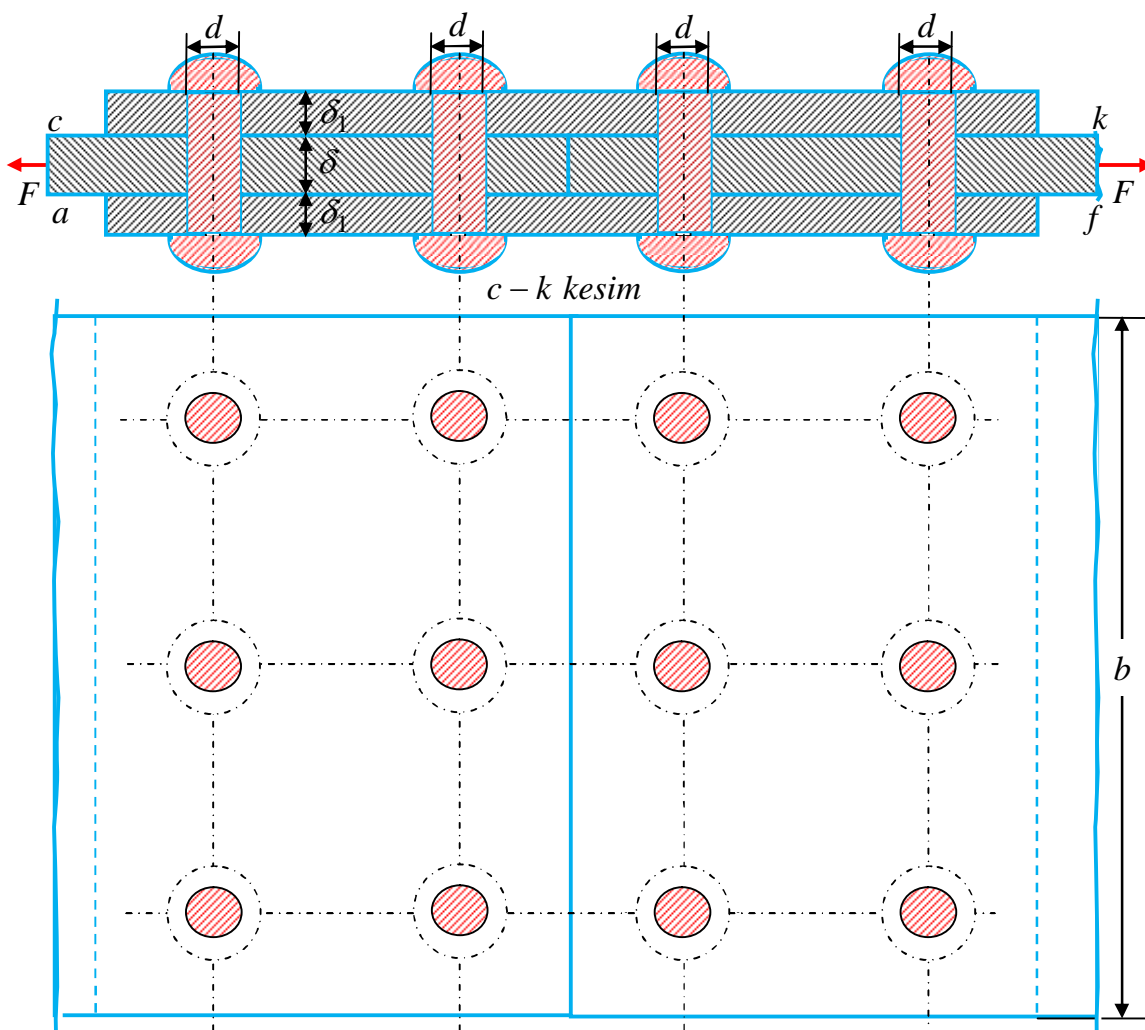
parchin mixlar yordamida biriktiriladi. Bunday kesimli parchin mix birikmalar ikki qirqilish kesimli deb ataladi.



5.4-chizma. Ustma- ust joylashgan bir kesimli uch parchin mixli birikma.

Uchma-uch qo'yilib ustki va pastki tomonlariga ustqo'ymalar o'rnatilib biriktirilgan ikkita polosali konstruksiya 5.5-chizmada ko'rsatilgan. Uchma-uch qo'yib biriktirilgan birikmalarda polosalarning nisbati $\delta \geq 0,5\delta_1$ kabi olinishi lozim.

Ushbu 5.5,a-chizmadan ko'rinadiki, parchin mix sterjeni ikkita tekislik bo'yicha kesilishga ishlaydi, unda sterjenning o'rta qismi chap va o'ng tomonlarga siljishga intiladi.



5.5-chizma. Ustqo‘ymali parchin mixli birikma.

Konstruksiyaga ta’sir etayotgan kuch parchin mixni $I-I$ kesim bo‘yicha kesishga intiladi va parchin mix sterjeni bilan polosaning bir-biriga tegib turgan sirtida yarimsilindr shaklida siqilishni hosil qiladi (5.4-chizma). Parchin mix sterjeni kesilish $I-I$ kesimi yuzasida hosil bo‘lgan haqiqiy kuchlanganlik holatini aniqlashi juda ham murakkab bo‘lganligi sababli, parchin mix sterjenni kesilish kesim yuzasi bo‘yicha faqat taxminan tekis taqsimlangan urinma kuchlanish ta’sir qiladi deb faraz qilinadi.

Konstruksiyadagi ko‘p sonli parchin mixlar bo‘lganligi sababli, ular bo‘yicha sirtqi kuch qanday qonun asosida taqsimlanganligini bilish murakkab masala, ya’ni barcha parchin mixlar baravar yuklanganmi yoki yo‘q. Nazariy va esperimental tadqiqotlar parchin mixlarning bir xil yuklanmaganligini ko‘rsatadi. Lekin tajribalar shuni ko‘rsatadiki, statik yuklanishda parchin mixlar baravariga

yemiriladi. Buni yemirilish vaqtida materialning plastik deformatsiyalanishi natijasida kuchlar tenglashishi bilan tushuntirish mumkin. Sirtqi kuchning parchin mixlarga taqsimlanish masalasini soddalashtirish maqsadida sirtqi kuchdan parchin mixlarda bir xil miqdorli zo‘riqish kuchlari hosil bo‘ladi degan farazni qabul qilamiz. Unda har bir parchin mix kesilishiga to‘g‘ri keluvchi kuchlar quyidagi formuladan aniqlanadi.

$$F_{kes} = F/n. \quad (5.11)$$

Yuqorida keltirilgan farazni e‘tiborga olinganda, parchin mixli birikma hisob ishlari juda ham soddalashadi va parchin mixni mustahkamlikka hisoblash sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau_{kes} = \frac{Q}{A} = \frac{F}{m \cdot (\pi d^2) / 4 \cdot n} \leq [\tau_{kes}] \quad (5.12)$$

Bu yerda n - parchin mixlar soni;

d - parchin mix diametri;

m - bitta parchin mixning kesilish tekisliklar soni.

Parchin mixlarning mustahkamlik shartidan foydalanib konstruksiyaga parchinlangan mixlar sonini ham aniqlash mumkin:

$$n \geq \frac{4F}{m \cdot \pi d^2 \cdot [\tau_{kes}]} \quad (5.13)$$

Polosaning uzilishi parchin mixlar bilan zaiflashtirilgan III – III tekislik bo‘yicha ro‘y berishi mumkin, unda cho‘zilishda konstruksiya polosalaridagi kuchlanishlar quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{ch} = \frac{F}{(b - kd_0)\delta} \quad (5.14)$$

Bu yerda d_0 - polosadagi teshik diametri;

k - polosaning qaralayotgan kesimga to‘g‘ri keluvchi teshiklar soni.

Qaralayotgan holat uchun $k = 3$ ga (5.4-chizma).

Mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma_{ch} = \frac{F}{(b - kd_0)\delta} \leq [\sigma_{ch}] \quad (5.15)$$

Sirtqi kuch ta'sirida konstruksiyaning ishlash jarayonida polosa bilan ustqo'ymalarning parchin mixga yopishgan yarim silindrik sirtlari eziladi. Demak ezilish yuzasi deb parchin mix o'rnatiladigan silindrik teshikning diametral tekisligi shartli ravishda qabul qilinadi (5.6-chizma). Parchin mixning ezilish bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{n \cdot d \cdot \delta} \leq [\sigma_{ez}] \quad (5.16)$$

Bunda $[\sigma_{ez}]$ - materialning ezilishda ruxsat etilgan kuchlanishi, oddiy cho'zilish uchun aniqlangan ruxsat etilgan kuchlanishga nisbatan $[\sigma_{ez}] = (2,0 \div 2,5)[\sigma]$ kabi olinadi.

Parchin mixlarning ezilish shartlaridan foydalanib konstruksiyaga parchinlangan mixlar soni quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$n \geq \frac{F}{d \cdot \delta \cdot [\sigma_{ez}]} \quad (5.17)$$

Parchin mixlarning mustahkamlik va ezilish shartlaridan foydalanib konstruksiyaga parchinlangan mixlar sonini aniqlanadi va aniqlangan sonlardan eng kattasi parchin mixlar soni sifatida qabul qilinadi.

Polosaning parchin mix sterjeni doirasiga urinma bo'lgan ck va af tekisliklari bo'yicha kesilishi mumkin (5.4-chizma).

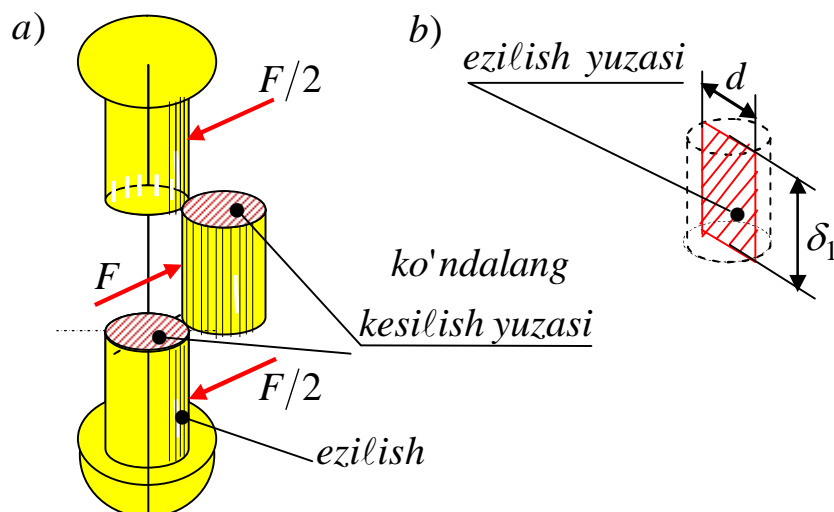
Polosaning kesilishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau_{kes} = \frac{F}{n \cdot 2 \cdot \left(\ell - \frac{d_0}{2} \right) \delta} \leq [\tau_{kes}] \quad (5.18)$$

Bu yerda ℓ cho'zuvchi F kuch yo'nalishi bo'yicha parchin mix o'qidan polosaning qirg'og'igacha bo'lgan masofa (5.4-chizma).

Amaliyotda diametri 14, 17, 20, 23 va 26 mm bo'lgan parchin mixlar qo'llaniladi (5.6-chizma). Parchin mix sterjeni bir uchi boshli bo'ladi. Po'lat polosalarni bir-biriga uchma-uch ustqo'ymalar yordamida parchin mixlar bilan biriktirishda, parchin mixlar o'qlari orasidagi va parchin mixlar o'qlaridan polosaning gardishigacha (ustqo'ymalar) bo'lgan minimal masofa, parchin mix

diametriga qarab belgilanadi. Parchin mixlar qatorlari orasidagi masofa diametridan ($t \geq 3d$) kamida uch marta katta bo'lishi shart. Kesuvchi kuchlar yo'nalishi bo'yicha polosalar gardishi bilan parchin mixlar o'qi orasidagi minimal masofa parchin diametridan ($\geq 2d$) kamida ikki marta katta bo'lishi shart (5,4-chizma).



5.6-chizma. Parchin mix va uning ishlovchi yuzalari.

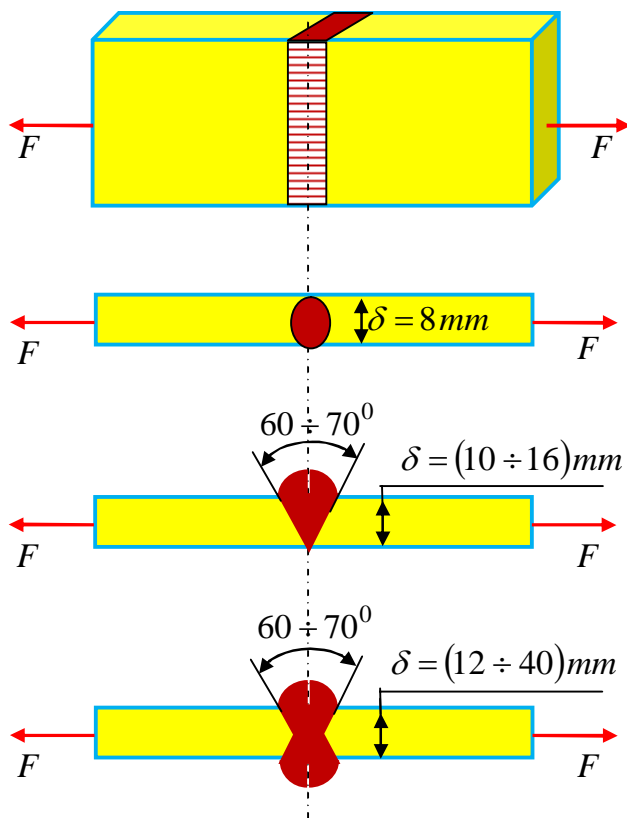
Kesuvchi kuchlar yo'nalishiga perpendikulyar bo'lgan yo'nalishda parchin mix o'qi bilan polosalar gardishigacha bo'lgan masofa diametrdan ($1,5d$) kamida bir yarim marta katta bo'lishi shart.

Parchin mixlarni shaxmat shaklida joylashtirishda, ularning o'qlari orasidagi masofa diametrdan ($2,5d$) kamida ikki yarim marta katta bo'lishi shart. Parchin mixlar o'qlari orasidagi masofa, diagonali bo'yicha diametrdan ($D \geq 3,5d$) kamida uch yarim marta katta bo'lishi shart.

2. Payvand birikmalar

Keyingi vaqtlarda payvandlash texnologiyasi shu qadar takomillashdiki, u ko'pdan-ko'p konstruksiyalarda parchin mix o'rnida ishlatiladigan bo'ldi. Payvand chokning parchin mixli birikmadan afzalligi shundaki, payvandlangan elementning ko'ndalang kesim yuzasidan to'la foydalaniladi, elementning og'irligi kamayadi, choklari zich bo'lib, suyuqlik va gazlarni o'tkazmaydigan bo'lib qoladi va

konstruksiya soddalashadi, hamda elementlarni biriktirish texnologik jarayoni arzonlashadi.



5.13-chizma. Polosani uchma-uch payvandlash.

Konstruksiyalarni payvandlash ishlari ikki uchma-uch va ustma-ust usullarida bajariladi. Uchma-uch payvandlash usuli sodda va ishonchli bo‘lganligi sababli ishlab chiqarishda keng qo‘llaniladi (5.13-chizma).

Konstruksiyalar payvandlanganda choklar ko‘ndalang, bo‘ylama va qiya bo‘lishi mumkin (5.13-chizma).

Uchma-uch payvandlangan ko‘ndalang chokning cho‘zilish yoki siqilishga qarshilik ko‘rsatishdagi mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma = \frac{F}{\ell \delta} \leq [\sigma_{e.ch}], \quad (5.19)$$

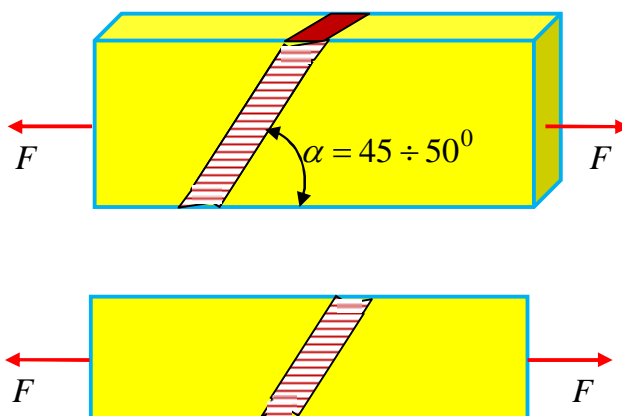
bu yerda $\ell = b - 10\text{mm}$ - chokning hisoblashdagi uzunligi;

δ - payvandlanadigan elementning qalinligi.

$[\sigma_{e.ch}]$ - elektr payvandlash chok materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish.

Payvand chok materiali uchun berilgan kuchlanish polosa uchun berilgan kuchlanishga nisbatan kichikroq bo'lganligi sababli ularni tenglashtirish maqsadida choklar uzunliklarini biroz uzunroq olish tavsiya etiladi.

Shu maqsadda uchma-uch ulanadigan polosalar qiyshiq choklar bilan payvandlanadi (5.14-chizma).



5.14-chizma. Qiya chokli payvandlash.

Polosalarni ustma-ust qo'yib payvandlash usulida polosalar valiksimon chok bilan payvandlanadi (5.15-chizma). Valiksimon chokning mustahkamlik shartini yozishda uning kesim yuzasi $A = \ell \cdot h$ ga teng bo'ladi (5.15,d-chizma). Chok uzunligi va balandligi quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$\ell = b - 10\text{mm}; h = \delta \cdot \cos 45^0 \cong 0,7\delta.$$

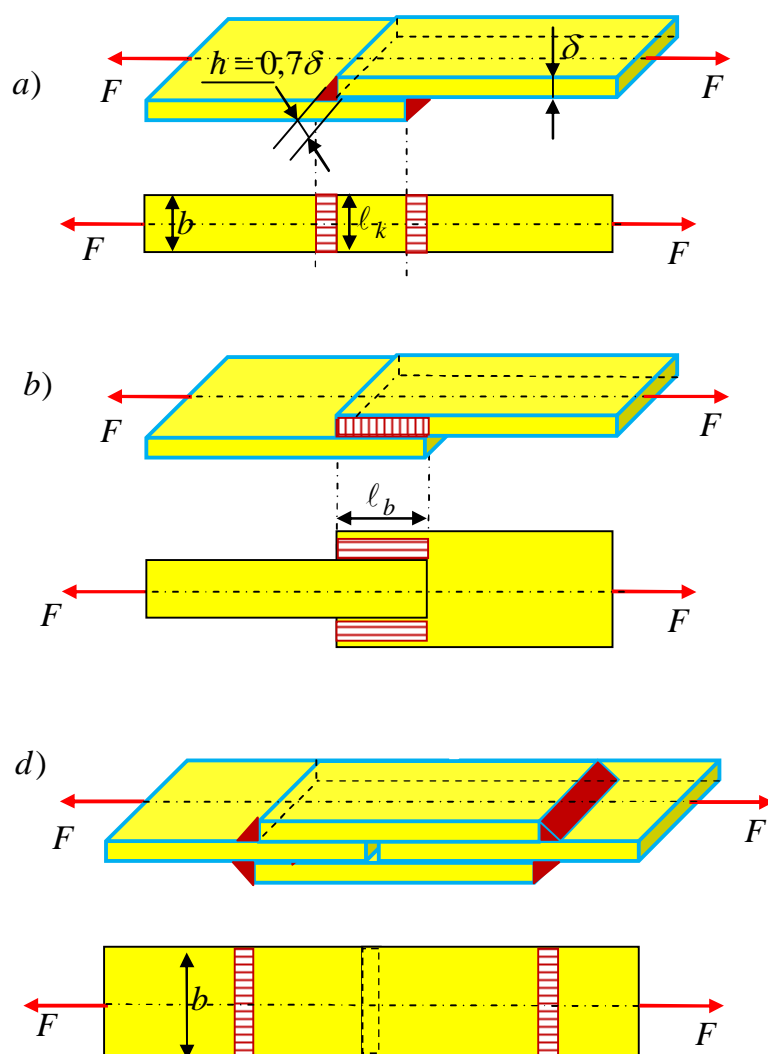
Polosalarni ustma-ust qo'yib payvandlashdagi chokning mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi (5.15-chizma):

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot \ell \cdot \delta} \leq [\tau_{e.k}] \quad (5.20)$$

Bu yerda $[\tau_{e.k}]$ - elektr payvandlashda chok materialining kesilishidagi berilgan ruxsat etilgan kuchlanishi.

Agar polosa 5.15,d-chizmada ko'rsatilgandek ustki va ostki tomonlariga ustqo'yima qo'yilib payvandlansa, zo'riqish kuchiga to'rtta chok qarshilik ko'rsatgani uchun mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

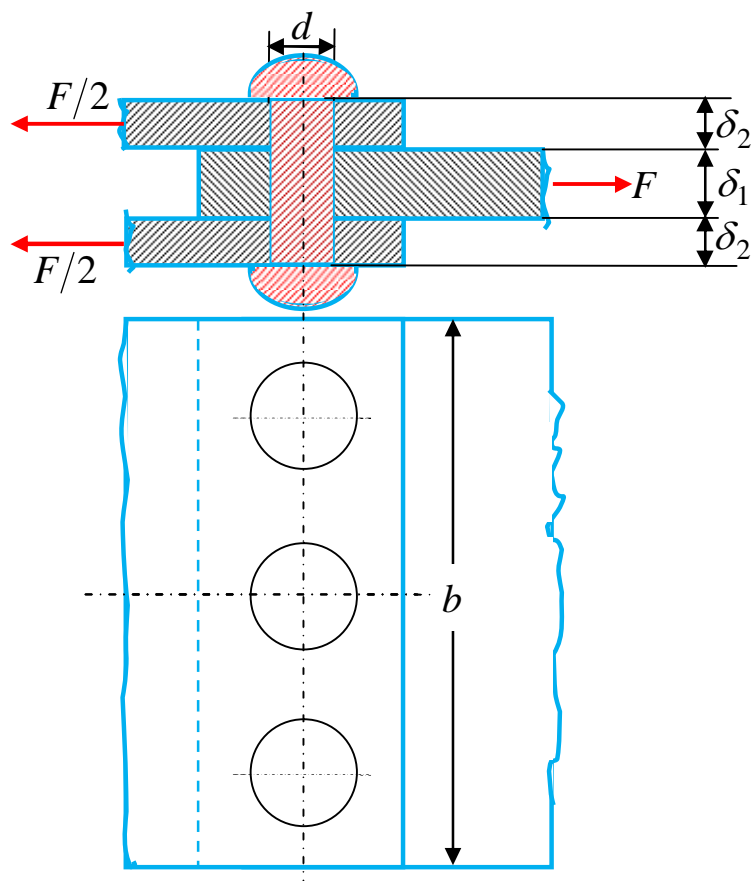
$$\tau = \frac{F}{4 \cdot 0,7 \cdot \ell \cdot \delta} \leq [\tau_{e.k}] \quad (5.21)$$



5.15-chizma. Polosani ustma-ust payvandlash.

Masalalar

5.1-masala. Cho‘zuvchi kuchlar ta‘sirida bo‘lgan po‘lat 2 rusumli materialdan tayyorlangan konstruksiya 5.16-chizmada keltirilgan. Konstruksiya elementlar: parchin mixlar mustahkamlikka, ezilishga va polosalar uzilishga tekshirilsin. Berilganlar: $F = 10kN$; $\delta_1 = 5mm$; $\delta_2 = 3mm$; $b = 50mm$; $\sigma_T = 230MPa$.



5.16-chizma. Ustma ust qo'yilgan ikki kesimli parchin mixli birikma.

Yechish. Mexanik xarakteristikalar–oquvchanlik chegarasi va loyihalash me'yoriy koeffitsienti bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlaymiz:

$$[\sigma_{ch}] = \frac{\sigma_{oq}}{n} = \frac{230}{1,5} \approx 160 \text{ MPa};$$

$$[\tau_{kes}] = 0,6[\sigma] = 96 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{ez}] = (2 \div 2,5)[\sigma] = (2 \div 2,5) \cdot 160 = (320 \div 400) \text{ MPa};$$

Uglerodli po'lat material uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar uchun [10. 2-jadvaldan] quyidagilarni qabul qilish tavsiya etilgan:

$$[\sigma_{ch}] = 115 \text{ MPa}; \quad [\tau_{kes}] = 70 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{ez}] = 175 \text{ MPa}.$$

Hisoblash ishlarda kesilish uchun berilgan yuqorida berilgan ruxsat etilgan $[\tau_{kes}] = 96 \text{ MPa}$; $[\tau_{kes}] = 70 \text{ MPa}$ kuchlanishning eng kichik ruxsat etilgan kuchlanishni $[\tau_{kes}] = 70 \text{ MPa}$ qabul qilamiz.

Parchin mixlarning ko'ndalang kesimi yuzasini, uning siljishdagi mustahkamlik sharti

$$\tau = \frac{Q}{A_{kes}} \leq [\tau].$$

dan foydalanib aniqlaymiz.

5.16-chizmadan ko‘rinadiki, parchin mix sterjeni ikkita tekislik bo‘yicha kesilishga ishlaydi, unda sterjenning o‘rta qismi chap tomonga siljiydi.

Unda konstruksiyadagi parchin mixlar kesilish tekisliklarini yuzalari yig‘indisi quyidagiga teng deb qarash mumkin:

$$A_{kes} = \frac{\pi d^2}{4} m \cdot n.$$

Siljishdagi mustahkamlik shartidan parchin mix diametrini aniqlash mumkin

$$\tau = \frac{Q}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4} \cdot m} \leq [\tau]; \quad d \geq \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot m \cdot n \cdot [\tau]}}$$

Qaralayotgan konstruksiya uchun parchin mixlarning kesilish tekisliklar soni $m = 2$, parchin mixlar soni $n = 3$ teng. Unda diametri:

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 10000}{3,14 \cdot 2 \cdot 3 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,005507 \text{ m.}$$

Parchin mix diametrini $m = 5 \text{ mm}$ ga teng deb qabul qilamiz.

Parchin mixning ezilishda ishlashdagi mustahkamligini tekshirib ko‘ramiz:

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{A_{ez}} \leq [\sigma_{ez}]$$

Bu yerda A_{ez} parchin mixning diametrik ezilish tekisligini ifodalaydi va u quyidagiga teng bo‘ladi:

$$A_{ez} = d \cdot \delta_1 \cdot n = 5 \cdot 5 \cdot 3 = 75 \text{ mm}^2.$$

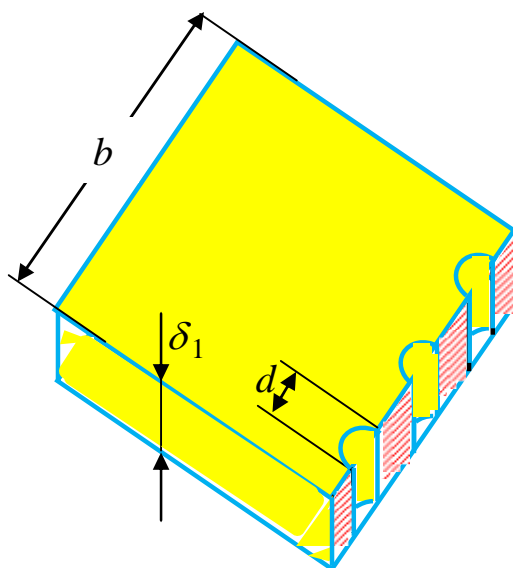
Unda

$$\sigma_{ez} = \frac{F}{A_{ez}} = \frac{10000}{75} = 133,333 \text{ MPa.}$$

$$\frac{175 - 133,333}{175} 100\% = -23,81\%.$$

Demak, parchin mixlarning ezilishda mustahkamligi ta‘minlangan.

Polosalar parchin mixlar joylashadigan teshiklar bilan zaiflashtiriladi, unda teshiklar joylashgan kesimi eng kichik ishchi kesim bo'lib, u xavfli kesim hisoblanadi (5.17-chizma).



5.17-chizma. Polosaning ko'ndalang kesimi.

Polosaning zaiflashgan kesim yuzasi quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$A_{uzi} = b \cdot \delta_1 - k \cdot d \cdot \delta_1 = \delta_1 (b - n \cdot d) = 5(50 - 3 \cdot 5) = 175 \text{ mm}^2.$$

Unda kuchlanish

$$\sigma_{uzi} = \frac{F}{A_{uzi}} = \frac{10000}{175} = 57,1 \text{ MPa}.$$

$$\frac{57,1 - 115}{115} 100\% = -50,35\%.$$

Demak, polosalarning uzilishga mustahkamligi ta'minlangan.

Xulosa

Ikki diametridan kesiluvchi parchin mix diametri siljishdagi mustahkamlik shartidan tanlab olindi. Polosalar uzilishga va parchin mixlarning ezilishga qarshilik ko'rsatish shartlarining bajarilishi aniqlandi.

5.2-masala. Po'lat 5 rusumli materialdan tayyorlangan ikkita polosa uchma-uch tutashtirilib, uning ustiga ikkita ustqo'yima bilan parchin mixlar yordamida

biriktirilgan, cho‘zuvchi $F = 500kN$ kuch ta’siridagi konstruksiya 5.18-chizmada ko‘rsatilgan. Konstruksiya birikmalarini mustahkamlikka tekshiring?

Berilganlar: Parchin mix sterjeni diameri $d = 20mm$ va parchin mixlar o‘rnatiladigan teshik diameri $d_0 = 23mm$, polosa eni $b = 305mm$, qalinligi $\delta = 12mm$ ustqo‘yma eni $b_1 = 280mm$ qalinligi $\delta_1 = 8mm$ ga teng.

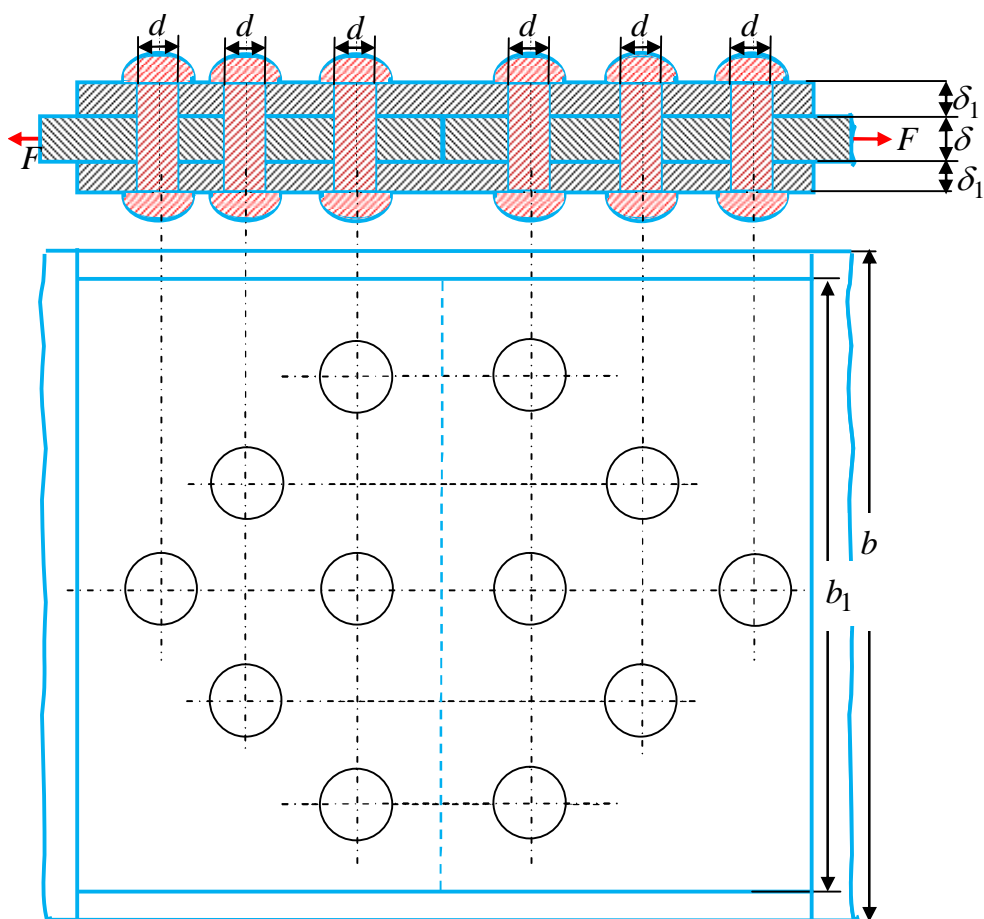
Yechish. Uglrodli po‘lat 5 rusumli material uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni [10. 2-jadval] quyidagilarni qabul qilish tavsiya etilgan: $[\sigma_{ch}] = 165MPa$; $[\tau_{kes}] = 100MPa$; $[\sigma_{ez}] = 320MPa$. Har bir parchin mixlarning kesilish tekisliklar soni $m = 2$, polosalarning birikish tekisligida bir (chap yoki o‘ng) tomonda parchin mixlar soni $n = 6$ teng. Unda qirqilishga ishlayotgan parchin mixni hosil bo‘ladigan kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\tau_{kes} = \frac{Q}{A_{kes}} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot m \cdot n} = \frac{500 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot (23)^2}{4} \cdot 2 \cdot 6} = 100,3 \frac{N}{mm^2} \leq 100MPa.$$

Kuchlanishlarni taqqoslash natijasi quyidagi foizni beradi:

$$\frac{100,3 - 100}{100} \cdot 100\% = 0,3\%.$$

Bundan ko‘rinadiki, qirqilishga ishlayotgan parchin mix ko‘ndalang kesimida hosil bo‘ladigan kuchlanish $\tau_{kes} = 100,3MPa$ bilan berilgan ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau_{kes}] = 100,0MPa$ orasidagi farq juda kichik ekan. Demak, parchin mix sterjenining kesilishdagi mustahkamligi ta’minlangan.



5.18-chizma. Ustqo‘ymali ikki kesimli parchin mixli birikma.

Polosani hisoblash ishlarini $I - I$, $II - II$, $III - III$ kesimlar bo‘yicha alohida-alohida bajarish lozim. Bu kesimlar tegishlicha bitta, ikkita va uchta parchin mix o‘rnatiladigan teshiklar bilan zaiflashtirilgan. Demak, kesimlardagi zo‘riqish kuchlari ham turli qiymatlarga bo‘ladi.

$I - I$ kesimda bitta parchin mix uchun teshik bo‘lganligi sababli zo‘riqish kuchi quyidagiga teng bo‘ladi:

$$N_1 = F = 500 \text{ kN}.$$

$II - II$ kesimda ikkita parchin mix uchun teshik bo‘lganligi uchun zo‘riqish kuchi quyidagiga teng bo‘ladi

$$N_2 = \frac{5}{6} F = \frac{5}{6} \cdot 500 = 416,7 \text{ kN}.$$

$III - III$ kesimda uchta parchin mix uchun teshik bo‘lganligi sababli zo‘riqish kuchi quyidagiga teng bo‘ladi:

$$N_3 = \frac{3}{6}F = \frac{3}{6} \cdot 500 = 250,0 \text{ kN}.$$

Hisob natijalari bo'yicha polosadagi hosil bo'lgan bo'ylama zo'riqish kuch epyuralarini quramiz (5.18,b-chizma).

Polosalardagi kuchlanishlarni aniqlaymiz:

I – I kesim bitta parchin mix teshigi bilan zaiflashtirilganligi sababli kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{(b - d_0) \cdot \delta} = \frac{F}{(b - d_0) \cdot \delta} = \frac{500 \cdot 10^3}{(280 - 23) \cdot 12} = 162,34 < 165 \text{ MPa}.$$

II – II kesim ikkita parchin mix teshigi bilan zaiflashtirilganligi sababli kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

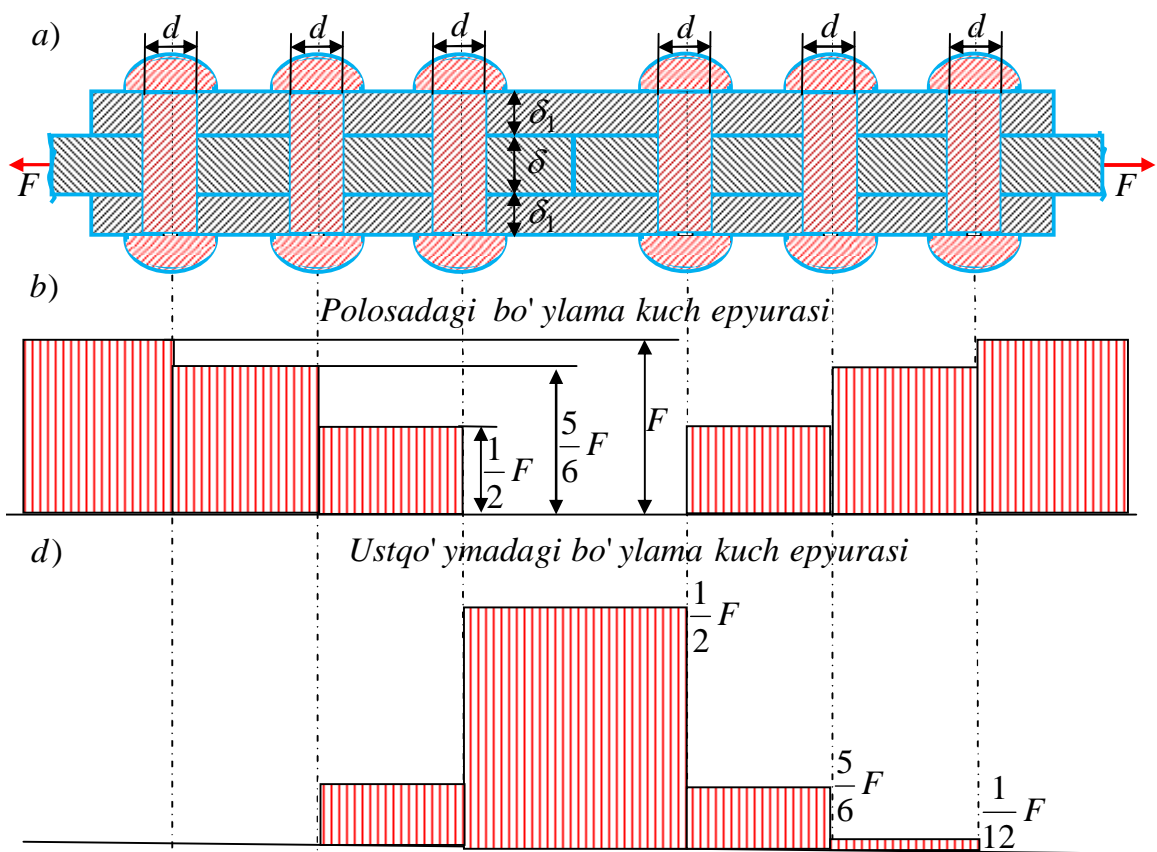
$$\sigma_2 = \frac{N_2}{6 \cdot (b - 2d_0) \cdot \delta} = \frac{5F}{6 \cdot (b - 2d_0) \cdot \delta} = \frac{5 \cdot 500 \cdot 10^3}{6 \cdot (280 - 2 \cdot 23) \cdot 12} = 148,39 \text{ MPa}.$$

III – III kesim uchta parchin mix teshigi bilan zaiflashtirilganligi sababli kuchlanish quyidagiga teng bo'ladi:

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{6 \cdot (b - 3d_0) \cdot \delta} = \frac{3F}{6 \cdot (b - 3d_0) \cdot \delta} = \frac{3 \cdot 500 \cdot 10^3}{6 \cdot (280 - 3 \cdot 23) \cdot 12} = 98,74 \text{ MPa}.$$

Ustqo'ymalarni cho'zilishga mustahkamligini tekshiramiz. Ma'lumki, ustqo'ymaga zo'riqish kuchlari parchin mixlar yordamida uzatiladi. Har bir parchin mix $F/6$ kuchni uzatadi. Ustqo'ymaga uzunligi bo'yicha ta'sir etayotgan zo'riqish kuchlar epyurasi 5.19,d-chizmada qurib ko'rsatilgan. Ustqo'yma uchun eng xafli kesim *III – III* bo'lishi epyuradan yaqqol ko'rinib turibdi, chunki bu kesimda bitta ustqo'ymaga to'g'ri keladigan zo'riqish kuchi $N_3 = F/2$ ga teng bo'lib, ko'ndalang kesim yuzasi eng zaiflashgan (kichik) yuza hisoblanadi. Bu ko'ndalang kesimdagi hosil bo'lgan normal kuchlanishni aniqlaymiz:

$$\sigma_{III} = \frac{N_3}{A} = \frac{0,5F}{(b - 3d_0) \cdot \delta_1} = \frac{0,5 \cdot 500 \cdot 10^3}{(280 - 3 \cdot 23) \cdot 8} = 148,104 < 165 \text{ MPa}.$$



5.19-chizma. Zo'riqish kuchlari epyuralari.

Kuchlanishlarni taqqoslash natijasi quyidagi foizni beradi:

$$\frac{148,104 - 165}{165} \cdot 100\% = -10,24\%.$$

Bundan ko'rinadiki, ustqo'yma ko'ndalang kesimida hosil bo'ladigan kuchlanish $\sigma_{III} = 148,104 \text{ MPa}$ bilan berilgan ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_{ch}] = 165,0 \text{ MPa}$ orasidagi farq juda kichik ekan. Demak, ustqo'ymaning mustahkamligi ta'minlangan.

Konstruksiyani asosiy polosaning parchin mixga tegib turish sirtining ezilishini aniqlaymiz, chunki polosa qalinligi ustqo'yma qalinligining ikkilanganligidan kichik bo'ladi.

$$\sigma_{ez} = \frac{N_3}{nd_0\delta} = \frac{500 \cdot 10^3}{6 \cdot 23 \cdot 12} = 301,932 < 320 \text{ MPa}.$$

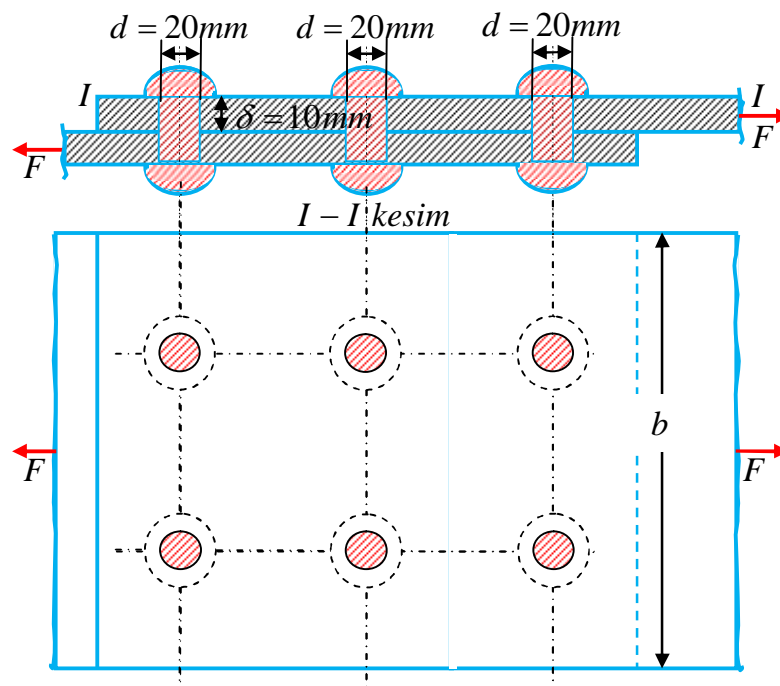
Kuchlanishlarni taqqoslash natijasi quyidagi foizni beradi:

$$\frac{301,932 - 320}{320} \cdot 100\% = -5,65\%.$$

Xulosa

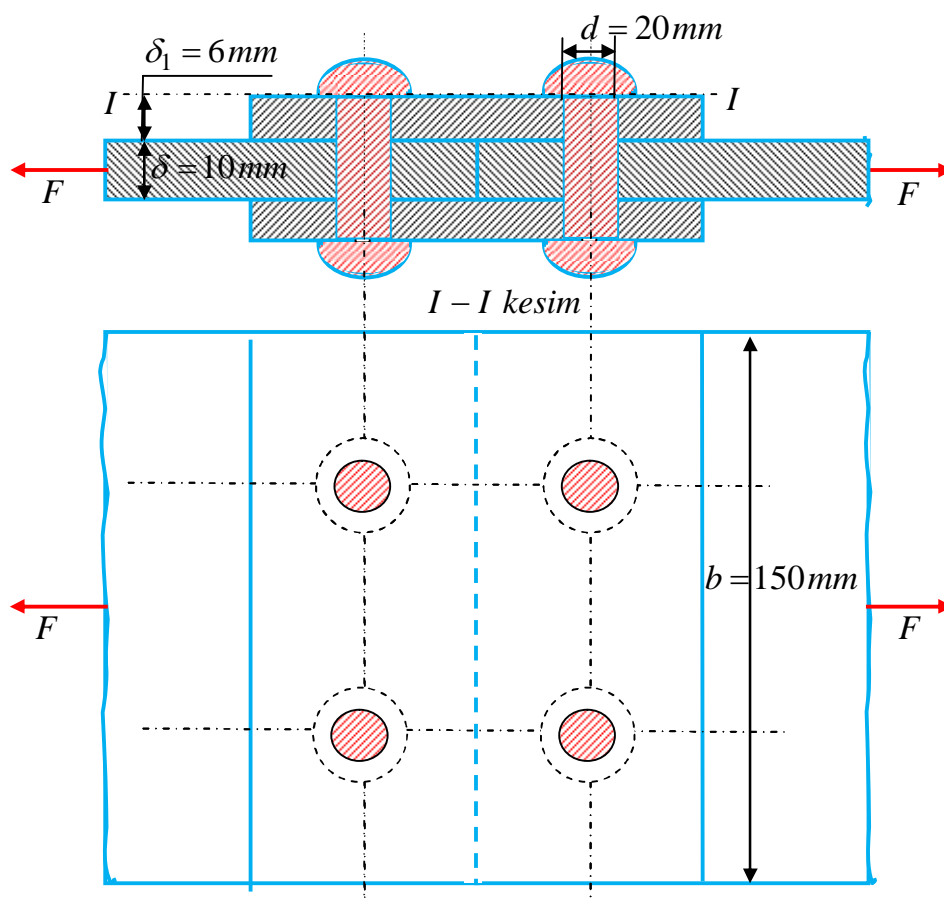
Konstruksiyada ishlayotgan polosada ham parchin mixda ham uzilish va ezilish mustahkamlik shartlari to'liq bajarildi.

5.3-masala. Bir-birining ustiga qo'yib parchin mix bilan biriktirilgan 5.20-chizmada keltirilgan konstruksiya cho'zilishga ishlaydi. Agar uglerodli po'lat 5 rusumli material uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni [10. 2-jadval] dan quyidagilarni qabul qilish tavsiya etilgan: $[\sigma_{ch}] = 165 MPa$; $[\tau_{kes}] = 100 MPa$; $[\sigma_{ez}] = 250 MPa$ cho'zuvchi kuch miqdori va polosaning eni b aniqlansin.



5.20-chizma. Ustma-ust qo'yilgan bir kesimli ikki qatorli parchin mixli birikma.

5.4-masala. Uchma-uch qo'yib ikki tomoniga ustqo'ymlar o'rnatilib parchin mixlangan, cho'zuvchi $F = 125 kN$ kuch ta'sirida bo'lgan konstruksiya 5.21-chizmada ko'rsatilgan. Parchin mixli birikma mustahkamligi tekshirilsin. Agar uglerodli po'lat 5 rusumli material uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni [10. 2-jadval] dan quyidagilarni qabul qilish tavsiya etilgan $[\sigma_{ch}] = 165 MPa$; $[\tau_{kes}] = 100 MPa$; $[\sigma_{ez}] = 250 MPa$.



5.21-chizma. Ustqo‘ymali bir kesimli ikki qatorli parchin mixli birikma.

Tayanch iboralar:

Siljish, sof siljish, normal va urinma, kuchlanishlar, ezilish, siljish bikirligi, parchin mixli birikma, boltli birikma, parchin mixlarning kesilish tekisliklar soni; parchin mixlar soni, xavfli kesim, ezilish yuzasi, payvand birikma, mustahkamlik sharti, polosa, chok, ustma-ust payvandlash, uchma-uch payvandlash.

Test savollari:

1. Konstruksiya elementining sof siljish holati –bu:

elementning o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan ikki yuzachasiga faqat urinma kuchlanishlar ta’sir etadigan tekis kuchlanish va deformatsiyalanish holatidir;

elementning o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan ikki yuzachasiga faqat normal kuchlanishlar ta’sir etadigan tekis kuchlanish va deformatsiyalanish holatidir;

elementning o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan ikki yuzachasiga faqat bosh kuchlanishlar ta’sir etadigan tekis kuchlanish va deformatsiyalanish holatidir;

elementning o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan ikki yuzachasiga urinma va normal kuchlanishlar ta’sir etadigan tekis kuchlanish va deformatsiyalanish holatidir;

2. Sof siljishda qanday deformatsiya hosil bo‘ladi?

burchak nisbiy siljish deformatsiya;

chiziqli deformatsiya;

buralish va egilish deformatsiya;

chiziqli va nochiziqli deformatsiya;

3. Sof siljishda nisbiy siljish yoki siljish burchagi qaysi javobda to‘g‘ri ko‘rsatilgan?

$$\gamma = \frac{\Delta S}{a}; \quad \gamma = \frac{a}{\Delta S}; \quad \gamma = \Delta S \cdot a; \quad \gamma = \Delta S + a;$$

4. Sof siljishda siquvchi va cho‘zuvchi bosh kuchlanishlar o‘zaro va miqdor jihatidan qanday kuchlanishga teng bo‘ladi?

ekstremal urinma kuchlanishlarga;

urinma kuchlanishga;

ekstremal normal;

normal va urinma kuchlanishlarga;

5. Bosh kuchlanishlar sof siljish yuzasiga nisbatan qanday burchak ostida joylashgan bo‘ladi?

$$45^0, 135^0; \quad 90^0, 270^0; \quad 0^0, 180^0; \quad 0^0, 360^0;$$

6. Siljishda kuchlanish qaysi formuladan aniqlanishini ko‘rsating?

$$\tau = \frac{F}{A}; \quad \tau = \frac{\sigma}{A}; \quad \tau = GE; \quad \tau = E\varepsilon;$$

7. Siljishda Guk qonuni ifodasi qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\tau = G\gamma; \quad \tau = GE; \quad \tau = E\gamma; \quad \tau = G/\gamma;$$

8. G , E , μ orasidagi bog‘lanish qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}; \quad G = \frac{E}{2(1 - \mu)}; \quad G = \frac{3(1 + \mu)}{2E}; \quad G = \frac{3(1 - \mu)}{2E};$$

9. Elastiklik moduli G nimaga bog‘liq?

jism materialiga;

jism o‘lchamlariga;

jism shakliga;

jism k o‘rinishiga;

10. Elastiklik moduli G ning o‘lchov birligini ko‘rsating?

$$N/m^2; \quad \text{kgc}/\text{sm}^4; \quad N/m^3; \quad N/m;$$

11. Po‘lat uchun $E = 2 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2$, $\mu = 0,25$ bo‘lsa, siljishdagi elastiklik moduli qiymati quyidagi javoblarning qaysi birida to‘g‘ri keltirilgan?

$$G = 8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2; \quad G = 2 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2; \\ G = 2,1 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2; \quad G = 1,1 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2;$$

12. Material uchun $E = 1,7 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2$, $\mu = 0,39$ bo'lganda, siljishdagi elastiklik moduli qiymati qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?

$$G = 6,2 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 3 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 2 \cdot 10^5 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 1,1 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 ;$$

13. Cho'yan uchun $E = 1,15 \cdot 10^7 \text{ N/sm}^2$, $\mu = 0,23$ bo'lganda, siljishdagi elastiklik moduli qiymati qaysi javobda to'g'ri ko'rsatilgan?

$$G = 4,7 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 6 \cdot 10^5 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 2,8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 ;$$

$$G = 3,8 \cdot 10^5 \text{ N/sm}^2 ;$$

14. Parchin mixli birikmalar nimaga hisoblanadi?

ezilishga va qir qilishga;

ezilishga va buralishga;

buralishga va siqilishga;

egilishga va qirilishga;

15. Boltli birikmalar nimaga hisoblanadi?

ezilishga va qir qilishga;

ezilishga va buralishga;

buralishga va siqilishga;

egilishga va qirilishga;

16. Bir xil materiallar uchun E va G orasida qanday munosabat mavjud?

$$E > G ;$$

$$E < G ;$$

$$E = G ;$$

$$E \propto G ;$$

17. Sof siljishda materialning hajmi o'zgaradimi?

o'zgarmaydi;

o'zgaradi;

plastik material uchun o'zgaradi;

elastik material uchun o'zgarmaydi;

18. Sof siljishda hajm, shakl va o'lchamlar o'zgaradimi?

hajmi o'zgarmaydi, shakli va o'lchamlari o'zgaradi;

hajmi, shakli va o'lchamlari o'zgaradi;

hajmi, shakli o'zgarmaydi va o'lchamlari o'zgaradi;

hajm, shakli va o'lchamlari o'zgarmaydi;

19. Siljishdagi elastiklik moduli qiymati qanday aniqlanadi?

tajriba yo'li bilan;

matematik yo'li bilan;

kinematik yo'l bilan;

aniq yo'l bilan;

20. Siljishdagi parchin mix mustahkamlik sharti qanday ifodalanadi?

$$\tau = G\gamma \leq [\tau]; \quad \tau = GE \leq [\tau]; \quad \tau = E\gamma \leq [\tau]; \quad \tau = (G/\gamma) \leq [\tau];$$

21. Chegaraviy holatda urinma kuchlanishlar parchin mixning qirqilish kesimi bo'ylab qanday taqsimlanada?

tekis;

ixtiyoriy;

parabola;

yuqori tartibli egri chiziqli;

22. Parchin mixlarning kesimlari bo'yicha ikki qirqilish yuzasi qaysi formulada to'g'ri keltirilgan?

$$F_q = \frac{\pi d^2}{2}; \quad F_q = \frac{\pi d^2}{4}; \quad F_q = \frac{3\pi d^2}{4}; \quad F_q = k \frac{\pi d^2}{4};$$

23. Parchin mixlarning kesimlari bo'yicha k ta qirqilish yuzasi qaysi formuladan aniqlanadi?

$$F_q = k \frac{\pi d^2}{4}; \quad F_q = k \frac{\pi d^2}{2}; \quad F_q = \frac{\pi d^2}{4k}; \quad F_q = \frac{3\pi d^2}{4k};$$

24. Parchin mixli konstruksiyaning qaysi bir elementlari eziladi?

parchin mix, listlarning mixga yopishgan silindrik sirtlari;

parchin mix sirtlari;

listlarning mixga yopishgan silindrik sirtlari;

parchin mixli birikma faqat siljishga ishlaydi;

25. Parchin mixli konstruksiya elementining ezilish yuzasi nimaga teng?

$$A_{ez} = d\delta; \quad A_{ez} = \pi d^2 / 2; \quad A_{ez} = \pi d^2 / 4; \quad A_{ez} = k \pi d^2 / 4;$$

26. Parchin mixli konstruksiya elementlarini hisoblashda ezilish yuzasi sifatida qanday yuza qabul qilinadi?

elementlarning tegib turgan sirtining diametrial tekislikka bo‘lgan proyeksiyasi;
 elementlarning tegib turgan sirtining diametrial tekislikka parallel bo‘lgan proyeksiyasi;

elementlarning tegib turgan sirtining diametrial tekislikka bo‘lgan sathi;

elementlarning tegib turgan sirtining diametrial tekislikka bo‘lgan yuzasi;

27. Parchin mix uchun qirqilish va ezilish bo‘yicha aniqlangan kuchlardan qaysi biri olinadi;

kichigi; kattasi; qirquvchisi; ezuvchisi;

28. Parchin mixlar qirqilishdagi mustahkamlik sharti qaysi formulada to‘g‘ri keltirilgan?

$$\tau_{\max} = \frac{F}{n \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]; \quad \sigma_{ez} = \frac{F}{n A_{ez}} \leq [\sigma_{ez}];$$

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]; \quad \sigma_{\max} \leq [\sigma_{vaq}].$$

29. Parchin mixli konstruksiyalar ishlashi davrida qanday deformatsiyalar hosil bo‘ladi?

siljish, ezilish, cho‘zilish, siqilish;

siljish, ezilish, buralish;

siljish, ezilish, buralish, siqilish;

buralish, ezilish, cho‘zilish, siqilish, egilish;

30. Payvand birikmalar bilan parchin mixli birikmalarning qaysi biri foydaliroq?

payvand birikma;

parchin mixli birikma;

har ikkalasi ham;

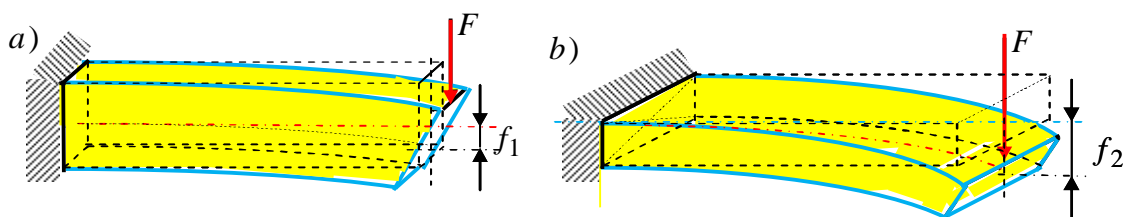
boltli birikma;

6 BOB. TEKIS KESIM GEOMETRIK TAVSIFLARI

6.1-§. Umumiy ma'lumotlar

Ma'lumki cho'zilish va siqilishga ishlovchi sterjenlarning ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan kuchlanishlar, sterjen mustahkamligi va bikirligi ko'ndalang kesim o'lchamlari miqdoriga bog'liq.

Ko'ndalang kesim yuzasi bir-biriga teng bo'lgan sterjenlarni ikki xil mahkamlangan holatdagi egilishini qarab chiqamiz (6.1,a,b-chizma). Bunda F to'plangan kuch ta'sirida bo'lgan sterjenlarning erkin uchlaridagi vertikal ko'chishlari biri ikkinchisidan katta farq qiluvchi ikki xil $f_1 \ll f_2$ miqdorga ega bo'lganligini ko'ramiz:



6.1-chizma. Tashqi kuch ta'siridan sterjenda hosil bo'lgan deformatsiyalari.

Demak, bu misoldan ko'rinadiki, ko'ndalang kesim yuzasi sterjenning egilishda muhim ro'l o'ynamaydi.

Xulosa qilib quyidagilarni aytish mumkin.

1. Sterjenlarni egilishga, buralishga murakkab qarshilikka hisoblashda, shuningdek siqilgan sterjenlarni ustuvorlikka hisoblashda kesim yuzidan murakkabroq bo'lgan geometrik xarakteristikalaridan foydalanishga to'g'ri keladi.

2. Bunday xarakteristikalar jumlasiga tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan statik momentlari, tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan inersiya momentlari, qutb inersiya momentlari va kesim yuzalarining o'qqa nisbatan qarshilik momentlari kiradi.

6.2-§. Kesimning statik momentlari

Qaralayotgan tekis kesim yuzasidan ajratilgan elementar yuzachalar yuzi bilan shu yuzachalardan koordinata o'qlargacha bo'lgan masofalariga ko'paytmasi yig'indisiga tekis kesim yuzining koordinata o'qlariga nisbatan statik momentlari deb ataladi (6.2,a-chizma).

Tekis kesim yuzasining Ox, Oy o'qlariga nisbatan statik momentlari matematik ifodasi tegishlixa quyidagicha bo'ladi:

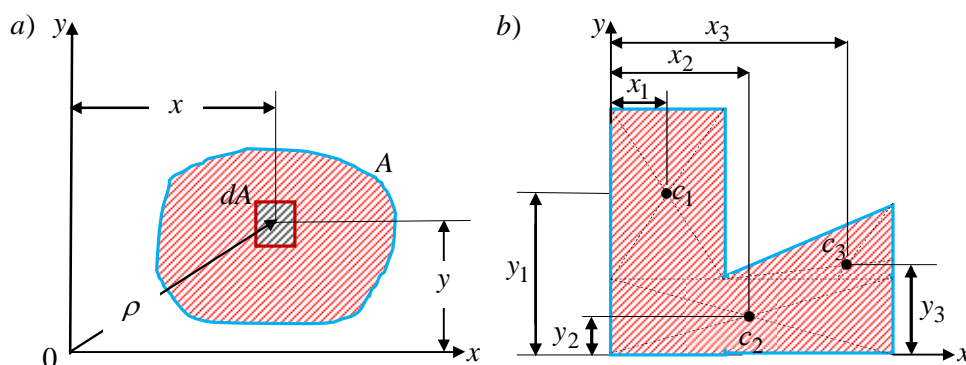
$$S_x = \int_A y dA, \quad S_y = \int_A x dA. \quad (6.1)$$

Tekis kesim og'irlik markazi koordinatalari va kesim yuzasi yuzi ma'lum bo'lsa, Ox, Oy o'qlariga nisbatan statik momentlari tegishlixa quyidagicha formulalardan aniqlanadi:

$$S_x = y_c \cdot A, \quad S_y = x_c \cdot A. \quad (6.2)$$

Og'irlik markazi. Agar tekis kesim yuzasi yuzi va o'qlarga nisbatan statik momentlari ma'lum bo'lsa, tekis kesim og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formuladan aniqlanadi [30, part I, p-139]:

$$x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{\int x dA}{A}, \quad y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{\int y dA}{A}. \quad (6.3)$$



6.2-chizma. Tekis kesim yuzalari.

Murakkab ko'rinishdagi tekis kesim yuzasi og'irlik markazi koordinatalarini topish uchun kesim yuzalari ma'lum bo'lgan bir qancha mumkin bo'lgan oddiy kesimlarga ajratamiz (6.2,b-chizma).

Murakkab kesim yuzasi og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$\left. \begin{aligned} x_c &= \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 + A_3 \cdot x_3 + \dots + A_n \cdot x_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n A_i}, \\ y_c &= \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + A_3 \cdot y_3 + \dots + A_n \cdot y_n}{A_1 + A_2 + A_3 + \dots + A_n} = \frac{\sum_{i=1}^n A_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n A_i}. \end{aligned} \right\} (6.4)$$

Xulosa

1. tekis kesim statik momentlari musbat, manfiy va nol qiymatlarni qabul qiladi;
2. tekis kesim statik momentlari sm^3 bilan o'lchanadi.

6.3-§. Tekis kesim inersiya momentlari

Qaralayotgan tekis kesim yuzasidan ajratilgan elementar yuzachalar yuzi bilan shu yuzachalardan o'qlargacha bo'lgan masofa kvadratlariga ko'paytmasi yig'indisiga o'q yoki ekvatorial inersiya momenti deb ataladi (6.2, a-chizma).

Tekis kesimning Ox va Oy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\boxed{I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA.} \quad (6.5)$$

Tekis kesim yuzasidan ajratilgan barcha elementar yuzachalar yuzi bilan shu yuzachadan koordinata boshigacha bo'lgan masofa kvadratlariga ko'paytmasi yig'indisiga qutb inersiya momenti deb ataladi. Qutb inersiya momenti quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\boxed{I_\rho = \int_A \rho^2 dA.} \quad (6.6)$$

Tekis kesim yuzasining qutb va ekvatorial inersiya momentlari orasidagi bog‘lanishni aniqlaymiz. 6.2,a-chizmadan quyidagi bog‘lanishni aniqlash muammo tug‘dirmaydi[30, part I, p-140]:

$$\rho^2 = x^2 + y^2. \quad (6.7)$$

Unda qutb inersiya momentini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA = \int_A (x^2 + y^2) dA = \int_A x^2 dA + \int_A y^2 dA. \quad (6.8)$$

Yoki bu formulani quyidagi ko‘rinishda ham ifodalash mumkin:

$$I_\rho = I_x + I_y. \quad (6.9)$$

Tekis kesim yuzasidan ajratilgan barcha elementar yuzachalar yuzi bilan shu yuzachalardan koordinata o‘qlargacha bo‘lgan masofalariga ko‘paytmalarining yig‘indisiga markazdan qochirma inersiya momenti deb ataladi va quyidagicha ifodalanadi[30, part I, p-151]:

$$I_{xy} = \int_A xy dA. \quad (6.10)$$

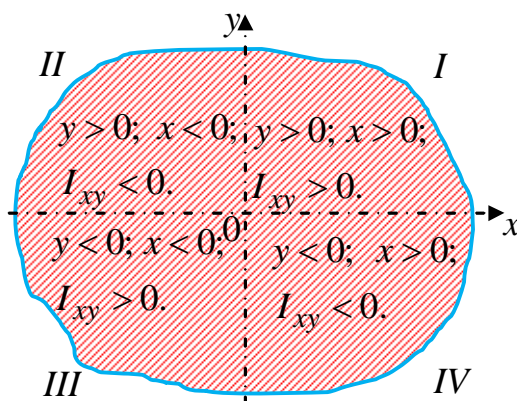
Xulosa

1. Tekis kesim yuzalarining ekvatorial (o‘q) va qutb inersiya momentlari faqat musbat qiymatlarni qabul qilib sm^4 da o‘lchanadi.
2. Tekis kesim yuzalardan o‘zaro perpendikulyar bo‘lgan o‘qlarga nisbatan olingan ekvatorial inersiya momentlarning yig‘indisi shu o‘qlarning kesishgan nuqtasiga nisbatan olingan qutb inersiya momentiga teng bo‘lar ekan.
3. Tekis kesim yuzalarining markazdan qochirma inersiya momenti o‘qlarning holatiga qarab musbat, manfiy va nol qiymatlarni qabul qilib sm^4 da o‘lchanadi.

Markazdan qochirma inersiya moment ishorasini quyidagi mulohazadan osongina aniqlash mumkin (6.3-chizma). Koordinatalar tizimining I va III choraklarida yotgan kesim qismining har ikkala koordinatalar bir xil ishorali bo‘laganligi, sababli markazdan qochirma inersiya moment musbat bo‘ladi.

Lekin II va IV choraklarida yotgan kesim qismining koordinatalar har xil ishorali bo‘laganligi uchun markazdan qochirma inersiya moment manfiydir. Demak qaralayotgan kesimning kattaroq qismi I va III choraklarida yotsa, unda

butun yuzaning inersiya momenti musbat, vaholanki II va IV choraklarida yotsa-manfiy.



6.3-chizma. Markazdan qochirma inersiya moment ishoralari.

6.4-§. Oddiy tekis kesim inersiya momentlari

1. *To'g'ri to'rtburchak.* 6.3-paragrafdagi (6.5) formula asosida markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini hisoblashni ko'rib chiqamiz. 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 (6.4,a-chizma).

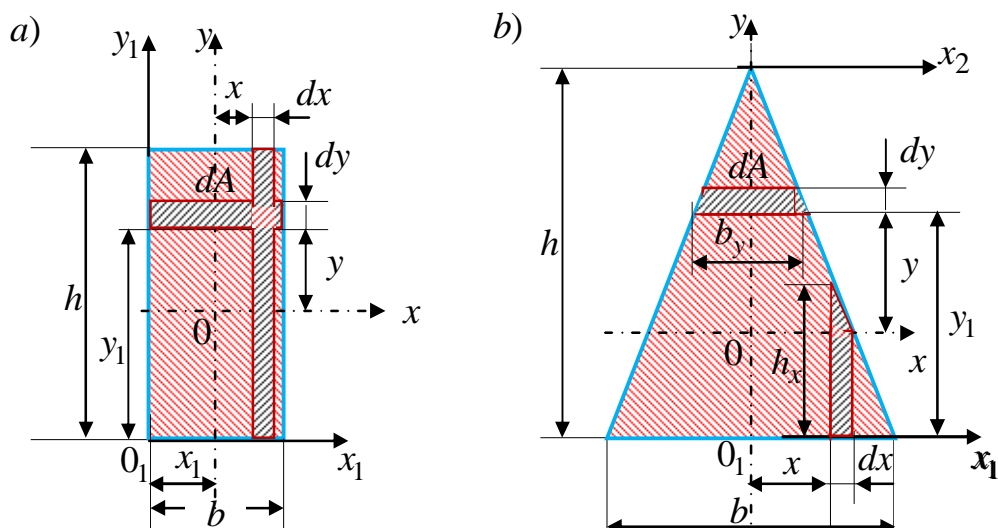
Unda Ox markaziy o'qqa nisbatan inersiya momenti quyidagicha bo'ladi [30, part I, p-142]:

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-h/2}^{h/2} y^2 (b dy) = b \frac{y^3}{3} \Big|_{-h/2}^{h/2} = b \left(\frac{(h/2)^3}{3} \right) - b \left(\frac{(-h/2)^3}{3} \right) = \frac{bh^3}{12}. \quad (6.11)$$

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

$$I_y = \int_A x^2 dA = \int_{-b/2}^{b/2} x^2 (h dx) = h \frac{x^3}{3} \Big|_{-b/2}^{b/2} = h \left(\frac{(b/2)^3}{3} \right) - h \left(\frac{(-b/2)^3}{3} \right) = \frac{hb^3}{12}. \quad (6.12)$$

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



6.4-chizma. To'g'ri to'rtburchak va uchburchak kesim yuzalar.

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 (6.4,a-chizma):

$$I_x = I_y = \frac{a^4}{12}. \quad (6.13)$$

3. **Uchburchak.** 6.4,b-chizmadagi 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 (6.4,b-chizma):

$$\frac{b_y}{b} = \frac{(2h/3) - y}{h}, \text{ bundan } b_y = \frac{b[(2h/3) - y]}{h}. \quad (6.14)$$

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

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-h/3}^{2h/3} y^2 (b_y) dy = \int_{-h/3}^{2h/3} y^2 \frac{b}{h} \left(\frac{2h}{3} - y \right) dy = \frac{b}{h} \int_{-h/3}^{2h/3} \left(\frac{2h}{3} y^2 - y^3 \right) dy = \frac{b}{h} \left[\frac{2h}{3} \frac{y^3}{3} - \frac{y^4}{4} \right]_{-h/3}^{2h/3} = \frac{bh^3}{36}. \quad (6.15)$$

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

$$h_x = \frac{h[(b/2) - x]}{b/2}. \quad (6.16)$$

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

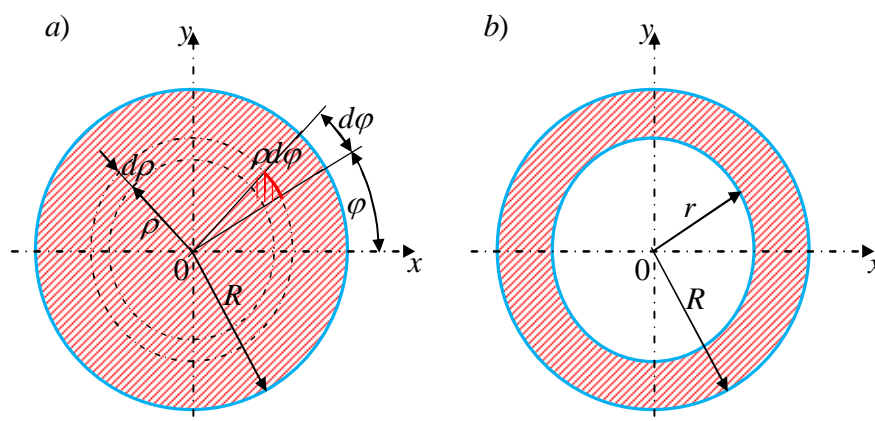
$$I_y = \int_A x^2 dA = 2 \cdot \int_0^{b/2} x^2 h_x dx = 2 \cdot \int_0^{b/2} x^2 \frac{2h}{b} \left(\frac{b}{2} - x \right) dx = 2 \cdot \frac{2h}{b} \left[\frac{b}{2} \frac{x^3}{3} - \frac{x^4}{4} \right]_0^{b/2} = \frac{b^3 h}{48}. \quad (6.17)$$

4. *Doira.* Avval qutb inersiya momentini topish maqsadga muvofiqdir.

Aniqlangan qutb inersiya momentidan foydalanib markaziy o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini aniqlash qulaylik tug'diradi. 6.5,a-chizmadagi 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 [30, part I, p-140]:

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA = \iint_A \rho^2 \rho d\varphi d\rho = \int_0^{2\pi} d\varphi \int_0^R \rho^3 d\rho = \frac{R^4}{4} \int_0^{2\pi} d\varphi = \frac{\pi R^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32} \approx 0,1D^4. \quad (6.18)$$

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 (6.5) va (6.18) formulalarga asosan quyidagiga teng bo'ladi:



6.5-chizma. Doira va halqa kesim yuzalar.

$$I_x = I_y = \frac{I_\rho}{2} = \frac{\pi R^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64} \approx 0,05D^4. \quad (6.19)$$

4. *Halqa*. Halqa kesimning inersiya momentlari tashqi va ichki doiralar inersiya momentlarining ayirmasiga teng bo'ladi (6.5,b-chizma):

Qutb inersiya momenti quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$I_\rho = \frac{\pi R^4}{2} - \frac{\pi r^4}{2} = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi D^4}{32} (1 - c^4). \quad (6.20)$$

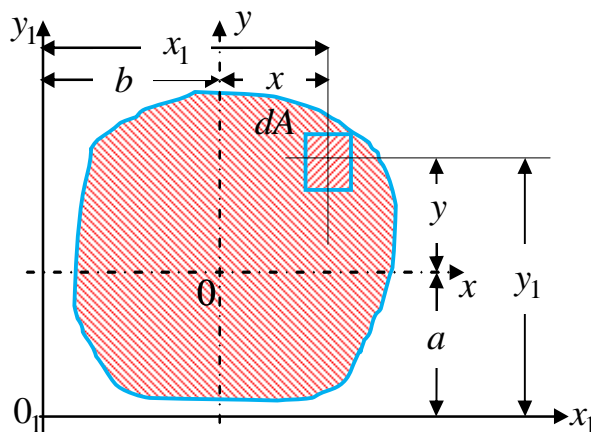
Markaziy koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momentlari quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$I_x = I_y = \frac{I_\rho}{2} = \frac{\pi R^4}{4} - \frac{\pi r^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi D^4}{64} (1 - c^4). \quad (6.21)$$

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

6.5-§. Tekis kesim o'qlari parallel ko'chirilganda inersiya momentlari

Ixtiyoriy shakldagi biror tekis kesim yuzining markaziy o'qlariga nisbatan inersiya I_x , I_y momentlari va markazdan qochirma I_{xy} inersiya momenti ma'lum bo'lsin (6.6-chizma).



6.6-chizma. Parallel koordinatalar tizimida joylashgan tekis kesim.

Tekis kesim yuzining markaziy Ox , Oy o'qlariga parallel ravishda a va b masofalardan o'tgan Ox_1 , Oy_1 o'qlarga nisbatan inersiya $I_{x_1}, I_{y_1}, I_{x_1y_1}$

momentlarini aniqlash masalasini ko‘rib chiqamiz. Elementar dA yuzachaning markaziy va parallel o‘qlariga nisbatan koordinatalari orasidagi bog‘lanishlar quyidagicha ifodalanadi:

$$y_1 = y + a, \quad x_1 = x + b. \quad (6.22)$$

Unda tekis kesim yuzining Ox_1 va Oy_1 o‘qlarga nisbatan inersiya I_{x_1} , I_{y_1} , $I_{x_1y_1}$ momentlarining ifodalari (6.5) va (6.22) formulalarga asosan quyidagiga teng bo‘ladi [30, part I, p-144]:

$$\begin{aligned} I_{x_1} &= \int_A y_1^2 dA = \int_A (y + a)^2 dA = \int_A y^2 dA + 2a \int_A y dA + a^2 \int_A dA, \\ I_{y_1} &= \int_A x_1^2 dA = \int_A (x + b)^2 dA = \int_A x^2 dA + 2b \int_A x dA + b^2 \int_A dA, \\ I_{x_1y_1} &= \int_A x_1 y_1 dA = \int_A (x + b)(y + a) dA = \int_A xy dA + a \int_A x dA + b \int_A y dA + ab \int_A dA. \end{aligned} \quad (6.23)$$

Bu formuladagi $\int_A x dA$ va $\int_A y dA$ integrallar markaziy o‘qlarga nisbatan tekis kesim yuzasi statik moment bo‘lgani sababli ular nolga teng bo‘ladi. (6.23) formulaning oxirgi hadidagi integral tekis kesim yuzasining to‘la yuzasini beradi, ya’ni $\int_A dA = A$. Formulaning o‘ng tomonidagi birinchi hadlari tekis kesim

yuzasining markaziy o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarini ifodalaydi, ya’ni:

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA, \quad I_{xy} = \int_A xy dA. \quad (6.24)$$

Demak bularni e’tiborga olib parallel o‘qlarga nisbatan inersiya momentlarini quyidagicha ifodalash mumkin bo‘ladi:

$$I_{x_1} = I_x + a^2 A, \quad I_{y_1} = I_y + b^2 A, \quad I_{x_1y_1} = I_{xy} + abA. \quad (6.25)$$

Xulosa

1. Tekis kesim yuzining ixtiyoriy o‘qqa nisbatan inersiya momenti, shu o‘qqa parallel ravishda kesim og‘irlik markazidan o‘tuvchi markaziy o‘qqa nisbatan olingan inersiya momenti bilan kesim yuzaning o‘qlar orasidagi masofa kvadratiga ko‘paytmasining yig‘indisiga teng.

2. Tekis kesim yuzining ixtiyoriy o'qqa nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti, shu o'qqa parallel ravishda kesim og'irlik markazidan o'tuvchi markaziy o'qlarga nisbatan olingan markazdan qochirma inersiya momenti bilan kesim yuzining o'qlarga nisbatan olingan koordinatalariga ko'paytmasining yig'indisiga teng.

6.6-§. Murakkab tekis kesim inersiya momentlari

Murakkab tekis kesim yuzasi inersiya momentlarini hisoblash uchun kesim yuzasini bir qancha mumkin bo'lgan ma'lum oddiy kesimlarga ajratamiz. Shundan so'ng murakkab tekis kesimning biror o'qqa nisbatan inersiya momentini topish uchun har qaysi oddiy kesimning shu o'qqa nisbatan inersiya momentlari (6.25) formula asosida aniqlanib keyin ularni qo'shamiz, ya'ni:

$$I_x = I_x^I + I_x^{II} + I_x^{III} + \dots + I_x^n = \sum_{i=1}^n I_x^i. \quad (6.26)$$

Bunda

$$\begin{aligned} I_x^I &= I_{x_c}^I + a_1^2 A_1, & I_x^{II} &= I_{x_c}^{II} + a_2^2 A_2, \\ I_x^{III} &= I_{x_c}^{III} + a_3^2 A_3, & I_x^n &= I_{x_c}^n + a_n^2 A_n. \end{aligned} \quad (6.27)$$

Bu yerda $I_{x_c}^I$, $I_{x_c}^{II}$, $I_{x_c}^{III}$, $I_{x_c}^n$ ajratilgan oddiy tekis kesimlarning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari;

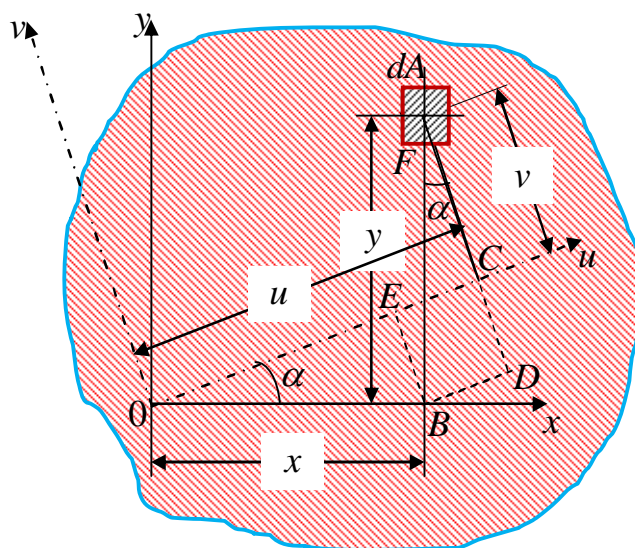
$a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ oddiy kesim markaziy o'qi bilan murakkab kesim markaziy o'qlari orasidagi eng qisqa masofa.

Xuddi shuningdek Oy o'qiga nisbatan inersiya momenti va markazdan qochirma inersiya momentlari aniqlanadi.

6.7-§. Tekis kesim koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlari

Qaralayotgan tekis kesim yuzasining Ox va Oy o'qlariga nisbatan inersiya I_x, I_y, I_{xy} momentlari berilgan bo'lsin. Koordinata o'qlarini soat millari bo'yicha α burchakka burib Ou va Ov o'qlarini hosil qilamiz. Tekis kesim yuzasining yangi o'qlarga nisbatan inersiya I_u, I_v, I_{uv} momentlarini aniqlaymiz. Buning uchun tekis kesim yuzasidan dA elementar yuzacha ajratamiz, uning yangi o'qlardagi koordinatalarini dastlabki o'q koordinatalari bilan bog'laymiz (6.7-chizma):

$$\begin{aligned} u &= \overline{OC} = \overline{OE} + \overline{EC} = \overline{OE} + \overline{BD} = x \cos \alpha + y \sin \alpha, \\ v &= \overline{FC} = \overline{FD} - \overline{CD} = \overline{FD} - \overline{EB} = y \cos \alpha - x \sin \alpha. \end{aligned} \quad (6.28)$$



6.7-chizma. Koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlarining o'zgarishi.

Bu bog'lanishlardan foydalanib Ou koordinata o'qiga nisbatan tekis kesimning inersiya I_u momentini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\begin{aligned} I_u &= \int_A v^2 dA = \int_A (y \cos \alpha - x \sin \alpha)^2 dA = \\ &= \cos^2 \alpha \int_A y^2 dA - 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_A xy dA + \sin^2 \alpha \int_A x^2 dA. \end{aligned} \quad (6.29)$$

Bu tenglamadagi integrallar quyidagilarni ifodalaydi:

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA \quad \text{va} \quad I_{xy} = \int_A xy dA. \quad (6.30)$$

Unda (6.29) inersiya momentini quyidagicha yozish mumkin:

$$I_u = I_x \cos^2 \alpha + I_y \sin^2 \alpha - I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (6.31)$$

Xuddi shuningdek O_v koordinata o'qiga nisbatan tekis kesimning inersiya I_v momentini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$I_v = I_x \sin^2 \alpha + I_y \cos^2 \alpha + I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (6.32)$$

Tekis kesim yuzining markazdan qochirma inersiya momenti quyidagiga teng:

$$\begin{aligned} I_{uv} &= \int_F (y \cos \alpha - x \sin \alpha)(y \sin \alpha + x \cos \alpha) dA = \\ &= \sin \alpha \cos \alpha \int_A y^2 dA - \sin \alpha \cos \alpha \int_A x^2 dA + (\cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha) \int_A xy dA. \end{aligned} \quad (6.33)$$

Markazdan qochirma inersiya momenti ifodasiga ba'zi trigonometrik o'zgartirishlar kiritib quyidagicha ifodalaymiz:

$$I_{uv} = \frac{I_x - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{xy} \cos 2\alpha. \quad (6.34)$$

Yuqoridagi (6.31) va (6.32) tengliklarni hadlab qo'shib quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$I_u + I_v = I_x + I_y = I_\rho. \quad (6.35)$$

(6.31) va (6.32) tengliklarni hadlab ayirib quyidagi ifodani hosil qilamiz:

$$I_u - I_v = (I_x - I_y) \cos 2\alpha - I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (6.36)$$

Xulosa

1. O'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlarga nisbatan inersiya momentlari va markazdan qochirma inersiya momentlari ma'lum bo'lsa, shu o'qlar koordinata boshidan o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan ixtiyoriy boshqa o'qlarga nisbatan inersiya momentlarini topish mumkin.

2. O'zaro perpendikulyar bo'lgan ixtiyoriy burchakka burilgan o'qlarga olingan inersiya I_u, I_v, I_{uv} momentlari og'ish α burchagining funksiyasidir.

3.O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan o‘qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig‘indisi o‘zgarmas miqdor bo‘lib, u qutb inersiya momentiga teng.

6.8-§. Tekis kesim bosh inersiya o‘qlari va bosh inersiya momentlari

O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan ixtiyoriy o‘qlarga nisbatan inersiya I_u, I_v, I_{uv} momentlarining miqdori α burchakka bog‘liq. Og‘ish burchagining shunday bir $\alpha = \alpha_0$ qiymatini topish mumkinki, unda inersiya I_u, I_v momentlari ekstremal qiymatlarga erishadi. Og‘ish burchagining bunday miqdorini topish uchun I_u inersiya momenti ifodasi hosilasini olib nolga tenglaymiz:

$$\frac{dI_u}{d\alpha} = -2I_x \cos \alpha_0 \sin \alpha_0 + 2I_y \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 - 2I_{xy} \cos 2\alpha_0 = 0. \quad (6.37)$$

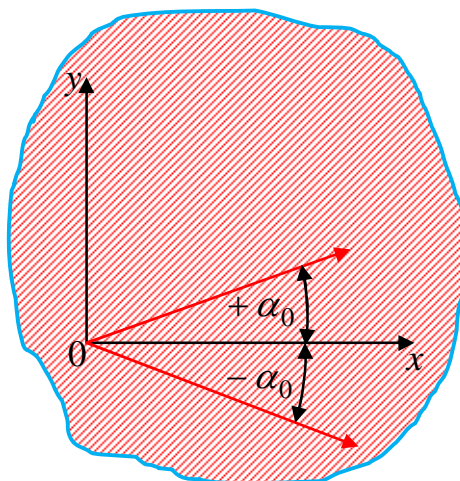
Bu tenglikni quyidagi ko‘rinishga keltirish mumkin:

$$\frac{dI_u}{d\alpha} = (I_x - I_y) \sin 2\alpha_0 + 2I_{xy} \cos 2\alpha_0 = 0. \quad (6.38)$$

Bundan

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xy}}{I_x - I_y}. \quad (6.39)$$

Ushbu formuladan aniqlangan α_0 burchakni musbat deb hisoblaymiz, agar dastlabki o‘zqa nisbatan bosh inersiya moment o‘qi soat strelkasi millariga teskari va manfiy–agar soat millari bo‘yicha burilsa (6.8-chizma).



6.8-chizma. Burilish burchaklarining ishoralari.

Yuqoridagi (6.39) formuladan aniqlangan α_0 va $\alpha_0 + 90^\circ$ burchaklar ostida o'tuvchi o'zaro perpendikulyar bo'lgan ikkita o'q holati aniqlanadi. Bu o'qlarga nisbatan ekvatorial inersiya momentlar ekstremal qiymatlarga erishadi. Bunday o'qlarga *bosh o'qlar* deb ataladi. Bosh o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlariga *bosh inersiya momentlari* deb ataladi.

Bosh inersiya $I_u = I_{\max}$, $I_v = I_{\min}$ momentlarini aniqlaymiz.

(6.34) formulani boshqacha ko'rinishda ifodalab olamiz. Buning uchun trigonometriyadan ma'lum bo'lgan quyidagi bog'lanishlardan foydalanamiz:

$$\cos^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 + \cos 2\alpha); \quad \sin^2 \alpha = \frac{1}{2}(1 - \cos 2\alpha). \quad (6.40)$$

Unda (6.35) formula quyidagi ko'rinishda ifodalanadi:

$$I_u = \frac{I_x + I_y}{2} + \frac{I_x - I_y}{2} \cos 2\alpha + I_{xy} \sin 2\alpha. \quad (6.41)$$

Bu formulaga $\alpha = \alpha_0$ qo'yib $\cos 2\alpha_0$ qavsdan chiqarib quyidagini hosil qilamiz:

$$I_u = \frac{I_x + I_y}{2} + \left(\frac{I_x - I_y}{2} + I_{xy} \operatorname{tg} 2\alpha_0 \right) \cos 2\alpha_0. \quad (6.42)$$

(6.41) formulani va trigonometriyadan ma'lum bo'lgan ifodani e'tiborga olish natijasida quyidagi ifoda hosil bo'ladi:

$$\cos 2\alpha_0 = \pm \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 2\alpha_0}} = \pm \frac{I_x - I_y}{\sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}}. \quad (6.43)$$

(6.43) ni (6.42) ifodaga qo'yib, qavs ichidagi ifodalarni umumiy maxrajga keltirib va ba'zi qisqartirish amallarini bajarish natijasida quyidagi formula hosil bo'ladi:

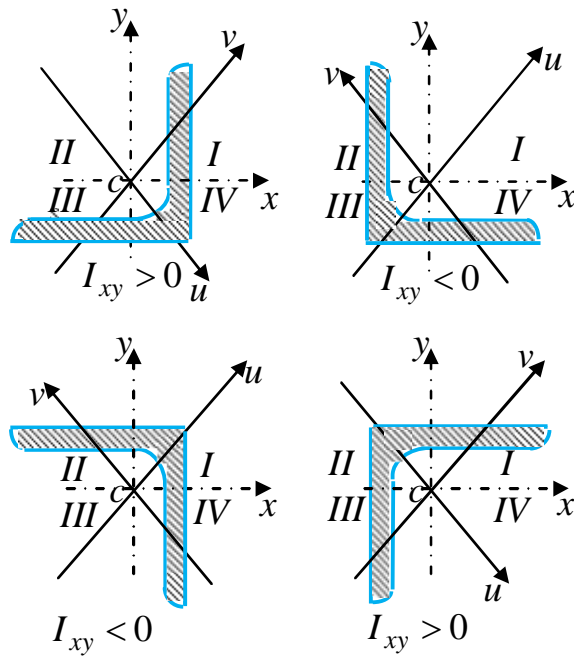
$$I_{\max} = \frac{I_x + I_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2}, I_{\min} = \frac{I_x + I_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_x - I_y)^2 + 4I_{xy}^2} \quad (6.44)$$

Xulosa

1. Bosh o'qlarga nisbatan inersiya momentlari ekstremal $I_{u/v} = I_{\max/\min}$ qiymatlarga erishadi.
2. Bosh o'qlarga nisbatan markazdan qochirma inersiya $I_{uv} = 0$ momenti nolga teng.
3. Agar $I_u = I_v$ bo'lib, $I_{u/v} = 0$ bo'lsa bosh o'qlar dastlabki o'qlarga nisbatan 45^0 ostida o'tadi.

Agar bosh inersiya o'qlarining qanday joylanganligi ma'lum bo'lsa, unda markazdan qochirma inersiya momenti ishorasi quyidagi qonuniyatdan aniqlanadi (6.9-chizma):

1. Agar kesimning inersiya momenti maksimal bo'lgan bosh o'qlar II va IV choraklaridan o'tsa, unda kesimning markazdan qochirma inersiya momenti musbat bo'ladi.
2. Agar kesimning inersiya momenti maksimal bo'lgan bosh o'qlar I va III choraklaridan o'tsa, unda kesimning markazdan qochirma inersiya momenti manfiy bo'ladi.
3. Agar kesimning inersiya momenti minimal bo'lgan bosh o'qlar II va IV choraklaridan o'tsa, unda kesimning markazdan qochirma inersiya momenti manfiy bo'ladi.
4. Agar kesimning inersiya momenti minimal bo'lgan bosh o'qlar I va III choraklaridan o'tsa, unda kesimning markazdan qochirma inersiya momenti musbat bo'ladi.



6.9-chizma. Bosh o'qlar ma'lum bo'lganda markazdan qochirma inersiya moment ishoralari.

6.9-§. Tekis kesim inersiya radiuslari

Tekis kesim yuzining koordinata o'qlariga nisbatan inersiya radiuslari quyidagicha ifodalanadi:

$$i_x = \sqrt{\frac{I_x}{A}}, i_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}}. \quad (6.45)$$

Inersiya radiuslari sm bilan o'lchanadi.

Inersiya momentlarini inersiya radiuslari orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$I_x = i_x^2 A, I_y = i_y^2 A. \quad (6.46)$$

Bosh o'qlarga nisbatan bosh inersiya radiuslari quyidagicha ifodalanadi:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}}, i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}}. \quad (6.47)$$

Masalalar

6.1-masala. To'g'ri to'rtburchak va teng yonli burchakdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.10-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o'qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.

Yechish. 1. Murakkab kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratiladi (prokat profillari va og'irlik markazi ma'lum bo'lgan oddiy kesimlarga) va tartib bilan raqamlanadi, qaralayotgan murakkab tekis kesim yuzi ikki qismdan iborat bo'lib ular quyidagilardir:

1) To'g'ri to'rtburchak balandligi $h = 14\text{ sm}$ va eni $b = 4\text{ sm}$ bo'lsa, uning kesim yuzasi $A_1 = 56\text{ sm}^2$ bo'ladi.

2) Prokat po'lat sortamentidan GOST 8509-72 bo'yicha teng yonli burchak $140 \times 140 \times 10$ uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$b = 14\text{ sm}; \quad d = 1,0\text{ sm}; \quad R = 1,4\text{ sm}; \quad r = 0,46\text{ sm}; \quad z_0 = 3,82\text{ sm}.$$

$$A_2 = 27,3\text{ sm}^2; \quad I_x = I_y = 512\text{ sm}^4; \quad I_u = I_{0\max} = 814\text{ sm}^4; \quad I_v = I_{0\min} = 211\text{ sm}^4.$$

2. Murakkab kesim yuzani masshtabda chizilib barcha kerakli o'lchamlar ko'rsatiladi. Kesimning C_1, C_2 og'irlik markazlaridan bir-biriga parallel bo'lgan $x_1C_1y_1$ va $x_2C_2y_2$ koordinata tizimlari joylashtiriladi.

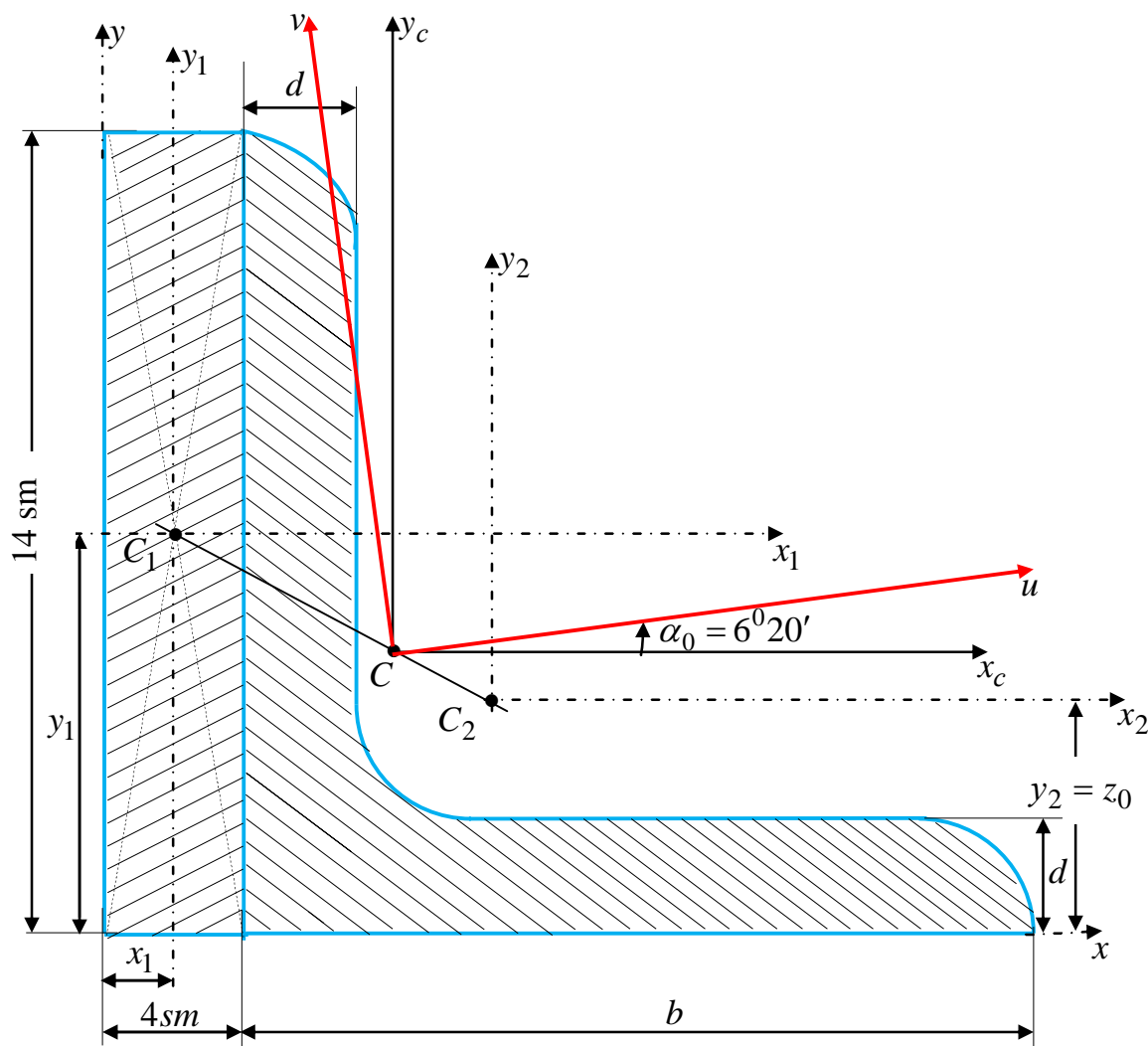
3. Murakkab kesim yuzasini x_0y_0 koordinatalar tizimiga joylashtiriladi va to'g'ri to'rtburchak og'irlik markazi C_1 koordinatalari $x_1 = 2\text{ sm}; y_1 = 7\text{ sm}$ teng ekanligi, teng yonli burchak C_2 og'irlik markazi koordinatalari $x_2 = 4 + z_0 = 4 + 3,82 = 7,82\text{ sm}, \quad y_2 = z_0 = 3,82\text{ sm}$ teng ekanligi aniqlanadi.

4. Murakkab kesimning C og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A_1 + A_2} = \frac{56 \cdot 2 + 27,3 \cdot 7,82}{56 + 27,9} = 3,907\text{ sm}.$$

$$y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A_1 + A_2} = \frac{56 \cdot 7 + 27,3 \cdot 3,82}{56 + 27,3} = 5,958\text{ sm}.$$

5. Murakkab kesim C og'irlik markazlaridan $x_1C_1y_1$, $x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimiga parallel bo'lgan $x_cC y_c$ koordinata tizimi joylashtiriladi.



6.10-chizma. To'g'ri to'rtburchak va burchakdan tashkil topgan murakkab kesim.

6. Oddiy kesimlarning inersiya momentlarini aniqlab olinadi:

a) To'g'ri to'rtburchakli kesim uchun $C_1x_1; C_1y_1$ bosh o'qlar bo'lgani uchun bosh markaziy inersiya momentlari qiymatlari quyidagilarga teng bo'ladi:

$$I_{x1}^I = \frac{4 \cdot 14^3}{12} = 1365,33333sm^4; \quad I_{y1}^I = \frac{4^3 \cdot 14}{12} = 165,33333sm^4; \quad I_{x1y1}^I = 0.$$

b) Teng yonli burchak uchun C_2x_c, C_2y_c o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymati quyidagiga teng:

$$I_{x2}^{II} = I_{y2}^{II} = 301,5 \text{ sm}^4.$$

Markazdan qochirma inersiya momentini quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$I_{x2y2}^{II} = \frac{I_{u2} - I_{v2}}{2} \sin 2\alpha = \frac{814 - 211}{2} \sin 2(-45^\circ) = \frac{603}{2}(-1) = -301,5 \text{ sm}^4.$$

7. $x_c C y_c$ koordinata tizimida C_1, C_2 nuqtalarning koordinatalari aniqlanadi:

$$a_1 = (y_1 - y_c) = 7 - 5,958 = 1,042 \text{ sm};$$

$$a_2 = -(y_c - y_2) = -(5,958 - 3,82) = -2,138 \text{ sm};$$

$$b_1 = -(x_c - x_1) = -(3,907 - 2) = -1,907 \text{ sm};$$

$$b_2 = (x_2 - x_c) = (7,82 - 3,907) = 3,913 \text{ sm}.$$

8. Yuqorida keltirilgan (6.25 va 6.27) formulalardan foydalanib markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari hisoblanadi:

$$\begin{aligned} I_{xc} &= I_{xc}^I + I_{xc}^{II} = [I_{x1}^I + a_1^2 A_1] + [I_{x2}^{II} + a_2^2 A_2] = \\ &= [1365,33333 + (1,042)^2 \cdot 56] + [512 + (-2,138)^2 \cdot 27,3] = 2062,925 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{yc} &= I_{yc}^I + I_{yc}^{II} = [I_{y1}^I + b_1^2 A_1] + [I_{y2}^{II} + b_2^2 A_2] = \\ &= [165,33333 + (-1,907)^2 \cdot 56] + [512 + (3,613)^2 \cdot 27,3] = 1298,991 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{xcyc} &= I_{xcyc}^I + I_{xcyc}^{II} = [I_{x1y1}^I + a_1 b_1 A_1] + [I_{x2y2}^{II} + a_2 b_2 A_2] = \\ &= [0 + (1,042)(-1,907) \cdot 56] + [-301,5 + (-2,138)(3,913) \cdot 27,3] = -641,169 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

9. $x_c C y_c$ koordinata o'qlariga nisbatan markaziy bosh o'qlarning burilish burchagi topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xcyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2(-641,169)}{2062,925 - 1298,991} = 1,6786.$$

$$2\alpha_0 = 59^{\circ}12', \quad \alpha_0 = 29^{\circ}36'.$$

10. Bosh markaziy $u C v$ tizim, $x_c C y_c$ koordinata tizimiga nisbatan soat millari yo'nalishiga teskari yo'nalish bo'yicha $\alpha_0 = 29^{\circ}36'$ burchakka buriladi.

11. Bosh inersiya momentlari aniqlanadi:

$$I_{\max} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{2062,925 + 1298,991}{2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \sqrt{(2062,925 - 1298,991)^2 + 4 \cdot (-641,169)^2} = 2427,280 \text{ sm}^4.$$

$$I_{\min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{2062,925 + 1298,991}{2} -$$

$$- \frac{1}{2} \sqrt{(2062,925 - 1298,991)^2 + 4 \cdot (-641,169)^2} = 934,636 \text{ sm}^4.$$

12. Hisob natijalari ikki usulda tekshiriladi:

1. O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan o‘qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig‘indisi teng va o‘zgarmas miqdor ekanligi tekshiriladi, yani

$$I_{\max} + I_{\min} = I_{xc} + I_{yc} = I_{\rho};$$

$$2062,925 + 1298,991 = 2427,280 + 934,636; \quad 3361,916 = 3361,916.$$

1. Bosh o‘qlarning to‘g‘ri topilganligiga ishonch hosil qilish uchun markazdan qochirma inersiya momentining nolga tengligi tekshiriladi, ya’ni

$$I_{uv} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2} \sin 2\alpha + I_{xcyc} \cos 2\alpha =$$

$$= \frac{2062,925 - 1298,991}{2} \cdot 0,8591 + (-641,169) \cdot 0,5123 = 0.$$

13. Murakkab kesimning bosh inersiya radiuslari hisoblanadi:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}} = \sqrt{\frac{2427,280}{83,3}} = 4,398 \text{ sm}. \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}} = \sqrt{\frac{1298,991}{83,3}} = 3,989 \text{ sm}.$$

6.2-masala. Konstruksiya elementi kesimi №20 qo‘sh-tavr va №16 shvellardan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.11-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o‘qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.

Yechish. 1. Murakkab kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratiladi (prokat profillari va og‘irlik markazi ma’lum bo‘lgan oddiy kesmilarga) va tartib bilan raqamlanadi, qaralayotgan murakkab tekis kesim yuzi ikki qismdan iborat bo‘lib ular quyidagilardir:

a) Prokat po‘lat sortamentidan GOST 8269-72 bo‘yicha №16 shvellar uchun quyidagi ma’lumotlarni olamiz:

$$h_1 = 16 \text{ sm}; b_1 = 6,4 \text{ sm}; d = 0,5 \text{ sm}; t = 0,84 \text{ sm}; R = 0,85 \text{ sm}; r = 0,35 \text{ sm};$$

$$A_1 = 18,1 \text{ sm}^2; I_x = 747 \text{ sm}^4; I_y = 63,3 \text{ sm}^4; z_0 = 1,80 \text{ sm}.$$

b) Prokat po‘lat sortamentidan GOST 8269-72 bo‘yicha №20 qo‘shstavri uchun quyidagi ma’lumotlarni olamiz:

$$h_2 = 20 \text{ sm}; b_2 = 10 \text{ sm}; t = 0,84 \text{ sm}; R = 0,95 \text{ sm}; r = 0,40 \text{ sm};$$

$$A_2 = 26,8 \text{ sm}^2; I_x = 1840 \text{ sm}^4; I_y = 115 \text{ sm}^4.$$

2. Murakkab kesim yuzani masshtabda chizilib barcha kerakli o‘lchamlar ko‘rsatiladi. Kesimning $C_1; C_2$ og‘irlik markazlaridan bir-biriga parallel bo‘lgan $x_1C_1y_1$ va $x_2C_2y_2$ koordinata tizimlari joylashtiriladi.

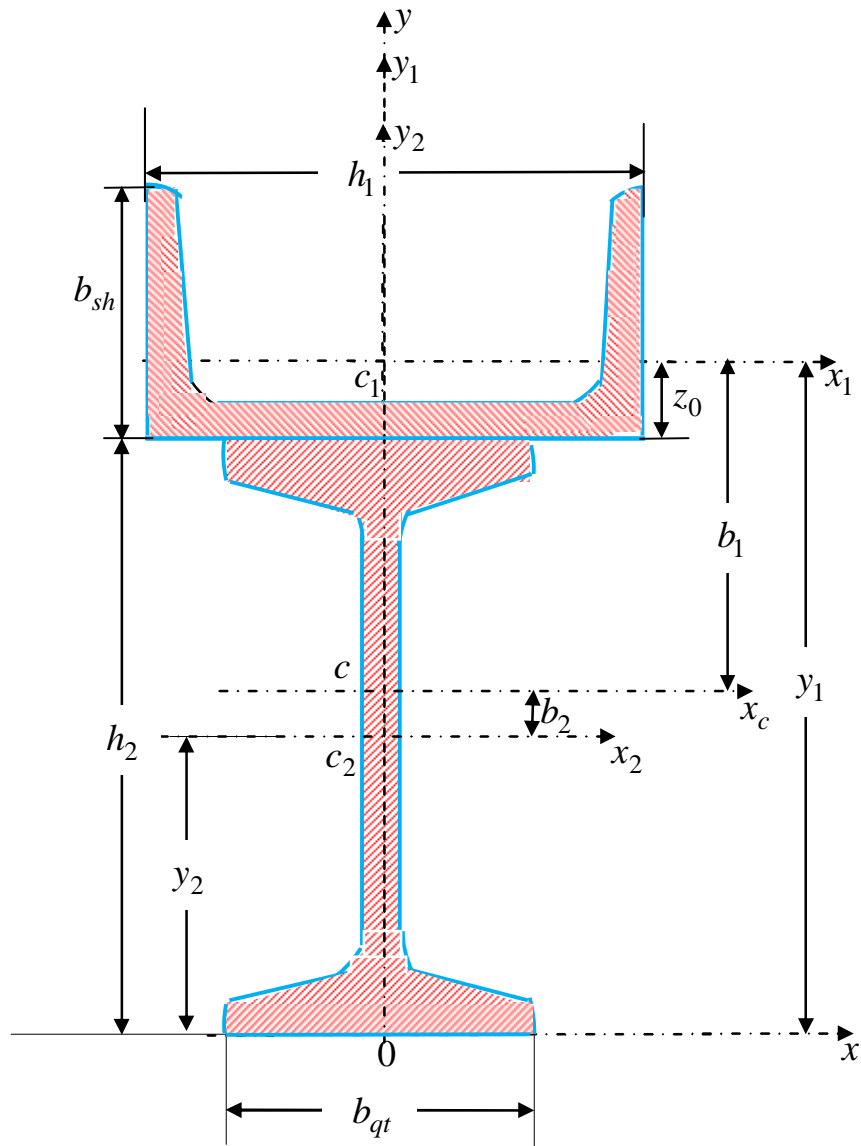
3. Murakkab kesim yuzasini x_0y_0 koordinatalar tizimiga joylashtiriladi va to‘g‘ri to‘rtburchak og‘irlik markazi C_1 koordinatalari $x_1 = 0; y_1 = h_2 + z_0 = 21,8 \text{ sm}$ teng ekanligi, teng yonli burchak C_2 og‘irlik markazi koordinatalari $x_2 = 0; y_2 = h_2 / 2 = 10 \text{ sm}$ teng ekanligi aniqlanadi.

4. Murakkab kesimning C og‘irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A_1 + A_2} = \frac{18,1 \cdot 0 + 26,8 \cdot 0}{18,1 + 26,8} = 0 \text{ sm}.$$

$$y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A_1 + A_2} = \frac{18,1 \cdot 21,8 + 26,8 \cdot 10}{18,1 + 26,8} = 14,757 \text{ sm}.$$

5. Murakkab kesim C og‘irlik markazlaridan $x_1C_1y_1, x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimiga parallel bo‘lgan $x_cC y_c$ koordinata tizimi joylashtiriladi.



6.11-chizma. Qo'shtavr va shvellerdan tuzilgan murakkab kesim.

6. Oddiy kesimlarning inersiya momentlarini aniqlab olinadi:

a) Shveller uchun C_1x_1 ; C_1y_1 bosh o'qlar bo'lgani uchun bosh markaziy inersiya momentlari qiymatlari quyidagilarga teng:

$$I_{x_1}^I = 63,3 \text{ sm}^4; \quad I_{y_1}^I = 747,0 \text{ sm}^4; \quad I_{x_1y_1}^I = 0.$$

b) Qo'shtavr uchun C_2x_2 ; C_2y_2 o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymati quyidagiga teng:

$$I_{x_2}^{II} = 1840 \text{ sm}^4; \quad I_{y_2}^{II} = 115 \text{ sm}^4; \quad I_{x_2y_2}^{II} = 0.$$

7. $x_c C y_c$ koordinata tizimida C_1, C_2 nuqtalarning koordinatalari aniqlanadi:

$$\begin{aligned}
a_1 &= (y_1 - y_c) = 21,8 - 14,575 = 7,043 \text{ sm}; \\
a_2 &= -(y_c - y_2) = -(14,575 - 10) = -4,575 \text{ sm}; \\
b_1 &= -(x_c - x_1) = -(0 - 0) = 0 \text{ sm}; \\
b_2 &= (x_2 - x_c) = (0 - 0) = 0 \text{ sm}.
\end{aligned}$$

8. Yuqorida keltirilgan (6.25 va 6.27) formulalardan foydalanib markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari hisoblanadi:

$$\begin{aligned}
I_{xc} &= I_{xc}^I + I_{xc}^{II} = [I_{x1}^I + a_1^2 A_1] + [I_{x2}^{II} + a_2^2 A_2] = \\
&= [63,3 + (7,043)^2 \cdot 18,1] + [1840 + (-4,575)^2 \cdot 26,8] = 3407,588 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{yc} &= I_{yc}^I + I_{yc}^{II} = [I_{y1}^I + b_1^2 A_1] + [I_{y2}^{II} + b_2^2 A_2] = \\
&= [747 + (0)^2 \cdot 18,1] + [115 + (0)^2 \cdot 26,8] = 862,000 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{xcyc} &= I_{xcyc}^I + I_{xcyc}^{II} = [I_{x1y1}^I + a_1 b_1 A_1] + [I_{x2y2}^{II} + a_2 b_2 A_2] = \\
&= [0 + (0)(6,338) \cdot 18,1] + [0 + (0)(-5,462) \cdot 26,8] = 0 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

9. $x_c C y_c$ koordinata o'qlariga nisbatan markaziy bosh o'qlarning burilish burchagi topiladi:

$$\text{tg } 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xcyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2 \cdot 0}{3407,588 - 862,000} = -0.$$

$$2\alpha_0 = -0^0 0', \quad \alpha_0 = -0^0 0'.$$

10. Bosh markaziy $u C v$ tizimi $x_c C y_c$ koordinata tizimiga nisbatan burchakka burilmas ekan, chunki burilish burchak $\alpha_0 = 0^0 0'$ teng.

11. Bosh inersiya momentlarini aniqlanadi:

$$\begin{aligned}
I_{\max} &= \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{3407,588 + 862,000}{2} + \\
&+ \frac{1}{2} \sqrt{(3407,588 - 862,000)^2 + 4 \cdot (0)^2} = 3407,588 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{\min} &= \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{3407,588 + 862,000}{2} - \\
&- \frac{1}{2} \sqrt{(3407,588 - 862,000)^2 + 4 \cdot (0)^2} = 86,000 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

12. Hisob natijalari ikki usulda tekshiriladi:

1. O‘zaro perpendikulyar bo‘lgan o‘qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o‘qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig‘indisi teng va o‘zgarmas miqdor ekanligi tekshiriladi, yani

$$I_{\max} + I_{\min} = I_{xc} + I_{yc};$$

$$3407,588 + 862,000 = 33407,588 + 862,000; \quad 34269,588 = 34269,588.$$

2. Bosh o‘qlarning to‘g‘ri topilganligiga ishonch hosil qilish uchun markazdan qochirma inersiya momentining nolga tengligi tekshiriladi, ya’ni

$$I_{uv} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2} \sin 2\alpha + I_{xcyc} \cos 2\alpha =$$

$$= \frac{3407,588 - 862,000}{2} \cdot 0 + (0) \cdot 1 = 0.$$

13. Murakkab kesimning bosh inersiya radiuslari hisoblanadi:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}} = \sqrt{\frac{3407,588}{44,8}} = 8,721 \text{ sm}. \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}} = \sqrt{\frac{862,000}{44,8}} = 4,386 \text{ sm}.$$

6.3-masala. Shveller №14 va teng yonli $100 \times 100 \times 10$ burchakdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.12-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o‘qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.

Yechish. 1. Murakkab kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratiladi (prokat profillari va og‘irlik markazi ma’lum bo‘lgan oddiy kesimlarga) va tartib bilan raqamlanadi, qaralayotgan murakkab tekis kesim yuzi ikki qismdan iborat bo‘lib ular quyidagilardir:

a) Prokat po‘lat sortamentidan GOST 8269-72 bo‘yicha №14 shveller uchun quyidagi ma’lumotlarni olamiz:

$$h = 14 \text{ sm}; \quad b = 5,8 \text{ sm}; \quad d = 0,49 \text{ sm}; \quad t = 0,81 \text{ sm}; \quad R = 0,80 \text{ sm}; \quad r = 0,30 \text{ sm};$$

$$A_1 = 15,60 \text{ sm}^2; \quad I_x = 491,1 \text{ sm}^4; \quad I_y = 45,4 \text{ sm}^4; \quad z_0^{sh} = 1,67 \text{ sm}.$$

b) Prokat po‘lat sortamentidan GOST 8509-72 bo‘yicha teng yonli burchak $100 \times 100 \times 10$ uchun quyidagi ma’lumotlarni olamiz:

$$b = 10 \text{ sm}; \quad d = 1,0 \text{ sm}; \quad R = 1,2 \text{ sm}; \quad r = 0,4 \text{ sm}; \quad A_2 = 19,20 \text{ sm}^2.$$

$$I_x = I_y = 179 \text{ sm}^4; \quad I_{u2} = I_{2\max} = 284 \text{ sm}^4; \quad I_{v2} = I_{2\min} = 74,1 \text{ sm}^4; \quad z_0 = 2,83 \text{ sm}.$$

2. Murakkab kesim yuzani masshtabda chizilib barcha kerakli o'lchamlar ko'rsatiladi. Kesimning $C_1; C_2$ og'irlik markazlaridan bir-biriga parallel bo'lgan $x_1C_1y_1$ va $x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimi joylashtiriladi.

3. Murakkab kesim yuzasini xOy koordinatalar tizimiga joylashtiriladi va shveller og'irlik markazi C_1 koordinatalari $x_1 = b_{sh} + z_0^{sh} = 5,8 - 1,67 = 4,13 sm$; $y_1 = h/2 = 7 sm$ teng ekanligi, teng yonli burchak C_2 og'irlik markazi koordinatalari $x_2 = b_{sh} + z_0 = 5,8 + 2,83 = 8,63 sm$, $y_2 = z_0 = 2,83 sm$ teng ekanligi aniqlanadi.

4. Murakkab kesimning C og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A_1 + A_2} = \frac{15,6 \cdot 4,13 + 19,20 \cdot 8,63}{15,6 + 19,20} = 6,613 sm.$$

$$y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A_1 + A_2} = \frac{15,6 \cdot 7 + 19,20 \cdot 2,83}{15,6 + 19,20} = 4,699 sm.$$

5. Murakkab kesim C og'irlik markazlaridan $x_1C_1y_1$, $x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimiga parallel bo'lgan $x_cC y_c$ koordinata tizimi joylashtiriladi.

6. Oddiy kesimlarning inersiya momentlarini aniqlab olinadi:

a) Shveller № 14 kesim uchun $C_1x_1; C_1y_1$ bosh o'qlar bo'lgani uchun bosh markaziy inersiya momentlari qiymatlari quyidagilarga teng:

$$I_{x1}^I = 491,1 sm^4; \quad I_{y1}^I = 45,4 sm^4; \quad I_{x1y1}^I = 0.$$

b) Teng yonli burchak uchun $C_2x_c; C_2y_c$ o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymati quyidagiga teng:

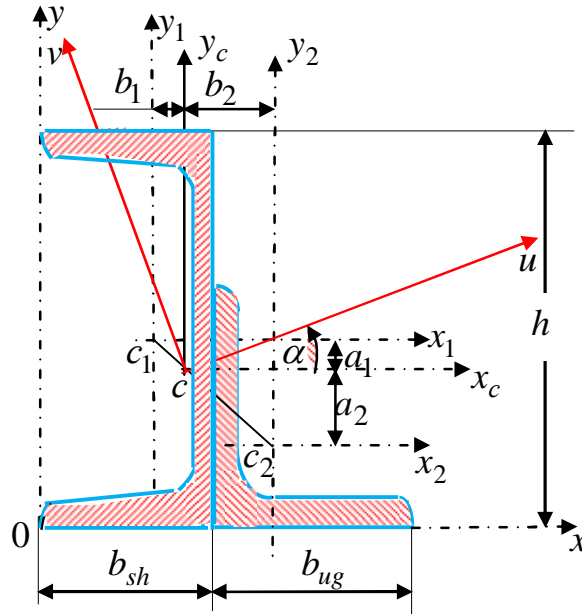
$$I_{x2}^{II} = I_{y2}^{II} = 179 sm^4.$$

Markazdan qochirma inersiya momentini quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$I_{x2y2}^{II} = \frac{I_{u2} - I_{v2}}{2} \sin 2\alpha = \frac{284 - 74,1}{2} \sin 2(-45^0) = \frac{209,9}{2} (-1) = -104,95 sm^4.$$

7. $x_cC y_c$ koordinata tizimida C_1, C_2 nuqtalarning koordinatalari aniqlanadi:

$$\begin{aligned}
a_1 &= (y_1 - y_c) = 7 - 4,699 = 2,301 \text{ sm}; \\
a_2 &= -(y_c - y_2) = -(4,699 - 2,83) = -1,968 \text{ sm}; \\
b_1 &= -(x_c - x_1) = -(6,613 - 4,13) = -2,483 \text{ sm}; \\
b_2 &= (x_2 - x_c) = (8,63 - 6,613) = 2,017 \text{ sm}.
\end{aligned}$$



5.12-chizma. Shveller va burchakdan tashkil topgan murakkab kesim.

8. Yuqorida keltirilgan (6.25 va 6.27) formulalardan foydalanib markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari hisoblanadi:

$$\begin{aligned}
I_{xc} &= I_{xc}^I + I_{xc}^{II} = [I_{x_1}^I + a_1^2 A_1] + [I_{x_2}^{II} + a_2^2 A_2] = \\
&= [491,1 + (2,301)^2 \cdot 15,6] + [179 + (-1,968)^2 \cdot 19,20] = 819,764 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{yc} &= I_{yc}^I + I_{yc}^{II} = [I_{y_1}^I + b_1^2 A_1] + [I_{y_2}^{II} + b_2^2 A_2] = \\
&= [45,4 + (-2,483)^2 \cdot 56] + [179 + (2,017)^2 \cdot 29,7] = 398,690 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
I_{xcyc} &= I_{xcyc}^I + I_{xcyc}^{II} = [I_{x_1 y_1}^I + a_1 b_1 A_1] + [I_{x_2 y_2}^{II} + a_2 b_2 A_2] = \\
&= [0 + (2,301)(-2,483) \cdot 15,6] + [-104,95 + (-1,968)(2,017) \cdot 19,20] = -266,458 \text{ sm}^4.
\end{aligned}$$

9. $x_c C y_c$ koordinata o'qlariga nisbatan markaziy bosh o'qlarning burilish

burchagi topiladi:

$$\text{tg } 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xcyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2(-266,458)}{819,764 - 398,690} = 0,451.$$

$$2\alpha_0 = 24^0 16', \quad \alpha_0 = 12^0 08'.$$

10. Bosh markaziy uCv tizimi $x_c C y_c$ koordinata tizimiga nisbatan soat millari yo'nalishiga teskari yo'nalish bo'yicha $\alpha_0 = 12^0 08'$ burchakka buriladi.

11. Bosh inersiya momentlarini aniqlanadi:

$$I_{\max} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{819,764 + 398,690}{2} +$$

$$+ \frac{1}{2} \sqrt{(819,764 - 398,690)^2 + 4 \cdot (-266458)^2} = 948,824 \text{ sm}^4.$$

$$I_{\min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{819,764 + 398,690}{2} -$$

$$- \frac{1}{2} \sqrt{(819,764 - 398,690)^2 + 4 \cdot (-266,458152)^2} = 269,630 \text{ sm}^4.$$

12. Hisob natijalari ikki usulda tekshiriladi:

1. O'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi teng va o'zgarmas miqdor ekanligi tekshiriladi, yani

$$I_{\max} + I_{\min} = I_{xc} + I_{yc};$$

$$948,824 + 269,630 = 819,764 + 398,690; \quad 1218,454 = 1218,454.$$

2. Bosh o'qlarning to'g'ri topilganligiga ishonch hosil qilish uchun markazdan qochirma inersiya momentining nolga tengligi tekshiriladi, ya'ni

$$I_{uv} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2} \sin 2\alpha + I_{xcyc} \cos 2\alpha =$$

$$= \frac{819,749 - 398,690}{2} \cdot 0,4083 + (-266,458) \cdot 0,9070 = 0.$$

13. Murakkab kesimning bosh inersiya radiuslari hisoblanadi:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}} = \sqrt{\frac{948,824}{34,8}} = 5,222 \text{ sm}. \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}} = \sqrt{\frac{269,630}{34,8}} = 2,784 \text{ sm}.$$

6.4-masala. Qo'shtavr №18 va teng yonli №11 burchakdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.13-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o'qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.

Yechish. 1. Murakkab kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratiladi (prokat profillari va og'irlik markazi ma'lum bo'lgan oddiy kesmilarga) va tarib bilan raqamlanadi, qaralayotgan murakkab tekis kesim yuzi ikki qismdan iborat bo'lib ular quyidagilardir:

a) Prokat po'lat sortamentidan GOST 8509-72 bo'yicha teng yonli burchak $110 \times 110 \times 8$ uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$b = 11 \text{ sm}; \quad d = 0,80 \text{ sm}; \quad R = 1,2 \text{ sm}; \quad r = 0,4 \text{ sm}; \quad A_1 = 17,20 \text{ sm}^2.$$

$$I_x = I_y = 198 \text{ sm}^4; \quad I_{u1} = I_{1\max} = 315 \text{ sm}^4; \quad I_{lv} = I_{1\min} = 81,8 \text{ sm}^4; \quad z_0 = 3,00 \text{ sm}.$$

b) Prokat po'lat sortamentidan GOST 8269-72 bo'yicha №18 qo'shtavr uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$h = 18 \text{ sm}; \quad b = 9,0 \text{ sm}; \quad d = 0,51 \text{ sm}; \quad t = 0,81 \text{ sm}; \quad R = 0,90 \text{ sm};$$

$$r = 0,35 \text{ sm}; \quad A_2 = 23,40 \text{ sm}^2; \quad I_x = 1290 \text{ sm}^4; \quad I_y = 82,6 \text{ sm}^4.$$

2. Murakkab kesim yuzani masshtabda chizilib barcha kerakli o'lchamlar ko'rsatiladi. Kesimning $C_1; C_2$ og'irlik markazlaridan bir-biriga parallel bo'lgan $x_1 C_1 y_1$ va $x_2 C_2 y_2$ koordinatalar tizimi joylashtiriladi.

3. Murakkab kesim yuzasini $x_0 y_0$ koordinatalar tizimiga joylashtiriladi va teng yonli burchak og'irlik markazi C_1 koordinatalari $x_1 = 8 \text{ sm}; y_1 = 21 \text{ sm}$ teng ekanligi qo'shtavr og'irlik markazi C_2 koordinatalari $x_2 = b_{bur} = 11 \text{ sm}, y_2 = h/2 = 9 \text{ sm}$ teng ekanligi aniqlanadi.

4. Murakkab kesimning C og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2}{A_1 + A_2} = \frac{17,20 \cdot 8 + 23,4 \cdot 11,0}{23,4 + 17,20} = 9,729 \text{ sm}.$$

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2}{A_1 + A_2} = \frac{17,20 \cdot 21 + 23,4 \cdot 9,0}{23,4 + 17,20} = 14,084 \text{ sm}.$$

5. Murakkab kesim C og'irlik markazlaridan $x_1 C_1 y_1, x_2 C_2 y_2$ koordinatalar tizimiga parallel bo'lgan $x_c C y_c$ koordinata tizimi joylashtiriladi.

6. Oddiy kesimlarning inersiya momentlarini aniqlab olinadi:

a) Teng yonli burchak uchun $C_1x_1; C_1y_1$ o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymati quyidagiga teng:

$$I_{x1}^I = I_{y1}^I = 198 \text{ sm}^4.$$

Markazdan qochirma inersiya momentini quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$I_{x1y1}^I = \frac{I_{u1} - I_{v1}}{2} \sin 2\alpha = \frac{315 - 81,8}{2} \sin 2(-45^0) = \frac{233,2}{2} (-1) = -116,6 \text{ sm}^4.$$

b) Qo'shtavr № 18 kesim uchun $C_2x_c; C_2y_c$ bosh o'qlar bo'lgani uchun bosh markaziy inersiya momentlari qiymatlari quyidagilarga teng:

$$I_{x2}^{II} = 1290 \text{ sm}^4; \quad I_{y2}^{II} = 82,4 \text{ sm}^4; \quad I_{x2y2}^{II} = 0.$$

7. $x_c C y_c$ koordinata tizimida C_1, C_2 nuqtalarning koordinatalari aniqlanadi:

$$\begin{aligned} a_1 &= (y_1 - y_c) = 21,0 - 14,084 = 6,916 \text{ sm}; \\ a_2 &= -(y_c - y_2) = -(14,084 - 9,0) = -5,084 \text{ sm}; \\ b_1 &= -(x_c - x_1) = -(9,729 - 8,0) = -1,729 \text{ sm}; \\ b_2 &= (x_2 - x_c) = (11,0 - 9,729) = 1,271 \text{ sm}. \end{aligned}$$

8. Yuqorida keltirilgan (6.25 va 6.27) formulalardan foydalanib markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari hisoblanadi:

$$\begin{aligned} I_{xc} &= I_{xc}^I + I_{xc}^{II} = [I_{x1}^I + a_1^2 A_1] + [I_{x2}^{II} + a_2^2 A_2] = \\ &= [198 + (6,916)^2 \cdot 17,20] + [1290 + (-5,084)^2 \cdot 23,40] = 2915,515 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

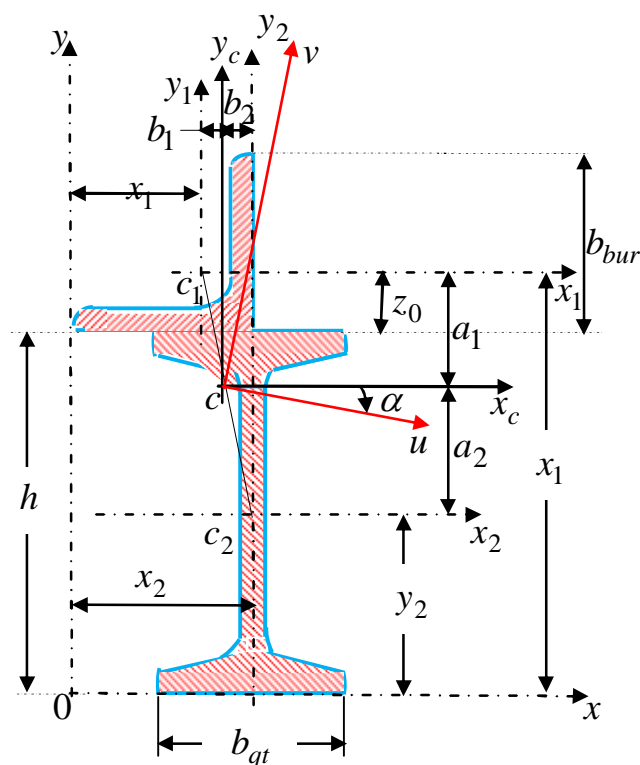
$$\begin{aligned} I_{yc} &= I_{yc}^I + I_{yc}^{II} = [I_{y1}^I + b_1^2 A_1] + [I_{y2}^{II} + b_2^2 A_2] = \\ &= [82,6 + (-1,729)^2 \cdot 17,20] + [198 + (1,271)^2 \cdot 23,40] = 373,420 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{xcyc} &= I_{xcyc}^I + I_{xcyc}^{II} = [I_{x1y1}^I + a_1 b_1 A_1] + [I_{x2y2}^{II} + a_2 b_2 A_2] = \\ &= [-116,6 + (6,916)(-1,729) \cdot 17,20] + [0 + (-5,084)(1,271) \cdot 23,40] = -473,479 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

9. $x_c C y_c$ koordinata o'qlariga nisbatan markaziy bosh o'qlarning burilish burchagi topiladi:

$$\text{tg } 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xcyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2(-473,479)}{373,420 - 2915,515} = -0,1888.$$

$$2\alpha_0 = -10^0 48', \quad \alpha_0 = -5^0 24'.$$



6.13-chizma. Qo'shtavr va burchakdan tuzilgan murakkab kesim.

10. Bosh markaziy uCv tizimi $x_c C y_c$ koordinata tizimiga nisbatan soat millari yo'nalishi yo'nalish bo'yicha $\alpha_0 = -5^{\circ}24'$ burchakka buriladi.

11. Bosh inersiya momentlarini aniqlanadi:

$$I_{\max} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{2915,515 + 373,420}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(2915,515 - 373,420)^2 + 4 \cdot (-473,479)^2} = 3000,839 \text{ sm}^4.$$

$$I_{\min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xcyc}^2} = \frac{2915,515 + 373,420}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(2915,515 - 373,420)^2 + 4 \cdot (-473,479)^2} = 288,089 \text{ sm}^4.$$

12. Hisob natijalari ikki usulda tekshiriladi:

1. O'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi teng va o'zgarmas miqdor ekanligi tekshiriladi, yani

$$I_{\max} + I_{\min} = I_{xc} + I_{yc};$$

$$2915,515 + 373,420 = 2915,515 + 368,620; \quad 3288,935 = 3288,935.$$

2. Bosh o'qlarning to'g'ri topilganligiga ishonch hosil qilish uchun markazdan qochirma inersiya momentining nolga tengligi tekshiriladi, ya'ni

$$I_{uv} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2} \sin 2\alpha + I_{xcyc} \cos 2\alpha =$$

$$= \frac{2915,515 - 373,420}{2} \cdot 0,1854 + (-473,479) \cdot 0,9823 = 0.$$

13. Murakkab kesimning bosh inersiya radiuslarini hisoblanadi:

$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}} = \sqrt{\frac{2915,515}{40,6}} = 8,474 \text{ sm}. \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}} = \sqrt{\frac{373,420}{40,6}} = 3,033 \text{ sm}.$$

6.5-masala. Tomonlari teng bo'lmagan №12,5/8 burchak tekis kesim yuzasi 6.14-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi markazdan qochirma inersiya momenti aniqlansin.

Yechish. Prokat po'lat sortamenti GOST 8510-72 bo'yicha tomonlari teng bo'lmagan $125 \times 80 \times 8$ burchak uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$h = 12,5 \text{ sm}; \quad b = 8,0 \text{ sm}; \quad d = 0,80 \text{ sm}; \quad R = 1,10 \text{ sm}; \quad r = 0,37 \text{ sm}; \quad A_2 = 16,00 \text{ sm}^2.$$

$$I_x = 256 \text{ sm}^4; \quad x_0 = 4,05 \text{ sm}; \quad I_y = 83,0 \text{ sm}^4; \quad x_0 = 1,84 \text{ sm};$$

$$I_{y_{\min}} = 48,8 \text{ sm}^4; \quad \operatorname{tg} \alpha = 0,406; \quad \alpha = 22^{\circ} 6'.$$

O'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi o'zgarmas miqdor bo'lib, u qutb inersiya momentiga teng:

$$I_u + I_v = I_x + I_y = I_{\rho}.$$

Bu tenglamadan foydalanib quyidagini aniqlaymiz:

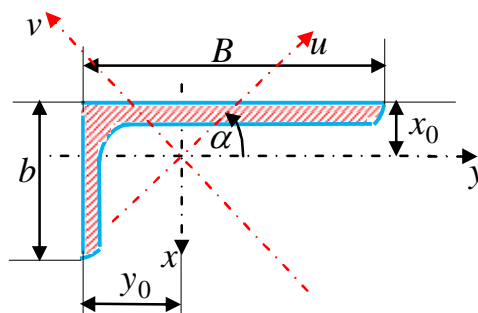
$$I_v = I_x + I_y - I_{u_{\min}} = 256 + 83,0 - 48,8 = 290,2 \text{ sm}^2.$$

Markazdan qochirma inersiya momentini quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$I_{xy} = \frac{I_u - I_v}{2} \sin 2\alpha + I_{uv} \cos 2\alpha.$$

Bosh o'qlar u va v larga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti I_{uv} nolga teng ekanligini e'tiborga olib quyidagini aniqlaymiz:

$$I_{xy} = \frac{I_u - I_v}{2} \sin 2(-\alpha) = \frac{290,2 - 48,8}{2} \sin(-44^{\circ}12') = 102,7(-0,697) = -84,2 \text{ sm}^4.$$



6.14-chizma. Teng yonli bo'lmagan burchak.

6.6-masala. Tomonlari teng bo'lmagan $125 \times 80 \times 8$ burchak va teng yonli $90 \times 90 \times 10$ burchakdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.15-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o'qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.

Yechish. 1. Murakkab kesim yuzasini oddiy yuzalarga ajratiladi (prokat profillari va og'irlik markazi ma'lum bo'lgan oddiy kesimlarga) va tartib bilan raqamlanadi, qaralayotgan murakkab tekis kesim yuzi ikki qismdan iborat bo'lib ular quyidagilardir:

a) Prokat po'lat sortamentidan GOST 8510-72 bo'yicha teng yonli $90 \times 90 \times 10$ burchak uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$b_{bur} = 9 \text{ sm}; \quad d = 0,80 \text{ sm}; \quad R = 1,0 \text{ sm}; \quad r = 0,4 \text{ sm}; \quad A_1 = 13,90 \text{ sm}^2.$$

$$I_x = I_y = 106 \text{ sm}^4; \quad I_{u1} = I_{1\max} = 168 \text{ sm}^4; \quad I_{1v} = I_{1\min} = 43,8 \text{ sm}^4; \quad z_0 = 2,51 \text{ sm}.$$

b) Prokat po'lat sortamentidan GOST 8510-72 bo'yicha tomonlari teng bo'lmagan $125 \times 80 \times 8$ burchak uchun quyidagi ma'lumotlarni olamiz:

$$B = 12,5 \text{ sm}; b_{bur.tb} = 8,0 \text{ sm}; d = 0,80 \text{ sm}; R = 1,10 \text{ sm}; r = 0,37 \text{ sm}; A_2 = 16,00 \text{ sm}^2$$

$$I_y = 256 \text{ sm}^4; x_0 = 4,05 \text{ sm}; I_x = 83,0 \text{ sm}^4; y_0 = 1,84 \text{ sm};$$

$$I_{x_{min}} = 48,8 \text{ sm}^4; tg \alpha = 0,406.$$

2. Murakkab kesim yuzani masshtabda chizilib barcha kerakli o'lchamlar ko'rsatiladi. Kesimning $C_1; C_2$ og'irlik markazlaridan bir-biriga parallel bo'lgan $x_1C_1y_1$ va $x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimi joylashtiriladi.

3. Murakkab kesim yuzasini x_0y_0 koordinatalar tizimiga joylashtiriladi va teng yonli burchak og'irlik markazi C_1 koordinatalari $x_1 = b_{bur} - z_0 = 6,49 \text{ sm}; y_1 = b_{bur} - z_0 = 6,49 \text{ sm}$ teng ekanligi, qo'shtavr og'irlik markazi C_2 koordinatalari $x_2 = b_{bur} + x_0 = 13,05 \text{ sm}, y_2 = b_{bur} - y_0 = 7,16 \text{ sm}$ eng ekanligi aniqlanadi.

4. Murakkab kesimning C og'irlik markazi koordinatalari quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$x_c = \frac{A_1x_1 + A_2x_2}{A_1 + A_2} = \frac{13,90 \cdot 6,49 + 16,0 \cdot 13,05}{13,90 + 16,0} = 10,00 \text{ sm}.$$

$$y_c = \frac{A_1y_1 + A_2y_2}{A_1 + A_2} = \frac{13,90 \cdot 6,49 + 16,0 \cdot 7,16}{13,90 + 16,0} = 6,849 \text{ sm}.$$

5. Murakkab kesim C og'irlik markazlaridan $x_1C_1y_1, x_2C_2y_2$ koordinatalar tizimiga parallel bo'lgan $x_cC y_c$ koordinata tizimi joylashtiriladi.

6. Oddiy kesimlarning inersiya momentlarini aniqlab olinadi:

a) Teng yonli burchak uchun $C_1x_1; C_1y_1$ o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qiymati quyidagiga teng:

$$I_{x_1}^I = I_1^I = 106 \text{ sm}^4.$$

Markazdan qochirma inersiya momentini quyidagi formuladan aniqlaymiz:

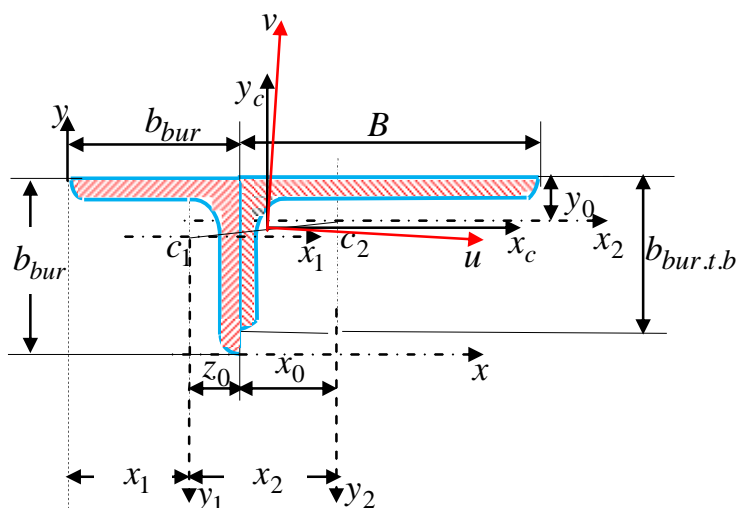
$$I_{x_1y_1}^I = \frac{I_{u_1} - I_{v_1}}{2} \sin 2\alpha = \frac{168 - 43,8}{2} \sin 2(-45^0) = \frac{62,1}{2}(-1) = -31,05 \text{ sm}^4.$$

b) Tomonlari teng bo'lmagan $125 \times 80 \times 8$ burchak kesim uchun $C_2x_c; C_2y_c$ o'qlar nisbatan inersiya momentlari qiymatlari quyidagilarga teng (6.5-masaladan olamiz):

$$I_{y2}^{II} = 256 \text{ sm}^4; \quad I_{x2}^{II} = 83,0 \text{ sm}^4; \quad I_{x2y2}^{II} = -84,2 \text{ sm}^4.$$

7. $x_c C y_c$ koordinata tizimida C_1, C_2 nuqtalarning koordinatalari aniqlanadi:

$$\begin{aligned} a_1 &= (y_1 - y_c) = 6,49 - 6,849 = -0,359 \text{ sm}; \\ a_2 &= -(y_c - y_2) = -(6,849 - 7,16) = 0,311 \text{ sm}; \\ b_1 &= -(x_c - x_1) = -(10,00 - 6,49) = -3,510 \text{ sm}; \\ b_2 &= (x_2 - x_c) = (13,05 - 10,00) = 3,050 \text{ sm}. \end{aligned}$$



6.15-chizma. Teng yonli va teng yonli bo'lmagan burchakdan tashkil topgan murakkab kesim bosh o'qlar holati

8. Yuqorida keltirilgan (6.25 va 6.27) formulalardan foydalanib markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari hisoblanadi:

$$\begin{aligned} I_{xc} &= I_{xc}^I + I_{xc}^{II} = [I_{x1}^I + a_1^2 A_1] + [I_{x2}^{II} + a_2^2 A_2] = \\ &= [106 + (-0,359)^2 \cdot 13,90] + [83 + (0,311)^2 \cdot 16,00] = 192,339 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{yc} &= I_{yc}^I + I_{yc}^{II} = [I_{y1}^I + b_1^2 A_1] + [I_{y2}^{II} + b_2^2 A_2] = \\ &= [106 + (-3,510)^2 \cdot 13,90] + [256 + (3,050)^2 \cdot 16,00] = 682,089 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{xcyc} &= I_{xcyc}^I + I_{xcyc}^{II} = [I_{x1y1}^I + a_1 b_1 A_1] + [I_{x2y2}^{II} + a_2 b_2 A_2] = [31,05 + \\ &+ (-0,359)(-3,510) \cdot 13,90] + [-84,2 + (-0,359)(3,050) \cdot 16,00] = -20,458 \text{ sm}^4. \end{aligned}$$

9. $x_c C y_c$ koordinata o'qlariga nisbatan markaziy bosh o'qlarning burilish burchagi topiladi:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{xyc}}{I_{xc} - I_{yc}} = -\frac{2(-20,458)}{192,339 - 682,089} = -0,0835.$$

$$2\alpha_0 = -4^0 46', \quad \alpha_0 = -2^0 23'.$$

10. Bosh markaziy uCv tizimi $x_c C y_c$ koordinata tizimiga nisbatan soat millari yo'nalishiga teskari yo'nalish bo'yicha $\alpha_0 = -2^0 23'$ burchakka buriladi.

11. Bosh inersiya momentlarini aniqlanadi:

$$I_{\max} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xyc}^2} = \frac{192,339 + 682,089}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(192,339 - 682,089)^2 + 4 \cdot (-20458)^2} = 682,942 \text{ sm}^4.$$

$$I_{\min} = \frac{I_{xc} + I_{yc}}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_{xc} - I_{yc})^2 + 4I_{xyc}^2} = \frac{192,339 + 682,089}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(192,339 - 682,089)^2 + 4 \cdot (-20,458)^2} = 191,486 \text{ sm}^4.$$

12. Hisob natijalari ikki usulda tekshiriladi:

1. O'zaro perpendikulyar bo'lgan o'qlar koordinata bosh atrofida ixtiyoriy burchakka burilganda bu o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlarining yig'indisi teng va o'zgarmas miqdor ekanligi tekshiriladi, yani

$$I_{\max} + I_{\min} = I_{xc} + I_{yc};$$

$$682,942 + 191,486 = 192,339 + 682,089; \quad 874,428 = 874,428.$$

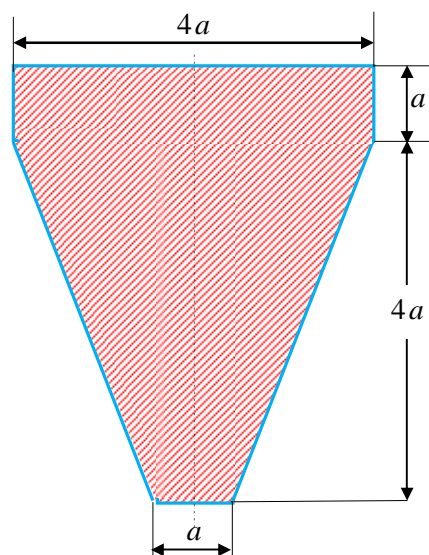
2. Bosh o'qlarning to'g'ri topilganligiga ishonch hosil qilish uchun markazdan qochirma inersiya momentining nolga tengligi tekshiriladi, ya'ni

$$I_{uv} = \frac{I_{xc} - I_{yc}}{2} \sin 2\alpha + I_{xyc} \cos 2\alpha = \frac{192,339 - 682,089}{2} \cdot 0,083 + (-20,458) \cdot 0,9965 = 0.$$

13. Murakkab kesimning bosh inersiya radiuslarini hisoblanadi:

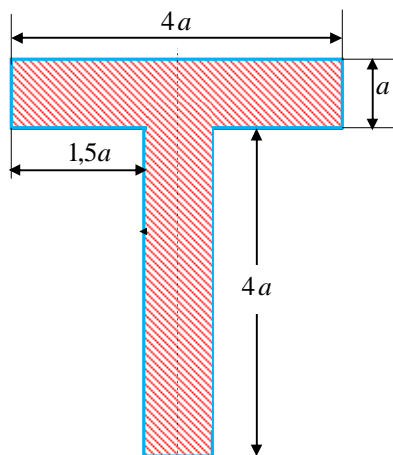
$$i_u = \sqrt{\frac{I_u}{A}} = \sqrt{\frac{682,942}{29,9}} = 4,779 \text{ sm}. \quad i_v = \sqrt{\frac{I_v}{A}} = \sqrt{\frac{191,486}{29,9}} = 2,531 \text{ sm}.$$

6.7- masala. 6.16-chizmada keltirilgan murakkab kesim markaziy bosh o'qlariga nisbatan inersiya momentlari aniqlansin.



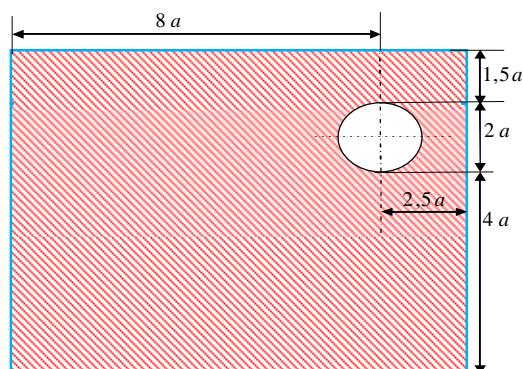
6.16-chizma. Konussimon murakkab kesim.

6.8- masala. Tavr shaklidagi kesim markaziy bosh o'qlariga nisbatan inersiya momentlari aniqlansin (6.16-chizma).



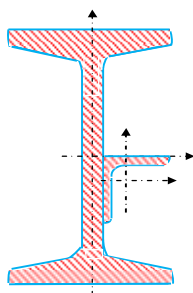
6.17-chizma. Tavr shaklidagi kesim.

6.9-masala. 6.18-chizmada keltirilgan murakkab kesim markaziy bosh o'qlariga nisbatan inersiya momentlari aniqlansin.



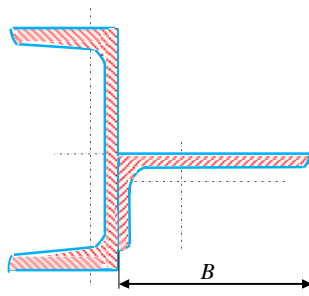
6.18-chizma. Doiraviy shakldagi teshigi bo'lgan to'rt burchakli murakkab kesim.

6.10-masala. Konstruksiya elementi kesimi №18 qo'shtavr va №7 teng yonli burchakdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.19-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o'qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.



6.19-chizma. Qo'shtavr va teng yonli burchakdan tashkil topgan murakkab kesim.

6.11-masala. Konstruksiya elementi kesimi №12,5/8 teng yonli bo'lmagan burchak va №10 shvellerdan tashkil topgan tekis kesim yuzasi 6.20-chizmada berilgan. Tekis kesim yuzasi bosh inersiya momentlari, bosh inersiya o'qlar holati va inersiya radiuslari aniqlansin.



6.20-chizma. Shveller va teng yonli bo'lmagan burchakdan tashkil topgan murakkab kesim.

Tayanch iboralar:

Geometrik xarakteristikalar, tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan statik moment, tekis kesim yuzalarining o'qqa nisbatan inersiya momentlari, kesim yuzalarining o'qqa nisbatan qarshilik momentlari, og'irlik markazi, murakkab kesim, oddiy kesim, elementar yuzacha, parallel o'qlar, integrallar, markaziy o'qlar, to'g'ri to'rtburchak, uchburchakli tekis kesimning yuzasi, doira, yarim doira, halqa, og'ish burchagi, bosh o'qlar, bosh inersiya momentlari, qarshilik momentlari.

Test savollari:

1. Quyidagi javoblarning qaysi birida tekis kesim yuzasining Ox, Oy koordinata o'qlariga nisbatan statik momenti ifodalari to'g'ri keltirilgan?

$$S_x = \int_A y dA, \quad S_y = \int_A x dA; \quad S_x = \int_A y^2 dA, \quad S_y = \int_A x^2 dA;$$
$$S_{xy} = \int_A xy dA; \quad S_x = \int_A x dA, \quad S_y = \int_A x dA;$$

2. Quyidagi javoblarning qaysi birida tekis kesim yuzasining Ox, Oy koordinata o'qlariga nisbatan inersiya momenti ifodalari to'g'ri keltirilgan?

$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA; \quad I_x = \int_A x^2 dA, \quad I_y = \int_A y^2 dA;$$
$$I_{xy} = \int_A xy dA; \quad I_\rho = \int_A \rho^2 dA;$$

3. Quyidagi javoblarning qaysi birida tekis kesim yuzasining Ox, Oy koordinata boshiga nisbatan qutb inersiya momenti ifodasi to'g'ri keltirilgan?

$$I_\rho = \int_A \rho^2 dA; \quad I_\rho = \int_A y^2 dA, \quad I_\rho = \int_A x^2 dA;$$
$$I_{xy} = \int_A xy dA; \quad I_x = \int_A y dA, \quad I_y = \int_A x dA;$$

4. Quyidagi javoblarning qaysi birida tekis kesim yuzasining Ox, Oy koordinata o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti ifodasi to'g'ri keltirilgan ?

$$I_{xy} = \int_A xy dA;$$

$$I_{xy} = \int_A y^2 dA, \quad I_{yx} = \int_A x^2 dA;$$

$$I_{xy} = \int_A y dA, \quad I_{yx} = \int_A x dA;$$

$$I_{xy} = \int_A \rho^2 dA;$$

5. Tekis kesim yuzasining statik va qutb inersiya momentlari ishoralari qanday bo'ladi?

statik moment har xil ishorali, qutb inersiya momenti faqat musbat ishorali bo'ladi;

statik moment faqat manfiy, qutb inersiya momenti musbat ishorali bo'ladi;

statik moment faqat musbat, qutb inersiya momenti manfiy ishorali bo'ladi;

statik moment faqat musbat, qutb inersiya momenti har xil ishorali bo'ladi;

6. Quyidagi javoblarning qaysi birida $0x_1, 0y_1$ koordinata o'qlariga parallel bo'lgan o'qqa nisbatan inersiya momenti ifodalari to'g'ri keltirilgan?

$$\left. \begin{aligned} I_{x_1} &= I_x + a^2 A; \\ I_{y_1} &= I_y + b^2 A; \\ I_{x_1 y_1} &= I_{xy} + abA; \end{aligned} \right\}$$

$$I_{\rho} = I_x + I_y;$$

$$x_c = \frac{S_y}{A} = \frac{\int x dA}{A}, \quad y_c = \frac{S_x}{A} = \frac{\int y dA}{A};$$

$$I_{x_1 y_1} = I_{xy} + abA;$$

7. O'q va qutb inersiya momentlari orasida qanday bog'lanish mavjud?

$$I_{\rho} = I_x + I_y;$$

$$I_{\rho} = I_y, \quad I_{\rho} = I_{xy};$$

$$I_{\rho} = I_{y_1} + a^2 A, \quad I_{\rho} = I_{x_1} + a^2 A;;$$

$$I_{\rho} = \int_A \rho^2 dA, \quad I_{\rho} = \int_A y^2 dA;$$

8. Tekis kesim yuzasining markazdan qochma inersiya momenti qanday qiymatlarni qabul qiladi?

$$I_{xy} > 0; \quad I_{xy} < 0; \quad I_{xy} = 0;$$

$$I_{xy} > 0; \quad I_{xy} < 0; \quad I_{xy} \neq 0;$$

$$I_{xy} < 0; \quad I_{xy} < 0; \quad I_{xy} \neq 0;$$

$$I_{\rho} = I_x + I_y;$$

9. Tekis kesim yuzasining o'qqa nisbatan inersiya momenti qanday qiymatlarni qabul qiladi?

faqat musbat;

faqat manfiy;

musbat va manfiy;

nol;

10. To'g'ri to'rtburchakli kesim markaziy Ox, Oy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} (1 - c^4);$$

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{48};$$

11. To'g'ri burchakli uchburchak katetlaridan o'tuvchi Ox_1, Oy_1 o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_{x_1y_1} = \frac{b^2h^2}{24};$$

$$I_{x_1y_1} = -\frac{b^3h}{72};$$

$$I_{x_1y_1} = \frac{bh}{18};$$

$$I_{x_1y_1} = \frac{b^2h^2}{4};$$

12. To'g'ri burchakli uchburchak markaziy Ox, Oy o'qlariga nisbatan markazdan qochirma inersiya momenti qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_{xy} = -\frac{b^3h}{72};$$

$$I_{xy} = \frac{bh}{18};$$

$$I_{xy} = \frac{b^2h^2}{24};$$

$$I_{xy} = \frac{b^2h^2}{4};$$

13. To'g'ri burchakli uchburchakning katetlariga parallel bo'lgan markaziy Ox, Oy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{36};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

15. To'g'ri to'rtburchak $b \times h$ tomonlari bo'yicha o'tuvchi o'qlarga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = \frac{1}{3}bh^3, \quad I_y = \frac{1}{3}b^3h, \quad I_{xy} = \frac{1}{4}b^2h^2;$$

$$I_x = \frac{1}{4}b^2h^2, \quad I_y = \frac{1}{4}b^3h; \quad I_{x_1y_1} = \frac{1}{12}b^3h$$

$$I_x = \frac{1}{4}b^2h^2, \quad I_y = \frac{1}{12}bh^3, \quad I_{x_1y_1} = \frac{b^2h^2}{24};$$

$$I_x = \frac{1}{4}bh^3, \quad I_y = \frac{1}{4}b^3h, \quad I_{xy} = \frac{1}{4}b^2h^2;$$

16. Uchburchakli kesimning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{48};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

17. Uchburchakli kesimning markaziy o'qlariga parallel ravishda asosidan o'tgan Ox_2 o'qqa nisbatan inersiya momenti qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_{x_2} = \frac{bh^3}{12};$$

$$I_{y_2} = \frac{hb^3}{48};$$

$$I_{x_2} = I_{y_2} = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_{x_2} = I_{y_2} = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

18. Uchburchakli kesimning markaziy o'qlariga parallel asosi qarshisidagi uchidan o'tgan Ox_1 o'qqa nisbatan inersiya momenti qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_{x_1} = \frac{bh^3}{4};$$

$$I_{y_1} = \frac{hb^3}{48};$$

$$I_{x_1} = I_{y_1} = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_{x_1} = I_{y_1} = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

19. Doiraviy kesimning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{48};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

20. Halqa kesimning markaziy o'qlariga nisbatan inersiya momentlari qaysi formuladan aniqlanadi?

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4);$$

$$I_x = \frac{bh^3}{36}, \quad I_y = \frac{hb^3}{48};$$

$$I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64};$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12}, \quad I_y = \frac{hb^3}{12};$$

21. To'g'ri to'rtburchakli tekis kesim qarshilik momentlari qaysi formulalardan aniqlanadi?

$$W_x = \frac{bh^2}{6}, \quad W_y = \frac{hb^2}{6};$$

$$W_x = W_y = \frac{a^3}{6};$$

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

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

22. Doiraviy tekis kesim qarshilik momentlari qaysi formulalardan aniqlanadi?

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

$$W_x = W_y = \frac{a^3}{6};$$

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

$$W_x = \frac{bh^2}{6}, \quad W_y = \frac{hb^2}{6};$$

23. Doiraviy tekis kesim qutb qarshilik momenti qaysi formuladan aniqlanadi?

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

$$W_x = W_y = \frac{a^3}{6};$$

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

$$W_x = \frac{bh^2}{6}, \quad W_y = \frac{hb^2}{6};$$

24. Kvadrat tekis kesim qarshilik momentlari qaysi formulalardan aniqlanadi?

$$W_x = W_y = \frac{a^3}{6};$$

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

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

$$W_x = \frac{bh^2}{6}, \quad W_y = \frac{hb^2}{6};$$

25. Bosh inersiya o'qlari uchun qaysi xususiyatlar to'g'riligini ko'rsating?

markazdan qochirma inersiya momenti doimo nolga teng, inersiya momentlari ekstremal qiymatlarga ega bo'ladi;

markazdan qochirma inersiya momenti doimo nolga teng, inersiya momentlari bir-biriga teng qiymatlarga ega bo'ladi;

markazdan qochirma inersiya momenti doimo maksimumga teng, inersiya momentlari ekstremal qiymatlarga ega bo'ladi;

markazdan qochirma inersiya momenti minimumga teng, inersiya momentlari ekstremal qiymatlarga ega bo'ladi;

26. Tekis kesim yuzasi koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlari?

o'zgaradi;

o'zgarmaydi;

nolga teng bo'ladi;

maksimumga teng bo'ladi;

27. Bosh inersiya momentlari deb qanday momentlarga aytiladi?

bosh inersiya o'qlariga nisbatan aniqlangan inersiya momentlariga;

koordinata sistemasiga nisbatan aniqlangan inersiya momentlariga;

koordinata inersiya o'qlariga nisbatan aniqlangan inersiya momentlariga;

bosh inersiya radiuslariga nisbatan aniqlangan inersiya momentlariga;

28. Bosh inersiya o'qlariga nisbatan bosh inersiya momentlari qanday qiymatlarni qabul qiladi?

biriga nisbatan inersiya momentlar maksimum, ikkinchisiga nisbatan minimum va markazdan qochirma inersiya moment nolga teng;

biriga nisbatan inersiya momentlar maksimum, ikkinchisiga nisbatan maksimum va markazdan qochirma inersiya moment nolga teng;

biriga nisbatan inersiya momentlar minimum, ikkinchisiga nisbatan minimum va markazdan qochirma inersiya moment nolga teng;

biriga nisbatan inersiya momentlar maksimum, ikkinchisiga nisbatan nol va markazdan qochirma inersiya moment minimumga teng;

29. Bosh inersiya o'qlari uchun quyidagi qaysi formulalar to'g'riligini ko'rsating?

$$J_u = J_{\max}; \quad J_v = J_{\min}; \quad J_{uv} = 0;$$

$$J_{\max} = 0; \quad J_{\min} = 0; \quad J_{uv};$$

$$J_{\max} = J_{\min}; \quad J_{uv} = J_{\max};$$

$$J_{\max} = J_{uv}; \quad J_{uv} = J_{vu};$$

30. Bosh inersiya o'qlari holati quyida keltirilgan formulalarning qaysi biridan aniqlanadi?

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2J_{xy}}{J_y - J_x};$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{J_y - J_x}{2J_{xy}};$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2J_{xy}}{J_y + J_x};$$

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = \frac{2\tau_{xy}}{\sigma_y - \sigma_x};$$

VII bob. BURALISH

7.1-§. Doira kesimli to'g'ri brusning buralishi

Tashqi kuchdan brusning ko'ndalang kesim yuzalarida zo'riqish kuch omillaridan biri, ya'ni faqat burovchi momentlarga hosil bo'ladigan deformatsiyalanish holatiga *buralish* deformatsiyasi deyiladi. Buralishga ishlovchi silindrik bruslarga *val* deb ataladi.

Ba'zi bir hollarda vallarni hisoblashda tashqi burovchi momentlar talab qilingan quvvat miqdori va valning aylanishlar tezligi bilan aniqlanadi. Agar val bir daqiqa ichida n marta aylansa, unda 1 sekunda aylanish burchagi $2\pi n/60$ yoki $\pi n/30$ radianga teng bo'ladi. Valdan uzatilayotgan quvvat, burovchi moment miqdori bilan valning 1 sekunda aylanishlar soni (radianda) ko'paytmasiga teng:

$$N = M \frac{\pi n}{30} \text{ bundan } M = \frac{30N}{\pi n} (\text{kg} \cdot \text{m}) = \frac{300N}{\pi n} (\text{N} \cdot \text{m}).$$

Bu yerda quvvatning o'lchov birligi kg m/sek.

Agar quvvat N ot kuchida (o.k) berilgan bo'lsa, burovchi moment quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$M = \frac{30 \cdot 75N}{\pi n} = 716,2 \frac{N}{n} (\text{kg} \cdot \text{m}) = 7162 \frac{N}{n} (\text{N} \cdot \text{m}).$$

Agar bir ot kuchi 0,73562 kVt ekanligini e'tiborga olsak, unda burovchi moment quyidagi formuladan aniqlanadi:

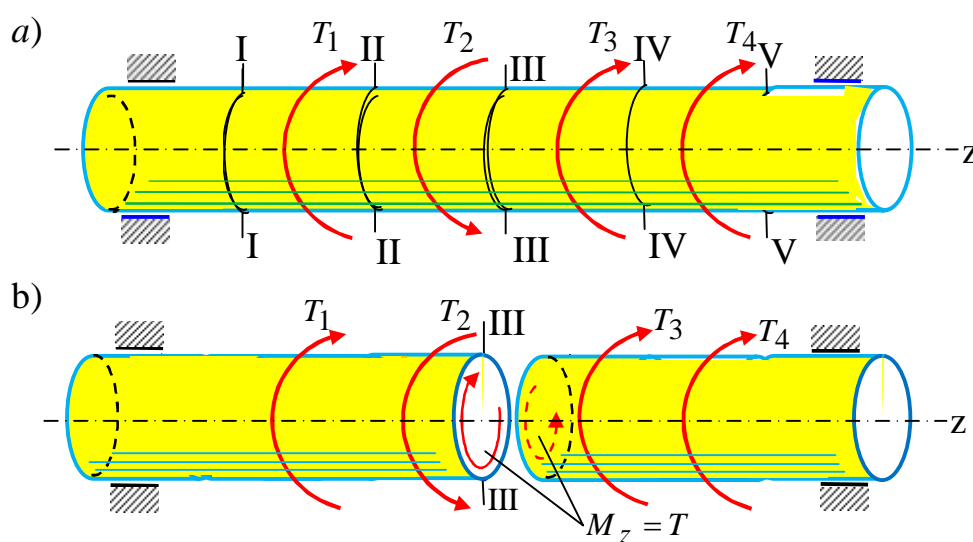
$$M = \frac{7162}{0,73562} \frac{N}{n} (\text{N} \cdot \text{m}) = 9736 \frac{N}{n} (\text{N} \cdot \text{m}).$$

Buralish deformatsiyasi amalda juda ko'p uchraydi. Masalan: mashina detallari, inshoot elementlari, lokomotivlarning o'qlari, tirsakli vallar, fazoviy konstruksiya elementlari, prujinalarning o'ramlari, va shunga o'xshashlar buralish deformatsiyasiga qarshilik ko'rsatadi. Ko'ndalang kesim yuzasi turli shaklda bo'lgan buralishga ishlaydigan bruslar ichida texnikada ko'p uchraydigan doiraviy va halqasimon ko'ndalang kesim yuzasiga ega bo'lgan bruslar muhim o'rin egallaydi.

7.2-§. Burovchi moment va uning epyurasini qurish

Bir uchi bilan mahkamlangan silindrik brusning ikkinchi erkin uchiga qo'yilgan juft kuch ta'sirida bo'lsa, brusning erkin ko'ndalang kesimi mahkamlangan kesimiga nisbatan aylanadi va natijada brus buraladi (7.3-chizma). Brus buralganda uning ixtiyoriy ko'ndalang kesimida hosil bo'lgan ichki kuch omili, ya'ni burovchi moment kesish usulidan foydalanib aniqlanadi.

Brusning qoldirilgan qismiga ta'sir etayotgan tashqi momentlarning biror kesimdagi algebraik yig'indisiga shu kesimdagi *burovchi moment* deb ataladi va M_b bilan belgilanadi.



7.1-chizma. Turli ko'ndalang kesimlariga qo'yilgan sirtqi momentlar ta'siridagi val.

Valni mustahkamlikka tekshirishda uning eng xavfli kesimini aniqlab olish zarur. Buning uchun esa brus o'qi bo'ylab burovchi momentning o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafikni chizish lozim. O'zgarmas ko'ndalang kesimli bruslarning maksimal burovchi moment hosil bo'lgan kesimi xavfli kesim hisoblanadi.

Burovchi momentni brus o'qi bo'ylab o'zgarish qonunini ko'rsatuvchi grafikka *burovchi moment epyurasi* deyiladi. 7.1,a-chizmada keltirilgan val turli ko'ndalang kesimlariga qo'yilgan sirtqi momentlar ta'sirida muvozanatda bo'lsin.

Valning ixtiyoriy kesimidagi burovchi momentni aniqlash uchun kesish usulidan foydalanamiz, ya'ni valni kesimiga perpendikulyar bo'lgan biror tekislik bilan ikkiga bo'lamiz. Val bo'laklarning muvozanatini tiklash maqsadida tashlab yuborilgan qismning ta'sirini olib qolingan qismga qo'yamiz va uning muvozanatini tekshiramiz. 7.1,b-chizmada.

Masalan III-III tekislik bilan bo'lingan bo'laklarni tekshiramiz. Chap qism uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum M_z = 0; \quad M_1 - M_2 + M_z = 0; \text{ bundan } M_z = M_2 - M_1.$$

$$\sum M_z = 0; \quad -M_z + M_3 + M_4 = 0; \text{ bundan } M_z = M_3 + M_4.$$

Xuddi shuningdek o'ng qism uchun statikaning muvozanat tenglamasini tuzamiz:

Demak, bular asosida quyidagi qoidalarni qabul qilish mumkin:

Brusning ixtiyoriy kesimida hosil bo'ladigan burovchi moment, shu kesimdan chap tomonda ta'sir etayotgan barcha sirtqi kuchlardan brus o'qiga nisbatan olingan momentlarning algebraik yig'indisiga teng bo'ladi. Yoki shu kesimdan o'ng tomonda ta'sir etayotgan barcha sirtqi kuchlar teskari ishorasi bilan olingan momentlarning algebraik yig'indisiga teng bo'ladi.

$$M_z = \sum_{chap} mom_{chap} = - \sum_{o'ng} mom_{o'ng}.$$

Ko'dalang kesimga uning normalni tomonidan qaraganda burovchi moment soat millari harakati bo'yicha yo'nalgan bo'lsa ishorasini musbat, aks holda manfiy deb qabul qilamiz. Buruvchi moment epyurasini qurish bo'ylama kuch epyurasini qurishdan farq qilmaydi. Valning uzunligi bo'yicha bir nechta kesimlarda burovchi momentlarni topish zaruriyati tug'ilsa va xavfli kesimini aniqlash maqsadida burovchi moment epyurasini qurish lozim. Shu maqsadda 7.2-chizmada keltirilgan brus uchun burovchi moment epyurasi qurilsin. Bunda sirtqi burovchi momentlar qiymatlari $M_1 = 1000N \cdot m$; $M_2 = 2000N \cdot m$; $M_3 = 3000N \cdot m$; $M_4 = 8000N \cdot m$; $M_5 = 2000N \cdot m$ ga teng bo'lsin.

Brusni oltita oraliqlarga bo'lamiz va har safar chap oraliqlarning muvozanatini tekshiramiz, unda kesimlardagi burovchi moment quyidagilarga teng bo'ladi:

$$M_z^I = 0;$$

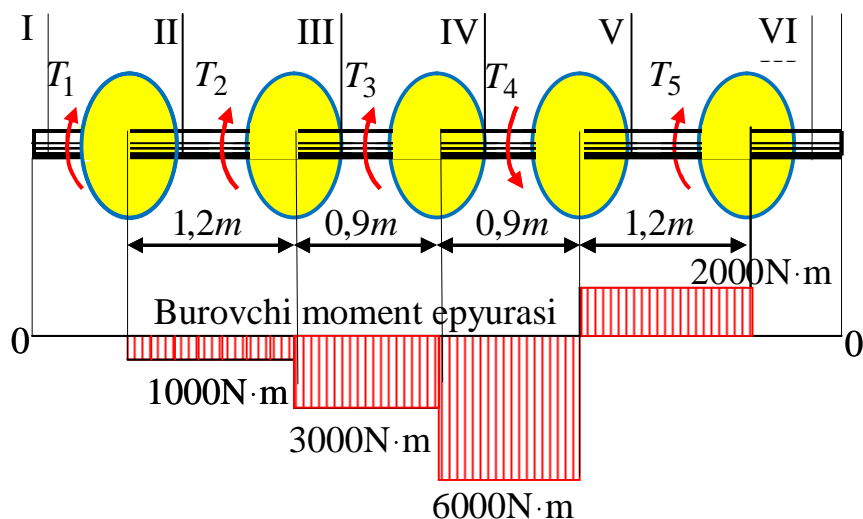
$$M_z^{II} = -M_I = -1000N \cdot m;$$

$$M_z^{III} = -M_I - M_{II} = -3000N \cdot m;$$

$$M_z^{IV} = -M_I - M_{II} - M_{III} = -6000N \cdot m;$$

$$M_z^V = -M_I - M_{II} - M_{III} + M_{IV} = 2000N \cdot m;$$

$$M_z^{VI} = -M_I - M_{II} - M_{III} + M_{IV} - M_V = 0.$$



7.2-chizma. Burovchi moment epyurasi.

Burovchi moment epyuralarini qurish cho‘zilgan va siqilgan bruslarning bo‘ylama kuch epyurasini qurish kabi bajariladi. Burovchi moment epyuralari 7.2-chizmada keltirilgan.

7.3-§. Val kesimidagi kuchlanishlarni hamda kesimning buralish burchagini aniqlash

Silindr shaklidagi brusning yon sirtiga yasovchilariga parallel bo‘lgan bo‘ylama chiziqlar va ko‘ndalang kesim yuzalarining konturini hosil qiluvchi aylanalar bilan to‘r hosil qilamiz. Brus buralganda hosil bo‘lgan deformatsiya natijalariga asosan quyidagi xulosalarga kelish mumkin:

a) deformatsiyagacha tekis bo'lgan ko'ndalang yuzasi, brus buralgandan keyin ham tekisligicha, kesim gardishi aylanaligicha, radiusi esa to'g'ri chiziqlicha qoladi;

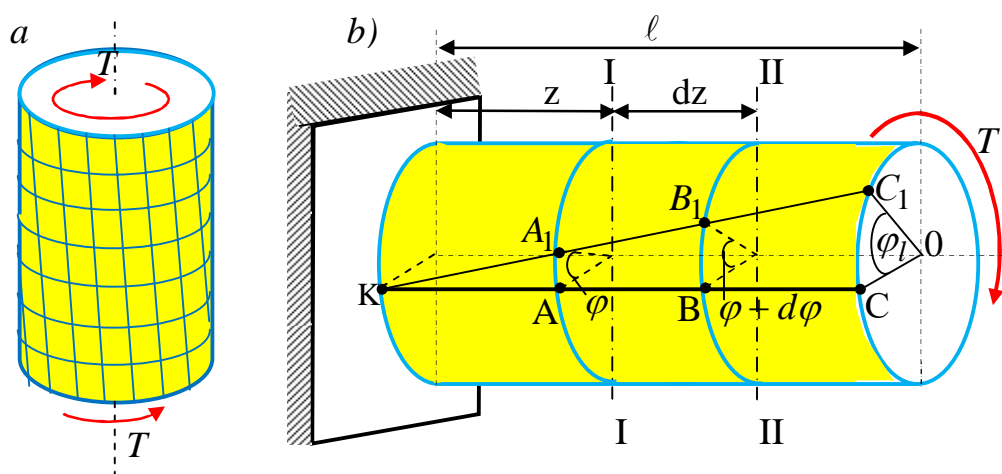
b) har bir ko'ndalang kesim qo'shni kesimga nisbatan brus o'qi atrofida ma'lum burchakka aylanadi. Bu burchak *buralish burchagi* deyiladi. Buralish burchagi burovchi momentga va ko'ndalang kesimlar oraliq'iga proporsionaldir;

v) brusning barcha yasovchilari bir xil burchakka og'adi va silindr sirtiga chizilgan kvadratlar bir xilda qiyshayib romb shaklini oladi;

g) brus buralganda ko'ndalang kesim oraliqlari o'zgarmaydi, ya'ni brus cho'zilmaydi ham siqilmaydi ham.

Keltirilgan bu tajribalarning natijalaridan foydalanib doiraviy silindr uchun buralishda hosil bo'ladigan deformatsiya va kuchlanishlarning ko'ndalang kesim yuzasi bo'yicha qanday qonun bilan o'zgarishini aniqlash mumkin.

7.3,a- chizmadan ko'rinadiki, deformatsiyadan keyin brusning yonma-yon bo'lgan ko'ndalang kesimlari bir-biriga nisbatan siljiydi; qaralayotgan kesim qistirib mahkamlangan kesimdan qancha uzoq bo'lsa, shu kesimning siljishi shuncha ko'p bo'ladi. Masalan, tayanchdan z oraliqdagi ko'ndalang kesim mahkamlangan kesimga nisbatan φ ga burilgan bo'lsa, tayanchdan $z + dz$ oraliqdagi kesim esa $\varphi + d\varphi$ burchakka buriladi (7.3,b- chizma).



7.3-chizma. To'g'ri o'qli brus.

$d\varphi$ burchak II kesimining I kesimga nisbatan og'ish burchagi, ya'ni dz oraliqdagi elementning buralish burchagidir.

Umuman, istalgan kesimning og'ish burchagi shu kesim bilan mahkamlangan kesim orasidagi elementning buralish burchagiga tengdir.

Shunday qilib, brus uchidagi kesimning og'ish burchagi tekshirilayotgan brusning buralish burchagiga tengdir.

Demak, buralish deformatsiyasi, brusning yonma-yon turgan kesimlarining bir-biriga nisbatan siljishidan iborat ekan, shu brus kesim yuzalarida urinma kuchlanishlar hosil bo'ladi.

Endi buralgan brusdan I va II kesimlar bilan ajratilgan elementni tekshiramiz (7.4-chizma).

$$BB_1 = r \cdot d\varphi.$$

$\angle BAB_1 = \gamma$ burchak element II kesimning I kesimga nisbatan nisbiy siljishi bo'ladi

$$BB_1 = \gamma \cdot dz; \quad \gamma \cdot dz = r \cdot d\varphi; \quad \gamma = r \frac{d\varphi}{dz},$$

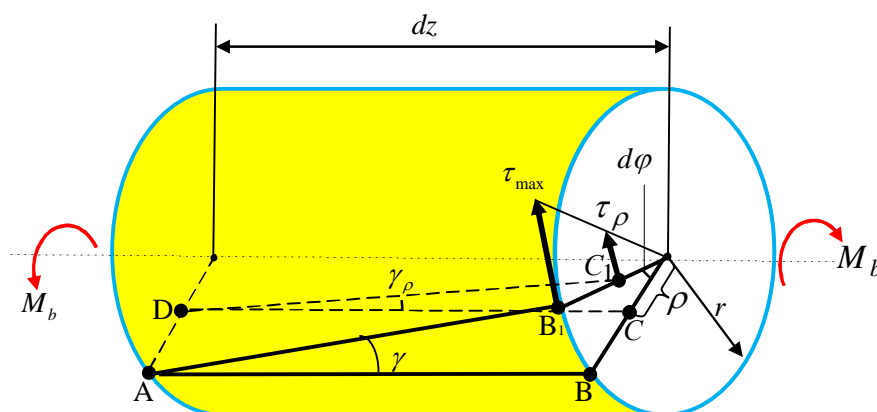
brusning uzunlik birligiga to'g'ri keladigan siljish burchagidir.

$$\gamma = r\theta. \quad (7.1)$$

Bu formuladan ko'rinadiki, silindrik brusning buralishidan hosil bo'ladigan nisbiy siljish shu brus kesimi yuzasining radiusiga proporsionaldir.

Yuqoridagi xulosalarning a) bandiga binoan, bu elementning ichidan ajratilgan ρ radiusli elementning nisbiy siljishi quyidagicha bo'ladi:

$$\gamma_\rho = \theta \cdot \rho.$$



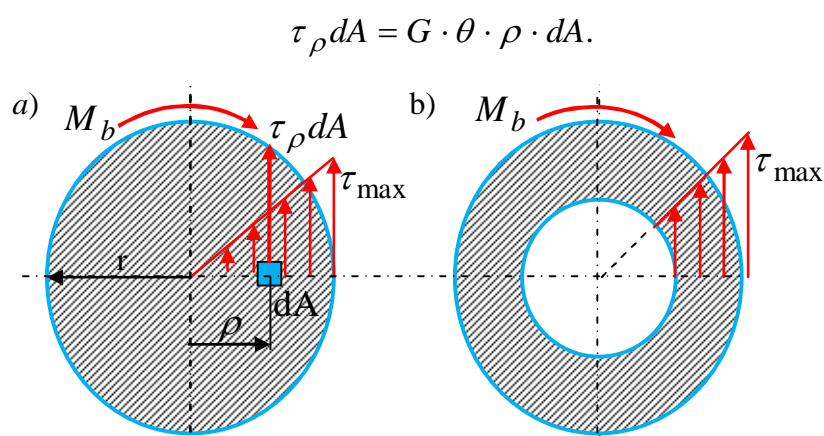
7.4-chizma. Uzunligi dz bo'lgan ajratilgan element.

Buralgan brusning ko'ndalang kesimlaridagi urinma kuchlanishlarni siljishdagi Guk qonunidan foydalanib aniqlaymiz. Kesim markazidan ρ masofadagi nuqtaning urinma kuchlanishi (7.4-chizma), quyidagicha topiladi [30, part I, p-95]:

$$\tau_{\rho} = G \cdot \gamma_{\rho} = G \cdot \theta \cdot \rho, \quad (\text{a})$$

bunga binoan urinma kuchlanish ρ ga to'g'ri proporsional bo'lar ekan. Demak, valning ko'ndalang kesimi bo'yicha urinma kuchlanish to'g'ri chiziq qonuni bilan o'zgarar ekan (7.5-chizma).

Kesimdan ajratilgan elementar yuzacha (dA) ga to'g'ri keladigan zo'riqish kuchi quyidagicha bo'ladi:



7.5-chizma. Urinma kuchlanishning kesim bo'yicha o'zgarar qonuni.

Bu elementar zo'riqish kuchlarining yo'nalishlari kesim radiusiga tik bo'ladi, chunki siljish ham shu yo'nalishda vujudga keladi.

Elementar zo'riqish kuchning brus o'qiga nisbatan olingan momenti quyidagicha bo'ladi:

$$dM = G \cdot \theta \cdot \rho^2 dA.$$

Brus buralganda deformatsiyadan keyingi muvozanat holati uchun ko'ndalang kesim yuzida to'plangan bu elementar zo'riqish kuchlari momentlarining yig'indisi tashqi burovchi momentga teng bo'ladi:

$$M_b = \int_A G \cdot \theta \cdot \rho^2 \cdot dA.$$

Bu formuladagi $G\theta$ o'zgarmas miqdorni integral tashqarisiga chiqarib va $\int_A \rho^2 \cdot dA$ integral kesim yuzining qutb inersiya momenti ekanligini e'tiborga olsak

u quyidagi ko'rinishni oladi:

$$M_b = G \cdot \theta \cdot I_\rho.$$

Bundan brusning uzunlik birligiga to'g'ri kelgan buralish burchagi (θ) ni topamiz [30, part I, p-97]:

$$\theta = \frac{M_b}{GI_\rho}, \quad (7.2)$$

bunda GI_ρ buralgan brusning bikrligini ifodalaydi, uning val materialining fizik xossasi va ko'ndalang kesim o'lchamlarining buralish deformatsiyasiga qanday ta'siri borligi quyidagicha topiladi:

$$\varphi = \theta \ell = \frac{M_b \ell}{GI_\rho}. \quad (7.3)$$

Bundan ko'rinadiki, buralgan brusning to'la buralish burchagi burovchi moment bilan brus uzunligiga to'g'ri proporsional va bikrligiga teskari proporsionaldir.

(7.3) formuladan to'la buralish burchagining qiymati radian hisobida chiqadi, uni gradusga aylantirish uchun $\frac{180^0}{\pi}$ ga ko'paytirish kerak:

$$\varphi^0 = \frac{180^0}{\pi} \frac{M_b \ell}{GI_\rho}. \quad (7.4)$$

Urinma kuchlanishni topish uchun (a) formulaga θ ning qiymatini (7.2) formuladan qo'yamiz:

$$\tau_\rho = G\rho \frac{M_b}{GI_\rho}. \quad \tau_\rho = \frac{M_b}{I_\rho} \rho. \quad (7.5)$$

Bu formuladan ko'ndalang kesimning ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanish topiladi.

Maksimal urinma kuchlanish brus ko‘ndalang kesimining chetki nuqtalarida hosil bo‘ladi;

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{I_\rho} r = \frac{M_b}{I_\rho / r}. \quad (7.6)$$

Kuchlanish diagrammasi (7.5-chizmada ko‘rsatilgan).

Ushbu (7.6) formulaning maxrajidagi kasrni W_ρ bilan belgilaymiz va u brus ko‘ndalang kesim yuzining qutb qarshilik momenti deyiladi

$$W_\rho = \frac{I_\rho}{r}. \quad (7.7)$$

Ushbu (7.7) formuladan ko‘rinadiki, tekis chizmalarning qutb qarshilik momentlari uzunlik o‘lchovining uchinchi darajasi bilan o‘lchanar ekan va kesim yuzining qutb *qarshilik momenti* deb ataladi. (7.7) formulani hisobga olib (7.6) formulani quyidagi ko‘rinishda yozamiz:

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_\rho}. \quad (7.8)$$

Silindrik sterjenlarning buralish nazariyasida (7.3) va (7.8) formulalar muhim ahamiyatga egadir.

7.4-§.Valni mustahkamlikka va bikirlikka hisoblash

Buralishning mustahkamlik sharti shundan iboratki, maksimal urinma kuchlanish (τ_{\max}) tegishli ruxsat egilgan kuchlanishdan oshmasligi kerak:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{b_{\max}}}{W_\rho} \leq [\tau] \quad (7.9)$$

Bunda M_b valning eng xavfli kesimiga tegishli burovchi momentdir. Uni biz burovchi moment epyurasidan topamiz.

Bu tenglama ham cho‘zilish va siqilishdagi yoki siljishdagi mustahkamlik shartlariga juda o‘xshashdir, biroq, kuch o‘rniga moment, kesim yuzi o‘rniga esa

kesim yuzining qarshilik momenti olingan. Bu formulani faqat silindrik bruslar uchungina tatbiq qilish mumkin.

Bu tenglama yordamida cho‘zilish yoki siqilishdagi mustahkamlik shartidagi kabi uch xil masalani yechish mumkin. Ulardan eng muhimi vallarning diametrini topishdir. Buning uchun (7.9) formuladan kesim yuzasining qarshilik momenti W_p qiymatini topamiz:

$$W_p = \frac{M_{b_{\max}}}{[\tau]} \quad (5.10)$$

Bunga (7.6) dan W_p ni qiymatini qo‘ysak,

$$\frac{\pi d^3}{16} \geq \frac{M_b}{[\tau]}; \text{ bundan } d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi[\tau]}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{[\tau]}}. \quad (7.11)$$

kelib chiqadi.

Agar M_b ning o‘rniga uning quvvat orqali ifodalangan ifodasini qo‘ysak:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{71620 \cdot N \cdot 16}{\pi \cdot [\tau] \cdot n}} \approx 72 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{[\tau] \cdot n}} \quad (7.12)$$

Kovak vallar uchun:

$$W_p = \frac{\pi D}{16} (1 - c^4) \text{ bo‘ladi,}$$

bundan:

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi(1-c^4)[\tau]}} \approx 1,72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{(1-c^4)[\tau]}} \quad (7.13)$$

yoki

$$D \geq 72 \cdot \sqrt[3]{\frac{N}{n(1-c^4)[\tau]}} \quad (7.14)$$

bo‘ladi.

Bunda N quvvat (ot kuchida olinadi);

n valning bir minutga aylanishlar soni.

(7.11) va (7.14) formulalardan ko‘rinadiki, quvvat o‘zgartirilmagan holda valning aylanishlar soni oshirilsa, val diametri kichrayishi mumkin.

Siljish uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = (0,5 - 0,6)[\sigma]$ formula yordamida olinadi. Bunda valga yuklar statik ravishda qo'yilgan deb qaraladi.

Biz yuqorida buralgan brusning ko'ndalang va bo'ylama kesimlarida faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qilishini qayd qilib o'tgan edik (7.4- chizma.).

Endi bunday bruslarning qiya kesimlarida qanday kuchlanishlar paydo bo'lishini tekshiramiz.

Buralgan silindrik bruslarning qiya yuzalarida urinma kuchlanishlardan tashqari normal kuchlanishlar ta'sir qilishini ko'ramiz. Bu normal kuchlanishlar quyidagi

$$\sigma_{1,3} = \frac{1}{2} \left[(\sigma_z + \sigma_y) \pm \sqrt{(\sigma_z + \sigma_y)^2 + 4\tau_{zy}^2} \right]. \quad (7.15)$$

formula bilan aniqlanadi. Bu formula bosh kuchlanish formulasi bo'lib juda katta ahamiyatga ega.

Biz tekshirayotgan hol uchun $\sigma_z = \sigma_y = 0$ bo'ladi, binobarin $\sigma_1 = \sigma_{\max} = \tau$ va $\sigma_3 = -\sigma_{\min} = -\tau$ ga teng bo'ladi. Ulardan birinchisi cho'zuvchi va ikkinchisi esa siquvchi normal kuchlanishlardir. Bosh yuzalarni esa ushbu

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2\tau_\alpha}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}, \quad (7.16)$$

formula orqali topiladi.

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, mo'rt materiallar, masalan, cho'yan brus o'qiga 45° burchak qiyaligidagi tekislik bo'yicha, ya'ni ancha katta cho'zuvchi kuchlanish ta'sir qilgan yuza bo'yicha yemiriladilar.

Demak, brus buraladigan bo'lganda uning o'qidan boshqa barcha nuqtalarida tekis kuchlanish holati, ya'ni sof siljish hosil bo'ladi. Buralishda bruslarning sirtidagi materiallari o'q oldidagi materiallarga qaraganda katta kuchlanishga ega bo'ladi. Shu tufayli brus bir xilda kuchlanmaydi. Agar yupqa devorli bruslar bursala, devorning barcha nuqtalarida bir xil kuchlanish hosil bo'ladi deb hisoblanadi. Bunga trubalar ham misol bo'la oladi. Bu holda kuchlanish holati bir jinsli bo'ladi. Bunday trubalar sof siljish deformatsiyasini tekshirishda qo'l keladi, masalan siljishdagi oquvchanlik chegarasi (τ_{oq}) ni topishda ishlatiladi.

Buralishga ishlovchi bruslar mustahkam bo‘lishi bilan birgalikda bikir bo‘lishi ham shart. Bikirlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

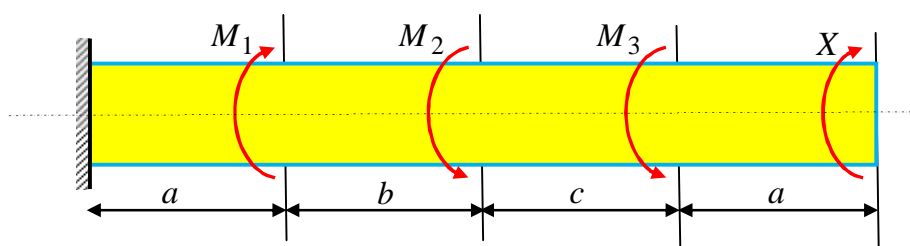
$$\theta = \frac{M_b}{GI_\rho} \leq [\theta]$$

Bunda $[\theta]$ brusning birlik uzunligiga to‘g‘ri keluvchi ruxsat etilgan buralish burchagi.

Masalalar

7.1-masala. 10.8-chizmada berilgan val uchun quyidagilar aniqlansin:

- 1) noma‘lum X burovchi momentning qanday qiymatida valning o‘ng uchidagi kesimida buralish burchagi nolga teng bo‘lishi;
 - 2) aniqlangan X miqdori bo‘yicha burovchi momentlar epyurasi qurilsin;
 - 3) berilgan $[\tau]$ ruxsat etilgan urinma kuchlanish qiymati bo‘yicha valning diametri mustahkamlik shartidan aniqlansin va unga yaqin bo‘lgan butun son bilan yaxlitlab olinsin (30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100);
 - 4) buralish burchak epyuralari qurilsin;
 - 5) eng katta nisbiy buralish burchagi aniqlansin (1 metr uzunlikka).
- Berilganlar quyidagi jadvaldan shifr bo‘yicha olinadi.



10.8-chizma. Burovchi momentlar bilan yuklangan val.

$$a = 1,4m; b = 1,6m; c = 1,2m; M_1 = 1,4kNm; M_2 = 1,6kNm; M_3 = 1,2kNm;$$

$$[\tau] = 70MPa = 700N / sm^2.$$

1) *Yechish.* 1) qaralayotgan masala bir marta statik aniqmas. Valning qistirib mahkamlangan tayanchidagi reaksiya kuchini aniqlashni talab qilinmaganligi uchun uni aniqlamaymiz. Valning erkin uchidagi oxirgi kesimidagi noma‘lum X burovchi momentni aniqlaymiz. Masalaning sharti bo‘yicha valning o‘ng oxirgi

uchidagi kesimning $\varphi_D = 0$ burilish burchagi nolga teng bo'lishi lozim, ya'ni masalaning shartidan:

$$\varphi_D = 0.$$

Kuchlarning mustaqillik prinsipi asosida quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\varphi_D = \varphi^{M_1} + \varphi^{M_2} + \varphi^{M_3} + \varphi^X = 0.$$

$$\varphi_D = \frac{M_1 \cdot a}{GI_\rho} - \frac{M_2 \cdot (a+b)}{GI_\rho} - \frac{M_3 \cdot (a+b+c)}{GI_\rho} + \frac{X \cdot (2a+b+c)}{GI_\rho} = 0.$$

Bu tenglamadan noma'lum X burovchi moment topiladi:

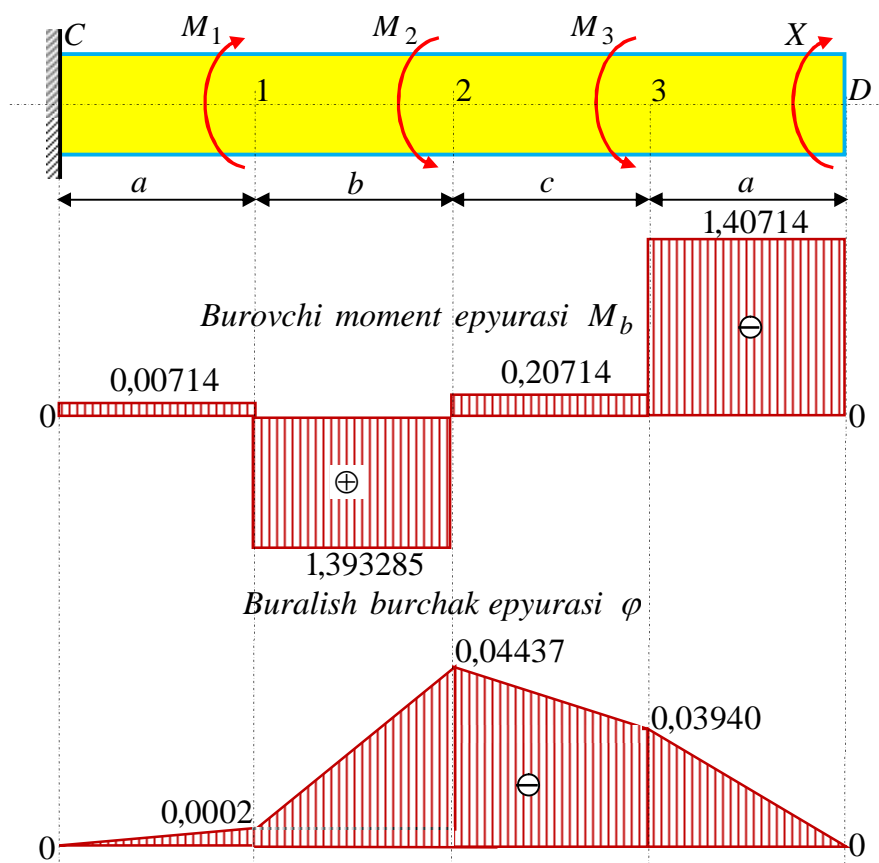
$$X = \frac{(-M_1) \cdot a + M_2 \cdot (a+b) + M_3 \cdot (a+b+c)}{(2a+b+c)} =$$

$$\frac{(-1,4) \cdot 1,4 + 1,6(1,4 + 1,6) + 1,2(2 \cdot 1,4 + 1,6 + 1,2)}{(2 \cdot 1,4 + 1,6 + 1,2)} = 1,40714 \text{ kNm}.$$

Valning har bir oralig'ini uchun burovchi momentlar aniqlanadi:

$$M_b^{3-D} = -X = -1,40714 \text{ kNm};$$

$$M_b^{2-3} = -X + M_3 = -1,40714 + 1,2 = -0,20714 \text{ kNm};$$



7.9-chizma. Burovchi moment va buralish burchak epyuralari.

$$M_b^{1-2} = -X + M_3 + M_2 = -1,40714 + 1,2 + 1,6 = 1,39286 \text{ kNm};$$

$$M_b^{C-1} = -X + M_3 + M_2 - M_1 = -1,40714 + 1,2 + 1,6 - 1,4 = -0,00714 \text{ kNm}.$$

2) aniqlangan bu qiymatlar bo'yicha 7.9-chizmada burovchi moment epyurasi qurib ko'rsatilgan.

3) valning mustahkamlik shartidan foydalanib, uning diametri aniqlanadi.

$$\tau_{\max} = \frac{M_b}{W_\rho} \leq [\tau]; \quad W_\rho \geq \frac{M_b}{[\tau]}.$$

Doira shaklidagi kesim yuzasi qarshilik momenti taqriban $0,2d^3$ ga teng bo'lgani uchun mustahkamlik shartidan :

$$0,2d^3 \geq \frac{M_b}{[\tau]}; \quad d \geq \sqrt[3]{\frac{M_b}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1,40714 \cdot 10^5}{2 \cdot 700}} = 4,650 \text{ sm} = 46,50 \text{ mm}.$$

Val diametrini $d = 50 \text{ mm}$ ga teng deb qabul qilimiz.

4) Materiali po'latdan bo'lgan val uchun siljishdagi elastiklik moduli $G = 8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2$ ga teng ekanligi tajribalarda aniqlangan.

Kesimning qutb inersiya momentini aniqlaymiz: $I_\rho = 0,1d^4 = 0,1 \cdot 625 \text{ sm}^4$ ga teng bo'ladi.

Har bir oraliqdagi xarakterli 0,1,2,3,D kesimlar uchun valning buralish burchak qiymatlarini quyidagi formulalardan foydalanib aniqlaymiz:

Valning chap uchi buralish burchakgi nolga teng ekanligi ma'lum $\varphi_c = 0$.

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \varphi_c + \varphi_{c-1} = 0 + \frac{M_b^{C-1} \cdot a}{GI_\rho} = \\ &= \frac{(-0,00714 \cdot 10^5 \text{ Nsm}) \cdot (140) \text{ sm}}{(8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2) \cdot 62,5 \text{ sm}^4} = -0,0002 \text{ rad}. \\ \varphi_2 &= \varphi_1 + \varphi_{1-2} = -0,0002 + \frac{M_b^{1-2} \cdot b}{GI_\rho} = \\ &= -0,0002 + \frac{(1,39286 \cdot 10^5 \text{ Nsm}) \cdot (160) \text{ sm}}{(8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2) \cdot 62,5 \text{ sm}^4} = 0,04437 \text{ rad}; \end{aligned}$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 + \varphi_{2-3} = -0,04437 + \frac{M_b^{2-3} \cdot c}{GI_\rho} =$$

$$= -0,04437 + \frac{-0,20714 \cdot 10^5 \text{ Nsm} \cdot (120) \text{ sm}}{(8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2) \cdot 62,5 \text{ sm}^4} = -0,0394 \text{ rad};$$

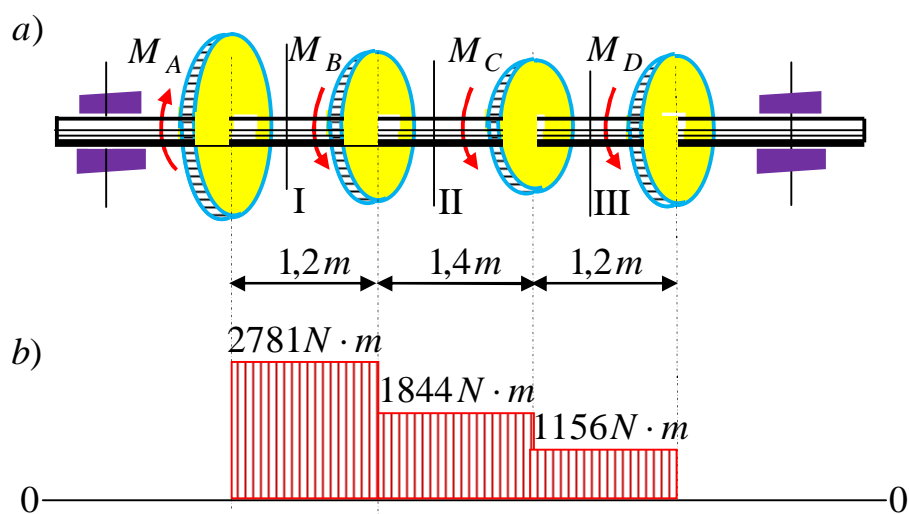
$$\varphi_D = \varphi_3 + \varphi_{3-D} = \frac{M_b^{3-D} \cdot a}{GI_\rho} = -0,0394 + \frac{(-1,40714 \cdot 10^5 \text{ Nsm}) \cdot (140) \text{ sm}}{(8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2) \cdot 62,5 \text{ sm}^4} = 0.$$

Buralish burchagini aniqlangan qiymatlari bo'yicha epyuralari 7.9-chizmada qurib ko'rsatilgan.

5. Valning eng katta nisbiy buralish burchagini aniqlaymiz:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_b^{3-D} \cdot 1m}{GI_\rho} = \frac{1,40286 \cdot 10^5 \text{ Nsm} \cdot 100 \text{ sm}}{8 \cdot 10^6 \text{ N/sm}^2 \cdot 62,5 \text{ sm}^4} = 0,0271 \text{ rad}.$$

7.2-masala. Elektrodvigatel valiga o'rnatilgan shkivdan (7.10-chizmada ko'rsatilmagan) tasmali uzatma yordamida, transmissiya vali unga o'rnatilgan A shkivdan harakatga keltiriladi. O'z navbatida shu valga o'rnatilgan B, C va D shkivlar yordamida ish mashinalari harakatga keltiriladi (7.10-chizma). Ushbu shkivlar tegishlicha $N_B = 15 \text{ kv}$, $N_C = 11 \text{ kv}$ va $N_D = 18,5 \text{ kv}$ quvvatlarni uzatadilar. Transmissiya vali $\omega = 16 \text{ rad/sek}$ burchak tezlik bilan aylanadi. Podshipniklarning ishqalanishini e'tiborga olmasdan burovchi moment epyurasini qurilsin.



7.10-chizma. Burovchi moment epyurasini.

Yechish. 1. Valning B shkividan tasmali uzatma yordamida ulangan mashina quvvatni talab qiladi, chunki mashina valiga uzatilishi lozim bo'lgan burovchi moment quyidagiga teng bo'lishi lozim:

$$M_B = \frac{N_B}{\omega} = \frac{15 \cdot 10^3}{16} = 937 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

C shkividan o'zatilishi lozim bo'lgan burovchi moment quyidagiga teng bo'lishi lozim:

$$M_S = \frac{N_S}{\omega} = \frac{11 \cdot 10^3}{16} = 688 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

D shkividan o'zatilishi lozim bo'lgan burovchi moment quyidagiga teng bo'lishi lozim:

$$M_D = \frac{N_D}{\omega} = \frac{18,5 \cdot 10^3}{16} = 1156 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Unda dvigatelning A shkiv orqali uzatiladigan burovchi momenti quyidagiga teng bo'ladi:

$$M_A = M_B + M_S + M_D = 937 + 688 + 1156 = 2781 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

2. Val uchta oraliqdan iborat bo'lib, bu oraliqlarning har birida hosil bo'lgan burovchi momentlarni kesish usulidan foydalanib aniqlaymiz.

Birinchi AB ($0 \leq z_1 \leq 1,2 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$\sum M = -M_A + M_{b1} = 0;$$

bundan

$$M_{b1} = M_A = 2781 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Ikkinchi BC ($0 \leq z_2 \leq 1,4 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$\sum M = -M_A + M_B + M_{b2} = 0;$$

bundan

$$M_{b2} = M_A - M_B = 2781 - 937 = 1844 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

Uchinchi BC ($0 \leq z_3 \leq 1,2 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$\sum M = -M_A + M_B + M_S + M_{b3} = 0;$$

bundan

$$M_{b3} = M_A - M_B - M_C = 2781 - 937 - 688 = 1156 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

3. Burovchi moment epyurasini qurish uchun val o'qiga parallel ravishda sanoq, ya'ni nol chiziqni o'tkazamiz. Sanoq chiziqqa har bir oraliqda o'zgarmas o'z qiymatiga ega bo'lgan burovchi momentlarni o'lchab qo'yib ularni bir-biri bilan tutashtirish natijasida 7.10,b-chizmada ko'rsatilgan epyurani hosil qilamiz. Burovchi moment epyurasidan valning ko'p yuklangan oralig'i AB shkivlar oralig'i ekanligini ko'rish mumkin.

7.3-masala. 7.11,a-chizmada ko'rsatilgan val uchun burovchi moment, maksimal urinma kuchlanish, burilish burchak epyuralari qurilib, quyida berilgan $[\theta] = 0,25^0/m = \frac{4 \cdot 180}{\pi}$; $G = 8 \cdot 10^4 \text{ MPa}$ ma'lumotlardan foydalanib val kesimi diametri va eng katta buralish burchak aniqlansin.

Yechish. 1. Val uchta oraliqdan iborat bo'lib, bu oraliqlarning har birida hosil bo'lgan burovchi momentlarni kesish usulidan foydalanib aniqlaymiz.

Birinchi AB ($0 \leq z_1 \leq 0,5 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$M_{1b} = -M_A = -0,6 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

Ikkinchi BC ($0 \leq z_2 \leq 0,5 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$M_{2b} = -M_A - M_B = -1,4 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

Uchinchi CD ($0 \leq z_3 \leq 0,9 \text{ m}$) oraliqda burovchi momentni quyidagi formuladan aniqlaymiz:

$$M_{3b} = -M_A - M_B + M_C = 0,6 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

Burovchi moment epyuralarini quramiz (7.11,b-chizma).. Epyuradan ko'rinadiki, eng katta burovchi moment $M_{\max} = M_{1b} = -1,4 \text{ kN} \cdot \text{m}$ ga teng ekan.

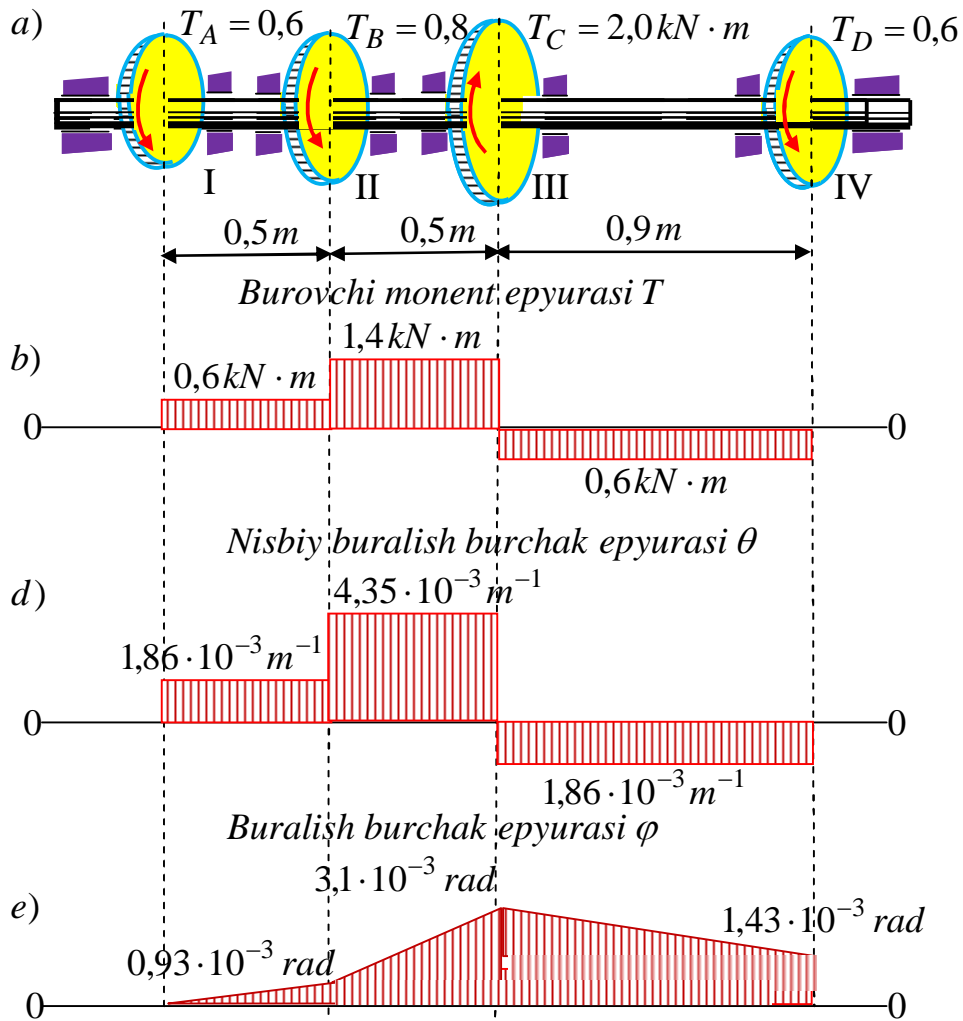
2. Valning mustahkamlik (7.11) shartidan foydalanib, uning diametrini aniqlaymiz:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_b}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 20}} = 0,07 \text{ m} = 7 \text{ sm.}$$

3. Valning **bikirlik** shartidan foydalanib, uning diametrini aniqlaymiz:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32M_b}{G\pi[\theta]}} = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 180 \cdot 4}{8 \cdot 10^4 \cdot [\pi]^2}} \text{ m} = 0,07996 \text{ m} = 8 \text{ sm.}$$

Valning aniqlangan diametrlaridan eng kattasi $d = 8 \text{ sm}$ ni qabul qilamiz.



7.11-chizma. Burovchi moment va buralish burchak epyuralari.

4. Valning oraliqlaridagi nisbiy buralish burchaklarini aniqlaymiz:

$$\theta_I \geq \frac{M_{1b}}{GI_\rho} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot \pi (8 \cdot 10^{-2})^4} = 1,86 \cdot 10^{-3};$$

$$\theta_{II} \geq \frac{M_{2b}}{GI_\rho} = \frac{1,4 \cdot 10^{-3} \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot \pi (8 \cdot 10^{-2})^4} = 3,35 \cdot 10^{-3};$$

$$\theta_{III} \geq \frac{M 3_b}{GI_\rho} = \frac{0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 32}{8 \cdot 10^4 \cdot \pi (8 \cdot 10^{-2})^4} = 1,86 \cdot 10^{-3}.$$

Hisob natijalari bo'yicha nisbiy buralish burchak epyuralarini quramiz (7.11,b-chizma).

A nuqtani qo'zg'almas deb barcha oraliqlar uchun buralish burchak φ epyuralarini quramiz (7.11,d-chizma). Valning oraliqlari chegaralarida nisbiy buralish burchak $\theta = const$ bo'lgani uchun buralish burchak φ val uzunligi bo'ylab chiziqli qonun asosida o'zgaradi:

$$\varphi_{2-1} = \theta_I \ell_1 = 1,86 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 \text{ rad} = 0,93 \cdot 10^{-3} \text{ rad};$$

$$\varphi_{3-1} = \varphi_{2-1} + \varphi_{3-2} = (0,93 \cdot 10^{-3} + 2,18 \cdot 10^{-3}) = 4,35 \text{ rad};$$

$$\varphi_{4-1} = \varphi_{2-1} + \varphi_{3-2} + \varphi_{4-3} = (0,93 \cdot 10^{-3} + 2,18 \cdot 10^{-3} - 1,67 \cdot 10^{-3}) = 1,43 \cdot 10^{-3} \text{ rad};$$

7.4–masala. Doiraviy kesimli to'g'ri o'qli brus uzunligi bo'yicha o'zgaras bo'lgan $M_b = 3 \text{ kNm}$ ta'siridan buraladi. $[\tau] = 45 \text{ MPa}$; $[\varphi'] = 0,25 \text{ grad/m}$; $[G] = 0,8 \cdot 10^3 \text{ MPa}$ ga teng deb qabul qilib, ko'ndalang kesim diametri mustahkamlik va bikirlik shartlaridan aniqlansin.

$$\text{Eslatma } [\varphi'] = 0,25 \text{ grad/m} = 0,25 \frac{\pi}{180} = 0,437 \text{ rad/sm}.$$

Javob $D=97 \text{ mm}$.

7.5–masala. Burchak $\omega = 12 \text{ rad/sek}$ tezlik bilan aylanib, $N = 100 \text{ kv}$ quvvat uzatuvchi doiraviy val ko'ndalang kesim diametri mustahkamlik va bikirlik shartlaridan aniqlansin. Berilganlar: $[\tau] = 40 \text{ n/mm}^2$; $[\theta] = 0,009 \text{ grad/m}$; $[G] = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$.

Tayanch iboralar:

Burovchi moment, buralish, deformatsiya, kesish usuli, val, mustahkamlik, burovchi moment epyurasi, doiraviy kesimli, kuchlanish va deformatsiya, deformatsiyagacha tekis, ko'ndalang yuzasi, tekisligicha, kesim gardishi aylanaligicha, radiusi esa to'g'ri chiziqligicha buralish burchagi, proporsionaldir,

nisbiy siljish, urinma kuchlanish, qutb inersiya momenti bikrlilik, qutb qarshilik momenti, mustahkamlik sharti, bikirlik sharti, buralish burchak epyurasi, buralishda statik aniqmas masalalar, tayanchlarda reaksiya momentlari, statika muvozanat tenglamasi, kesimi doiraviy bo‘lmagan bruslarning buralishi,

Test savollari:

1. Buralish – bu

brusning ko‘ndalang kesim yuzalarida faqat burovchi moment sodir bo‘ladigan deformatsidir;

brusning ko‘ndalang kesim yuzalarida faqat eguvchi moment sodir bo‘ladigan deformatsidir;

brusning ko‘ndalang kesim yuzalarida faqat kesuvchi moment sodir bo‘ladigan deformatsidir;

brusning ko‘ndalang kesim yuzalarida faqat kesuvchi kuch va burovchi moment sodir bo‘ladigan deformatsidir;

2. Agar quvvat F ot kuchida berilgan bo‘lsa, burovchi moment qanday ifodalanadi?

$$M_b = 9736 \frac{F}{n} N \cdot m$$

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

$$M_b = \frac{Fv}{75} N \cdot m$$

$$M_b = 9736 \frac{F}{n} kN \cdot m$$

3. Agar quvvat F kilovattada berilgan bo‘lsa, burovchi moment qanday ifodalanadi?

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

$$M_b = 9736 \frac{F}{n} N \cdot m$$

$$M_b = \frac{Fv}{75} N \cdot m$$

$$M_b = 9736 \frac{F}{n} kN \cdot m$$

4. Brus ko‘ndalang kesimda hosil bo‘lgan burovchi moment qanday usuldan foydalanib aniqlanadi?

kesish;

dinamik;

fizik;

boshlag'ich;

5. Brusning buralishida ko'ndalang kesimida qanday zo'riqish kuchlari hosil bo'ladi?

burovchi moment;

eguvchi moment;

burovchi moment, kesuvchi kuch;

eguvchi moment, ko'ndalang kuch;

6. Statik aniqmas masalalarda noma'lumlar soni statik tenglamalar sonidan bitta ko'p bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

-1; -2;

-3; -4;

7. Statik aniqmas masalalar statik tenglamalar sonidan noma'lumzo'riqish kuchlari soni uchta ko'p bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

-3; -4;

-1; -2;

8. Statik aniqmas masalalarda noma'lumlar soni $n+1$ ta statik tenglamalar soni n ta bo'lsa masala necha marta statik noaniq bo'ladi?

1; $n+1$;

n ; $n-1$;

9. Statik aniqmas masalalar qo'shimcha tenglamalar soni qanday shartdan foydalanib tuziladi?

sistema deformatsiyasi shartidan;

sistema kuchlanishi shartidan;

sistema bog'lanish shartidan;

sistema tayanch shartidan;

10. Statik aniqmas masalalar qanday tartibda yechiladi?

statik muvozanat tenglamalar tuziladi, noma'lumlar soni aniqlanadi, qo'shimcha tenglama tuziladi;

deformatsiyalarni solishtirish, kuch usul, energetik usul yordamida qo‘shimcha tenglama tuziladi;

kuch usul, mexanik usul, energetik usul yordamida qo‘shimcha tenglama tuziladi;

mexanik xossalari, fizik xossalari, geometrik xossalari yordamida sintez qilinadi;

11. Masalada ortiqcha noma‘lumlar soni uchta bo‘lsa masala necha marta statik noaniq bo‘ladi?

uch marta;

ikki marta;

to‘rt marta;

besh marta;

12. Statik aniqmas masalalarni yechishda asosiy sistema – bu

statik aniqmas sistemadan ortiqcha bog‘lanishlarni tashlab yuborib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning birontasini reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniqmas sistemadir;

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning barcha reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniq sistemadan ortiqcha noma‘lumlarni tashlab yuborib olingan statik aniq sistemadir;

13. Statik aniqmas masalalarni yechishda ekvivalent sistema – bu

statik aniqmas sistemadagi tayanchlarning birontasini noma‘lumreaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

statik aniqmas sistemadan ortiqcha bog‘lanishlarni tashlab yuborib olingan statik aniqmas sistemadir;

statik aniqmas sistemadan ortiqcha noma‘lumlarni tashlab yuborib olingan statik aniqmas sistemadir;

statik aniq sistemadagi tayanchlarning barcha reaksiya kuchi bilan almashtirib olingan statik aniq sistemadir;

14. Statik aniqmas masalalarni yechishda asosiy sistemani ekvivalent sistemadan hosil qilish mumkinmi?

mumkin;

mumkin emas;

ba‘zan mumkin;

ko‘pincha mumkin emas;

15. Statik aniqmas bruslar sistemasini yechish qanday reja asosida olib boriladi?

noma'lumzuriqishlar yo‘nalishlari ko‘rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, qo‘shimcha tenglama tuziladi, qo‘shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo‘riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

noma'lumzuriqishlar yo‘nalishlari ko‘rsatilmaydi, kerakli muvozanat tenglamalar tuziladi, qo‘shimcha tenglama tuziladi, qo‘shimcha tenglamadagi kuchlanishlar zo‘riqish kuchlari bilan almashtiriladi va yechiladi;

noma'lumzuriqishlar yo‘nalishlari ko‘rsatiladi, kerakli muvozanat tenglamalar tuzilishi shart emas, qo‘shimcha tenglama tuziladi, qo‘shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo‘riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

ma'lumzuriqishlar yo‘nalishlari ko‘rsatiladi, kerakli muvozanat va qo‘shimcha tenglama tuzilmaydi, qo‘shimcha tenglamadagi deformatsiyalar zo‘riqish kuchlari bilan almashtirilib va ular birgalikda yechiladi;

16. Bruslarning buralishida burovchi moment ishorasi quyida keltirilgan qaysi birida musbat deb qabul qilinadi?

kesimga tashqi normal tomonidan qaraganda burovchi moment soat millari harakati bo‘yicha yo‘nalgan bo‘lsa;

kesimga tashqi normal tomonidan qaraganda burovchi moment soat millari harakati ga teskari yo‘nalgan bo‘lsa;

kesimga tashqi normal tomonidan qaraganda burovchi moment soat millari harakatiga perpendikulyar yo‘nalgan bo‘lsa;

kesimga tashqi normal tomonidan qaraganda burovchi moment soat millari harakati parallel yo‘nalgan bo‘lsa;

17. Ko‘ndalang kesimi doira shaklida brus sirtida yotuvchi tolaning siljish burchagi qaysi javobda to‘g‘ri keltirilgan?

$$\gamma = \frac{r \cdot d\varphi}{dz}; \quad \gamma_{\rho} = \frac{\rho \cdot d\varphi}{dz}; \quad \gamma = \frac{r \cdot d\gamma}{dz}; \quad \gamma_{\rho} = \frac{\rho \cdot d\gamma_{\rho}}{dz};$$

18. Qaysi javobda ko‘ndalang kesimi doira shaklida brusning to‘la buralish burchagi formulasi to‘g‘ri keltirilgan?

$$\varphi = \frac{M_{br} \cdot \ell}{GI_{\rho}}; \quad \varphi = \frac{M_{eg} \cdot \ell}{EI_x}; \quad \gamma = \frac{r \cdot d\varphi}{dz}; \quad \theta = \frac{M_{br}}{GI_{\rho}};$$

19. Qaysi javobda ko‘ndalang kesimi doira shaklida brusning nisbiy buralish burchagi formulasi to‘g‘ri keltirilgan?

$$\theta = \frac{M_{br}}{GI_{\rho}}; \quad \gamma = \frac{r \cdot d\varphi}{dz}; \quad \varphi = \frac{M_{br} \cdot \ell}{GI_{\rho}}; \quad \gamma_{\rho} = \frac{\rho \cdot d\gamma_{\rho}}{dz};$$

20. Qaysi javobda ko‘ndalang kesimi doira shaklida brusning bikirligi to‘g‘ri keltirilgan?

$$GI_{\rho}; \quad EI_{\rho}; \quad \sigma I_{\rho}; \quad \tau I_{\rho};$$

21. Ko‘ndalang kesimi doira shaklida brus buralganda ko‘ndalang kesimlar orasidagi masofa o‘zgaradimi?

o‘zgarmaydi;

o‘zgaradi;

bo‘ylama tolalari cho‘ziladi;

bo‘ylama tolalari siqiladi va cho‘ziladi;

22. Ko‘ndalang kesimi doira shaklida bruslarning buralishini o‘rganishda qanday gipotezalarda foydalanamiz?

brus buralguncha tekis bo‘lgan kesim yuzasi buralgandan keyin ham tekisligicha qoladi va brusning radiusi egrilanmaydi;

kuch qo‘yilgan nuqtada kuchlanish jism o‘lchamiga nisbatan juda ham katta bo‘lsa, ko‘chishlar, deformatsiyaning natijasi bo‘lganligidan, u ta’sir qiluvchi kuchlarga proporsional;

jismning qalinligiga nisbatan o'lchamlari katta bo'lgan egri sirt bilan chegaralangan; jismning qalinligiga nisbatan qolgan boshqa o'lchamlari katta bo'lgan tekis sirt bilan chegaralangan bo'lsa;

brus cho'zilguncha tekis bo'lgan kesim yuzasi cho'zilgandan keyin ham tekisligicha qoladi va brusning radiusi egrilanadi;

23. Buralishda brus ko'ndalang kesimining ixtiyoriy nuqtasidagi urinma kuchlanish qaysi formuladan aniqlanadi?

$$\tau = \frac{M_{br}}{I_{\rho}} \rho; \quad \tau = \frac{M_{br}}{J_x}; \quad \tau = \frac{M_{br}}{W_x}; \quad \tau = \frac{M_{br}}{J_{\rho}};$$

24. Buralishda urinma kuchlanish brusning doiraviy ko'ndalang kesimi bo'yicha qanday qonun asosida o'zgaradi?

to'g'ri chiziqli qonun asosida;

parabola qonun asosida;

kkinchi tartibli egri chiziqli qonun asosida;

giperbola qonun asosida;

25. Buralishda urinma kuchlanish kesim yuzasining qaysi nuqtasida nolga teng va qaysi nuqtalarida maksimal qiymatga ega bo'ladi?

kesim og'irlik markazida nolga, eng chekka nuqtalarda maksimal;

kesim og'irlik markazida maksimal, eng chekka nuqtalarda nol;

kesim og'irlik markazida maksimumga eng chekka nuqtalarda minimumga;

kesim og'irlik markazida minimumga eng chekka nuqtalarda minimumga;

26. Silindrik brus ko'ndalang kesimi qutb qarshilik momenti qaysi javobda to'g'ri berilgan?

$$W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{r}; \quad W_{\rho} = \frac{J_{\rho}}{d}; \quad W_{\rho} = \frac{J_x}{d}; \quad W_{\rho} = \frac{J_x}{r};$$

27. Valning ko'ndalang kesimida qanday ichki kuch faktorlari hosil bo'ladi?

burovchi moment;

burovchi va eguvchi momentlar;

faqat eguvchi moment;

bimoment;

28. Qaysi javobda buralishda silindrik bruslarning mustahkamlik sharti to'g'ri keltirilgan?

$$\tau_{\max} = \frac{M_{br_{\max}}}{W_{\rho}} \leq [\tau];$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{br_{\max}}}{W_{\rho}} \leq [\sigma];$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{eg_{\max}}}{W_{\rho}} \leq [\tau];$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{eg_{\max}}}{W_{\rho}} \leq [\sigma];$$

29. Qaysi javobda buralishda silindrik bruslarning bikirlik sharti to'g'ri keltirilgan?

$$\theta_{\max} = \frac{M_{br}}{GI_{\rho}} \leq [\theta];$$

$$\gamma_{\max} = \frac{r \cdot d\varphi}{dz} \leq [\gamma_{\max}];$$

$$\varphi_{\max} = \frac{M_{br} \cdot \ell}{GI_{\rho}} \leq [\varphi];$$

$$\gamma_{\rho} = \frac{\rho \cdot d\gamma_{\rho}}{dz};$$

30. Qanday masalalarga statik aniqmas masalalar deb aytiladi?

agar noma'lumzo'riqish kuchlari yoki reaksiya kuchlari soni shu masala uchun tuzish mumkin bo'lgan statikaning muvozanat tenglamalari sonidan ko'p bo'lsa;

agar noma'lumzo'riqish kuchlari yoki reaksiya kuchlari soni shu masala uchun tuzish mumkin bo'lgan statikaning muvozanat tenglamalari soniga teng bo'lsa;

agar qaralayotgan masaladagi faqat statikaning muvozanat tenglamalari yordamisiz yechish mumkin bo'lsa;

agar qaralayotgan masaladagi faqat statikaning muvozanat tenglamalari yordamida yechish mumkin bo'lgan ;

GLOSSARIY

1. *Mustahkamlik* – material (namuna, detal, konstruksiya elementlari) ning yemirilmasdan tashqi kuchga qarshilik ko‘rsatish qobiliyatidir.

2. *Bikirlilik* - konstruksiya elementlarining tashqi kuch ta’siridan katta deformatsiya hosil qilmaslik qobiliyatidir.

3. *Ustivorlik* – tashqi kuch ta’sirida konstruksiya elementlarining dastlabki muvozanat holatini saqlash qobiliyatidir.

4. *Deformatsiya* – jismlarning tashqi kuch ta’siridan o‘z geometrik shaklini o‘zgartirishi.

5. *Elastik deformatsiya* $\Delta \ell_e$ – konstruksiyaga ta’sir etayotgan kuchlardan hosil bo‘lgan deformatsiya konstruksiya kuchdan to‘liq ozod qilinganda to‘liq yo‘qolib ketishi.

6. Plastik yoki qoldiq deformatsiya $\Delta \ell_p$ - konstruksiya kuchdan to‘liq ozod qilinganda deformatsiya yo‘qolmasdan qolishi (angl. plastic).

7. *Brus* – ko‘ndalang kesim o‘lchamlari uzunlik o‘lchamiga qaraganda juda kichik bo‘lgan jismlar.

8. *Sterjen* – cho‘zilishga yoki siqilishga ishlovchi bruslar.

9. *Val* – burilishga ishlovchi brus.

10. *Qobiq (obolochka)*– qalinligi qolgan boshqa o‘lchamlariga nisbatan juda kichik bo‘lgan egri sirt bilan chegaralangan konstruksiya qismi.

11. *Guk qonuni* – σ normal kuchlanish nisbiy chiziqli ε deformatsiyaga to‘g‘ri proporsional.

12. Ko‘paytma $E \cdot A$ – cho‘zilishda kesim bikirligi.

13. E – bo‘ylama elastiklik moduli (modul uprugost), materialning cho‘zilishga (siqilish) qarshilik ko‘rsata olish xususiyatini bildiradi.

14. *Elastiklik modulining geometrik ma’nosi*– og‘ma to‘g‘ri chiziq bilan ε o‘qi orasidagi burchakning tangensi elastiklik moduliga to‘g‘ri proporsional $\operatorname{tg} \alpha = \sigma / \varepsilon \approx E$.

15. *Elastiklik modulining fizik ma’nosi* – sterjenni ikki marta uzayishini ta’minlovchi kuchlanishni bildiradi. $E = \sigma / \varepsilon$, bunda $\varepsilon = 1$ bo‘ladi, $\Delta \ell = \ell$ bo‘lganda. Bundan, kuchlanishning elastik deformatsiyalanish sohada qabul qiladigan haqiqiy qiymati ming marta kichik bo‘ladi.

16. *Buralish* – brus ko‘ndalang kesimida faqat bitta ichki kuch faktori burovchi moment hosil bo‘ladi.

17. *Markaziy o‘q* – o‘qqa nisbatan yuzadan olingan statik moment nolga teng.

18. *Kesim og‘irlik markazi* – markaziy o‘qlarning kesishgan nuqtasi.

19. *Balka(to'sin)* – konstruksiya elementining to'g'ri chiziqli geometrik o'qi bo'lib, odatda brus kabi asosan egilishga ishlaydi.

20. *Konsol* – bir uchi bilan qistirib mahkamlangan balka.

21. *Egilishda balka deformatsiyasi* – uning geometrik o'qining egriligi.

22. *To'plangan kuch* – inshoot yuziga nisbatan o'lchamlari kichik bo'lgan yuzachasiga qo'yilgan kuch.

23. *Hajmiy kuch* – elementning barcha zarrachalariga uzluksiz ta'sir etuvchi kuchlar.

24. *Statik yuklar* – doimiy (xususiy og'irlik yuki) yoki vaqt bo'yicha sekin o'zgaruvchi, ya'ni inersiya kuchidan hosil bo'ladigan tezlanish e'tiborga olmasa ham bo'ladigan (qor yukidan bosimning o'zgarishi).

25. *Doimiy kuchlar* – inshootlarga butun xizmat davomida uzluksiz doimiy ta'sir qiladigan kuchlar.

26. *Muvaqqat kuchlar* – inshootni eksploatatsiya davrida cheklangan vaqt oralig'ida ta'sir qiladigan kuchlar, masalan gaz balloni bosimi.

27. *Ichki yoki zo'riqish kuchlari* – konstruksiya elementini hosil qiluvchi atom zarrachalari orasidagi o'zaro ta'sir kuchlari.

28. *Bo'ylama kuch* – brusning qaralayotgan kesimdan bir tomonda ta'sir etayotgan barcha kuchlar (shu jumlada reaksiya) proeksiyalarining algebraik yig'indisiga teng.

29. *Epyura* – brus uzunligi bo'ylab ichki kuchning yoki kuchlanishning ko'ndalang kesim bo'yicha o'zgarishi qonuni ko'rsatuvchi grafik.

30. *Kuchlanish* – yuza birligiga to'g'ri kelgan ichki kuch intensivligini xarakterlaydi.

31. *Normal kuchlanish* σ – kesim yuzasiga perpendikulyar ta'sir etib konstruksiya elementini cho'zuvchi yoki siquvchi kuch intensivligi bilan xarakterlanadi.

32. *Urinma kuchlanish* τ – kesim tekisligida ta'sir etib, tekis kesimning qismini siljituvchi kuch intensivligi bilan xarakterlanadi.

33. *Ruxsat etilgan kuchlanishlar* – konstruksiya elementlarining uzoq ishlash davrida yemirilmasdah va xavf-xatarsizligini ta'minlaydigan eng katta kuchlanish.

34. *Bosh yuzalar* – urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzalar.

35. *Bosh kuchlanishlar* – bosh yuzalarga ta'sir qiluvchi normal kuchlanishlar.

36. *Neytral qatlam* – qatlam tolalarida normal kuchlanish hosil bo'lmaydi (tolalar cho'zilmaydigan ham, siqilmaydi ham).

37. *Neytral o'q* – neytral qatlam tekisligi bilan ko'ndalang kesim tekisligi kesishgan chiziq.

38. *Qobiq o'rta tekisligi* – qobiq qalinligini teng ikkiga bo'luvchi sirt.

39. *Qobiq egriligi* – radiusiga teskari bo'lgan kattalik.

40. *Puasson koeffitsienti* – oddiy cho‘zilish yoki siqilishda ko‘ndalang deformatsiyaning absolyut qiymatining bo‘ylama deformatsiyaga absolyut qiymatiga nisbati.

41. *Cho‘zilish diagrammasi* – cho‘zuvchi kuch F bilan namunaning cho‘zilishi $\Delta\ell$ orasidagi grafik bog‘lanish.

42. *Proporsionallik chegarasi* σ_{ps} - Guk qonuni bajariladigan eng katta kuchlanish.

43. *Oquvchanlik chegarasi* σ_{oq} – yuk ortmagan holda deformatsiya orta boradigan kuchlanish.

44. *Mustahkamlik chegarasi* σ_m (vaqtincha qarshilik)- namuna chidash bera oladigan eng katta yuk uning dastlabki kesim yuzasiga nisbati.

45. *Statik noaniq masalalar* – faqat statikaning muvozanat tenglamalar yordamida yechib bo‘lmaydigan masalalar.

46. *Kesim yadrosi* – kesim og‘irlik markazi atrofida chizilgan shunday sohaki, agar bo‘ylama kuch qo‘yilgan nuqta shu soha ichida yotsa, u ko‘ndalang kesim yuzasining barcha nuqtalarida bir xil ishorali kuchlanishlar hosil bo‘ladi.

47. *Dinamik yuklar* – juda qisqa vaqt ichida o‘z qiymati yoki holatini o‘zgartiradigan yuklar.

48. *Zarba* – harakatlanayotgan jismlarning juda qisqa vaqt ichida tezliklarini keskin o‘zgartirish bilan bog‘liq bo‘lgan to‘qnashuv.

ГЛОССАРИЙ

1. *Прочность* – способность материала (образца, детали, элемента конструкции) не разрушаясь сопротивляться действию внешних сил.
2. *Жесткость* – способность конструктивных элементов деформироваться без существенного изменения геометрических размеров.
3. *Устойчивость* – способность конструктивного элемента сохранять под нагрузкой первоначальную форму равновесия.
4. *Деформация* – изменение формы и размеров тела под действием приложенных сил.
5. *Деформация упругая* Δl_e – исчезающая после снятия нагрузки (от англ. elastic).
6. *Деформация пластическая* Δl_p –остающаяся после снятия нагрузки (от англ. plastic).
7. *Брус* – тело, одно из измерений которого, значительно больше двух других.
8. *Стержень* – брус, работающий на растяжение или сжатие.
9. *Вал*– брус, работающий на кручение.
10. *Оболочка* – тело, ограниченное двумя криволинейными поверхностями, расстояние между которыми (толщина оболочки) мало по сравнению с другими ее размерами.
11. *Закон Гука* – нормальное напряжение σ прямо пропорционально относительной линейной деформации ε .
12. *Произведение $E \cdot A$* – жесткость сечения при растяжении.
13. *E* – модуль упругости, модуль упругости первого рода, характеризует сопротивляемость материала упругой деформации при растяжении(сжатии).
14. *Геометрический смысл модуля упругости* – тангенс угла наклона начального участка диаграммы растяжения $tg \alpha = \sigma / \varepsilon \approx E$.
15. *Физический смысл модуля упругости* – напряжение, требующееся для удлинения стержня вдвое: $\sigma = E \varepsilon$ при $\varepsilon = 1$, то есть при $\Delta l = l$. Реально достижимые напряжения в упругой области деформирования примерно в тысячу раз меньше.
16. *Кручение*– вид сопротивления, при котором в поперечных сечениях бруса возникает только один внутренний силовой фактор– крутящий момент.
17. *Ось центральная*– ось, относительно которой статический момент площади равен нулю.
18. *Центр тяжести сечения*– точка пересечения центральных осей.

19. *Балка* – конструктивный элемент, с прямолинейной геометрической осью, обычно в виде бруса, работающий главным образом на изгиб.

20. *Консоль* – балка с одним защемленным концом.

21. *Деформация балки при изгибе* – кривизна ее геометрической оси.

22. *Сосредоточенная сила* – силы приложенные к площадкам, размеры которых малы по сравнению с размерами объекта.

23. *Объемная сила* – непрерывно распределены по объему, занимаемому элементом.

24. *Статические нагрузки* – постоянный (нагрузка от собственного веса), или медленно изменяющиеся так, что силами инерции вследствие ускорения можно пренебречь (изменение давления от снеговой нагрузки).

25. *Постоянная сила* – постоянные действуют в течение всего времени существования конструкции, например, нагрузка на фундамент здания.

26. *Временная сила* – действуют на протяжении отдельных периодов эксплуатации объекта, например, давление газа в баллоне.

27. *Внутренние усилия* – силы взаимодействия между частицами тела (кристаллами, молекулами, атомами), возникающие внутри элемента конструкции, как противодействие внешним нагрузкам.

28. *Продольная сила* – численно равны алгебраической сумме проекций всех внешних сил (в том числе и реакций), приложенных к брусу по одну сторону от рассматриваемого сечения.

29. *Эпюра* – график, изображающий закон изменения внутренних усилий или напряжений по длине бруса, а также напряжений по поперечному сечению бруса.

30. *Напряжение* – величина, характеризующая интенсивность внутренних усилий в точке.

31. *Напряжение нормальное σ* – перпендикулярное к сечению, характеризует интенсивность сил отрыва или сжатия частиц элементов конструкции.

32. *Напряжение касательное τ* – действующее в плоскости сечения, характеризует интенсивность сил, сдвигающих эти части в плоскости сечения.

33. *Допускаемое напряжение* – наибольшее напряжение, которое можно допустить в элементе конструкции при условии его безопасной, долговечной и надежной работы.

34. *Главные площадки* – площадки, на которых касательные напряжения отсутствуют.

35. *Главные напряжения* – нормальные напряжения, действующие по главным площадкам.

36. *Нейтральный слой* – слой волокон, в котором нормальные напряжения отсутствуют.

37. *Нейтральная ось* – след пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного сечения.

38. *Срединной поверхностью оболочки* – поверхность, делящая толщину оболочки пополам.

39. *Кривизна оболочки* – величины обратные радиусам.

40. *Коэффициент Пуассона* – отношение поперечной деформации к продольной, взятое по абсолютной величине при простом растяжении или сжатии.

41. *Диаграмма растяжения* – график зависимости растягивающей силой F и удлинением образца Δl .

42. *Предел пропорциональности $\sigma_{ПЦ}$* – наибольшее напряжение, при котором справедлив закон Гука.

43. *Предел текучести σ_T* – напряжение, при котором деформации растут без увеличения нагрузки.

44. *Предел прочности (временной сопротивление) σ_v* – отношение наибольшей нагрузки, выдерживаемой образцом, к первоначальной площади его сечения.

45. *Статически неопределимые задачи* – которые нельзя решить с помощью только уравнение статики.

46. *Ядро сечения* – область очерченная вокруг центра тяжести и характерная тем, что всякая продольная сила, приложенная внутри этой области, вызывает во всех точках поперечного сечения напряжения одного знака.

47. *Динамические нагрузки* – которая сравнительно быстро меняет свою величину или положение.

48. *Удар* – взаимодействие движущихся тел в результате их соприкосновения, связанное с резким изменением скоростей точек этих тел за весьма малый промежуток времени.

GLOSSARY

1. **Strength** - the ability of a material (a specimen, a part) without destroying resistance to the action of external forces.
2. **Rigidity** - the ability of structural elements to deform without significant changes in geometric dimensions.
3. **Stability** - the ability of a structural element to keep under load the original form of equilibrium.
4. **Deformation** - changing the shape and size of the body under the action of the applied forces.
5. **Elastic deformation** - disappearing old position after removal of the load (from the English elastic).
6. **Plastic deformation** - remaining after the removal of the load (from the English plastic).
7. A beam is a body, one of the dimensions of which is considerably larger than the other two.
8. **Rod** - bar working on tension or compression.
9. **Torsion**-proof shaft.
10. The shell is a body bounded by two curved surfaces the distance between them (the thickness of the shell) is small in comparison with its other dimensions.
11. **Hooke's law** - the normal stress σ is directly proportional to the relative linear deformation ε .
12. **Product EA** - the stiffness of the section when stretched.
13. **E** - modulus of elasticity, modulus of elasticity of the first kind, characterizes the resistance of the material to elastic deformation under tension (compression).
14. The geometric meaning of the modulus of elasticity is the slope of the initial segment of the tension diagram
15. The physical meaning of the modulus of elasticity is the stress required to extend the rod in half: $E = \sigma$ for $\varepsilon = 1$, that is, for $\Delta l = l$. Really achievable stresses in the elastic deformation region are about a thousand times smaller.
16. Control is the kind of resistance at which only one internal force factor-torque occurs in the cross-sections of the bar.
17. The central axis is the axis with respect to which the static moment of the area is zero.
18. The center of gravity of the section is the point of intersection of the central axes.
19. **Beam** - a structural element, with a rectilinear geometric axis, usually in the form of a bar, working mainly on bending.
20. **Console** - a beam with one jammed end.
21. The deformation of a beam under bending is the curvature of its geometric axis.

22. **The concentrated force** - is applied to the sites, the dimensions of which are small in comparison with the size of the object.
23. **Volumetric force** - continuously distributed over the volume occupied by the element.
24. **Static loads** - constant (load from own weight), or slowly changing so that by inertia forces due to acceleration can be neglected (change of pressure from snow load).
25. **Fat persistence** - permanent acts throughout the lifetime of the structure, for example, the load on the foundation of the building.
26. **Temporal force** - operate during individual periods of operation of the facility, for example, the gas pressure in the cylinder.
27. **Internal forces** - the forces of interaction between body particles (crystals, molecules, atoms) arising within the structural element, as counteraction to external loads.
28. The longitudinal force is numerically equal to the algebraic sum of the projections of all external forces (including reactions) applied to the beam on one side of the cross-section in question.
29. **Diagram** - a graph depicting the law of changes in internal forces or stresses along the length of the beam, as well as stresses along the cross-section of the beam.
30. Voltage is a quantity characterizing the intensity of internal forces at a point.
31. **The stress is normal** - perpendicular to the cross section, characterizes the intensity of the forces of detachment or compression of the particles of the structural elements.
32. **The tangential stress** - acting in the plane of the section, characterizes the intensity of the forces shifting these parts in the plane of the section.
33. The allowable voltage is the highest voltage that can be tolerated in the structural member provided it is safe, durable and reliable.
34. Main areas are platforms where tangential stresses are absent.
35. Main voltages are normal voltages acting on main sites.
36. The neutral layer is a layer of fibers in which normal stresses are absent.
37. The neutral axis is the intersection of the neutral layer with the plane of the cross section.
38. The middle surface of the shell is a surface dividing the thickness of the shell in half.
39. **Cavity of the shell** - the inverse of the radii.
40. Poisson's ratio is the ratio of the transverse deformation to the longitudinal deformation, taken in absolute value for simple stretching or compression.
41. **Diagram of stretching** - graph of the dependence of tensile force and elongation of the sample.
42. The proportionality limit is the greatest stress at which Hooke's law is valid.
43. The yield strength is the stress at which the deformations grow without increasing the load.

44. **Strength (time resistance)** - the ratio of the largest load held by the sample, to the original area of its cross section.
45. **Statically indeterminate tasks** - which cannot be solved using only the static equation.
46. The core of the section is the region delineated around the center of gravity and is characterized by the fact that any prolonged force applied inside this region causes a voltage of one sign at all points of the cross section.
47. **Dynamic loads** - which comparatively quickly changes its value or position.
48. **Impact** - the interaction of moving bodies as a result of their contact, associated with a sharp change in the velocities of the points of these bodies in a very short period of time.

ADABIYOTLAR

Tavisiya e'tilgan asosiy adabiyotlar, xorijiy adabiyotlar va internet-saytlari ro'yxati

1. Mirziyoyev Shavkat Miromonovich Erkin va farovon, demokratik o'zbekiston davlatini birgalikda barpo etamiz. Sh.M. Mirziyoyev.– Toshkent : O'zbekiston, 2016. – 56 b.(.pdf)

2. Mirziyoyev Shavkat Miromonovich Tanqidiy tahlil, qat'iy tartib-intizom va shaxsiy javobgarlik – har bir rahbar faoliyatining kundalik qoidasi bo'lishi kerak. 2017 yil 14 yanvar / Sh.M. Mirziyoyev. – Toshkent : O'zbekiston, 2017.–104 b.(.pdf)

3. Ўзбекистон Республикасининг “Таълим тўғрисида”ги қонуни. 1997 йил 29 август. Т.: Адолат, 1997.

4. Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг 2009 йил 14 августдаги 286-сонли “Талабалар мустақил ишларини ташкил этиш тўғрисида” ги буйруғи.

5. Ўрозбоев М.Т. Материаллар қаршилиги. Асосий курси. Олий ўқув юртлари учун дарслик – Т.: Ўқитувчи, 1973. – 510 б.

6. Материаллар қаршилигидан масалалар тўплами. В.К.Качурин таҳрири остида. Олий техника ўқув юртлари талабалари учун ўқув қўлланма – Т.: Ўзбекистон, 1993. – 336 б.

7. Маткаримов А.Х. Материаллар қаршилигидан қисқача курс. Ўқув қўлланма – Т.: ЎАЖБНТ маркази, 2003. – 185 б.

8. Материаллар қаршилиги. А.Ф.Смирновнинг умумий таҳрири остида. Олий ўқув юртлари учун дарслик – Т.: «Ўқитувчи», 1988. – 464 б.

9. Nabiyev A. Materiallar qarshiligi Oliy o'quv yurtlari uchun darslik – Т.: Yngi asr avlodi, 2008. – 379 b

10. Қорабоев Б. Материаллар қаршилиги. Олий техника ўқув юртлари учун дарслик.-Т.: Фан ва технологияси, 2007.–192 б.

11. Шодмонова З.С. Материаллар қаршилиги. Ўқув қўлланма. –Т.: 2018.– 169 б.
12. Якубов Ш.М., Рахманов Б.Қ., Хамраев С.П. Материаллар қаршилиги. Ҳисоблаш-лойиҳалаш ишлари. Ўқув қўлланма, Т.: Ўқитувчи, 2007. –100.б
13. Хасанов С.М. Материаллар қаршилиги фанидан масалалар ечиш. Ўқув қўлланма. Т.: Ўзбекистон. 2006.–288 б.
14. T.Shirinqulov, K. Ismayilov, A.Qo‘ldashev Elastik-plastik plastinkalar hisobi: O‘quv qo‘llanma/ O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta’lim vazirligi –Т.: ТАФАККУР-ВО‘STONI, 2012. –240 б.
15. Водопьянов, В. И. и др. Курс сопротивления материалов с примерами и задачами: учеб. Пособие. ВолгГТУ. – Волгоград, 2012. – 136 с.
16. Макаров Г.Е. Сопротивление материалов на базе Mathcad. Учеб.пос. Санкт-Петербург “БХВ – Петербург” 2004. –512 с.
17. Горшков А.Г и др. Сопротивление материалов: Учеб.пос. М.: ФИЗМАТЛИТ. 2005.–544 с.
18. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. Учебник для вузов. –М.: Издательство, МГТУ, им.Н.Э.Баумана, 2003. – 592 с.
19. Подскребка М.Д. и др. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. Минск.: Выш.шк., 2007.–797 с.
20. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. Учебник для вузов. – М.: Высшая школа, 1989. – 624 с.
21. Варданян Г.С. и др. Сопротивление материалов теория упругости и пластичности. Учебник для вузов. – М.: 2000. – 584 с.
22. Александров А.В. и др. Сопротивление материалов. Учебник для вузов 3-е изд. – М.: Высш.шк, 2003. – 560 с.
23. Nobilov V.A., To‘uchiyev N.J. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik – Т.: O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati, 2008. – 400 б.
24. Mirsaidov M.M. va boshqalar. Materiallar qarshiligi. Oliy o‘quv yurtlari uchun darslik – Т.: Fan va texnologiya, 2010. – 412 б.

25. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. Учебник для вузов. Киев. Головное издательство издательского объединения «Вища школа» 1986. – 775 с

26. Ismayilov K. Siqilgan sterjenlar, plastinkalar va qobiqlarning elastiklik chegarasidan keyingi ustivorligi. – T.: O‘zbekiston faylasuflari milliy jamiyati, 2006. – 176 b.

Xorijiy adabiyotlar

27. *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)

28. *Gere J.M., Goodno B.J.* Mechanics of Materials. 8th_Edition.- Canada by Nelson Education Ltd, 2013 (1098p)

29. *James M. Gere*-Mechanics of Materials, 6th Edition Copyright 2004 Thomson Learning, Inc. 940 p.

30. Janco roland Hucko branislav introduction to mechanics of materials, part 1, -2013. 234 p.

31. Janco roland Hucko branislav introduction to mechanics of materials, part 2, -2013. 160 p.

32. Goulet J. Resistance des materiaux Bordas Paris, 1976.-192

33. *Surya N.Patnaik, Dale A. Hopkins*-Strength of materials. 2004, Elsevier (USA). 773 p.

34. *Tomasz Wierzbicki.* Plates and Selle. - 2005. 102p.

35. *Timoshenko S.P.* S.Woinowsky-kriger Thory of olastes fnd shells. Mcgraw-hill book company, inc New York Toronto London 1963.-635.

Foydalanish uchun tavsiya e‘tilgan internet-saytlar

1. <http://www./uzsci.net>

2. <http://www./ziyo.net>

<http://www./my sopramat.ru>

MUNDARIJA

Annotatsiya	3
So‘z boshi	6
1 Bob. Asosiy tushunchalar	8
1.1-§. Materiallar qarshiligi masalalari va asosiy tushunchalar	8
1.2-§. Konstruksiya elementlari va tuzilmalari	9
1.3-§. Kuchlar tasnifi	11
1.4-§. Ichki kuchlar. Kesish usuli	14
1.5-§. Deformatsiyalar to‘g‘risida tushuncha	17
1.6-§. Deformatsiya turlari	18
1.7-§. Kuchlanishlar to‘g‘risida tushunchalar	18
1.8-§. Materiallar qarshiligining asosiy gipotezalari	20
Tayanch iboralar	22
Test savollari	23
2 Bob. Cho‘zilish va siqilish	32
2.1-§. Bo‘ylama kuchlar va ularning epyuralarini qurish	32
2.2-§. Brus ko‘ndalang kesimidagi kuchlanishlar	35
2.3-§. Cho‘zilish va siqilishda bo‘ylama deformatsiya. Guk qonuni	37
2.4-§. Ko‘ndalang deformatsiya	40
2.5-§. Cho‘zilish va siqilish deformatsiyalarida xususiy og‘irlikni hisobga olish	43
2.6-§. Teng qarshilikli bruslar	46
2.7-§. Pog‘onali sterjenlar	47
2.8-§. Cho‘zilish va siqilishda statik aniqmas masalalar	49
2.9-§. Montaj kuchlanishlar	54
2.10-§. Haroratning o‘zgarishi natijasida hosil bo‘ladigan kuchlanishlar	55
2.11-§. Cho‘zilish va siqilishda sterjenlarni mustahkamlikka hisoblash	56
2.12-§. Bikirlik sharti	67
Masalalar	68
Tayanch iboralar	89

Test savollari	91
3 Bob. Kostruksion materiallarning mexanik xarakteristikalari	123
3.1-§. Materiallarni cho‘zilishga sinash. Cho‘zilish diagrammasi	123
3.2. Materiallarni siqilishga sinash	134
3.3-§. Cho‘zilish va siqilishda potensial energiya	142
Masalalar	145
Tayanch iboralar	147
Test savollari	147
4 Bob. Murakkab kuchlanish holati	155
4.1-§. Kuchlanishlarni belgilash va ularning ishoralari	155
4.2-§. Jism nuqtasi kuchlanganlik holati	156
4.3-§. Cho‘zilish yoki siqilishda sterjen o‘qiga og‘ma (qiya) kesimlaridagi kuchlanishlar va uning tahlili	158
4.4-§. Tekis kuchlanish holatida qiya kesim yuzachalaridagi Kuchlanishlar	161
4.5-§. Bosh kuchlanishlar va bosh yuzalar	163
4.6-§. Ekstremal urinma kuchlanishlar	165
4.7-§. Mor doirasi	168
4.8-§. Hajmiy kuchlanish	172
4.9-§. Umumlashgan guk qonuni. Deformatsiya komponentlarining kuchlanish komponentlari orqali ifodasi	180
4.10-§. Mustahkamlik nazariyalari	185
Masalalar	200
Tayanch iboralar	213
Test savollari	214
5 Bob. Siljish	242
5.1-§. Siljish deformatsiyasi haqida tushinchalar	242
5.2-§. Kuchlanish va deformatsiya	243
5.3-§. Guk qonuni. Elastik modullari G, E va μ orasidagi munosabat	244
5.4-§. Siljishga ishlovchi konstruksiyani amalda hisoblash	246

Masalalar	255
Tayanch iboralar	263
Test savollari	264
6 Bob. Tekis kesim geometrik tavsiflari	273
6.1-§. Umumiy ma'lumotlar	273
6.2-§. Kesimning statik momentlari	274
6.3-§. Tekis kesim inersiya momentlari	275
6.4-§. Oddiy tekis kesim inersiya momentlari	277
6.5-§. Tekis kesim o'qlari parallel ko'chirilganda inersiya momentlari	280
6.6-§. Murakkab tekis kesim inersiya momentlari	282
6.7-§. Tekis kesim koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlari	283
6.8-§. Tekis kesim bosh inersiya o'qlari va bosh inersiya momentlari	285
6.9-§. Tekis kesim inersiya radiuslari	288
Masalalar	289
Tayanch iboralar	310
Test savollari	310
7 Bob. Buralish	320
7.1-§. Doira kesimli to'g'ri brusning buralishi	320
7.2-§. Burovchi moment va uning epyurasini qurish	321
7.3-§. Val kesimidagi kuchlanishlarni hamda kesimning buralish burchagini aniqlash	324
7.4-§. Valni mustahkamlikka va bikirlikka hisoblash	329
Masalalar	331
Tayanch iboralar	339
Test savollari	339
Glossariy	348
Adabiyotlar	360

ОГЛАВЛЕНИЕ

Аннотация

Предисловие

1-Глава. Основные понятия

1.1-§. Основные понятия и задачи сопротивления материалов

1.2-§. Элементы конструкции и составление

1.3-§. Виды нагрузок

1.4-§. Метод сечений. Внутренние силы

1.5-§. Понятие о деформациях

1.6-§. Виды деформации

1.7-§. Понятие о напряжениях

1.8-§. Основные предпосылки о сопротивлении материалов

Ключевые слова

Вопросы теста

2-Глава. Растяжение и сжатие

2.1-§. Продольные силы и построение их эпюры

2.2-§. Напряжения в поперечных сечениях бруса

2.3-§. Продольные деформации при растяжении и сжатии.

Закон Гука

2.4-§. Поперечные деформации

2.5-§. Учет собственного веса при растяжении и сжатии

2.6-§. Брус равного сопротивления

2.7-§. Ступенчатые стержни

2.8-§. Статически неопределимые задачи при растяжении и сжатии

2.9-§. -§. Монтажные напряжения

2.10-§. Напряжения возникающие в результате изменения температуры

2.11-§. Расчет стержней при растяжении и сжатии на прочность

2.12-§. Условия жесткости

Задачи

Ключевые слова

Вопросы теста

3-Глава. Механические характеристики конструкционных материалов

3.1-§. Испытание материалов на растяжение. Диаграмма растяжения

3.2-§. Испытание материалов на сжатии

3.3-§. Потенциальная энергия при растяжении и сжатии

Задачи

Ключевые слова

Вопросы теста

4-Глава. Сложное напряженное состояние

4.1-§. Обозначения напряжений и их знаки

4.2-§. Напряженное состояние в точке тела

4.3-§. Напряжения в наклонных сечениях при растяжениях или сжатии стержня и анализ

4.4-§. Напряжения в наклонных площадках при плоском напряженном состоянии

4.5-§. Главные напряжения и главные деформации

4.6-§. Экстремальные касательные напряжения

4.7-§. Круг Мора

4.8-§. Объемное напряженное состояние

4.9-§. Обобщенный закон Гука. Выражение компонентов напряжений через компонентов деформации

4.10-§. Теории прочности

5-Глава. Сдвиг

5.1-§. Понятие о деформации сдвига

5.2-§. Напряжения и деформации

5.3-§. Закон Гука. Зависимость между модулями упругости G , E и μ

5.4-§. Практические расчёты конструкций, работающих на сдвиг

Задачи

Ключевые слова

Вопросы теста

6-Глава. Геометрические характеристики плоских сечений

6.1-§. Общие сведения

6.2-§. Статические моменты сечений

6.3-§. Момент инерции плоских сечений

6.4-§. Момент инерции простейших сечений

6.5-§. Моменты инерций плоских сечений при параллельном переносе осей

6.6-§. Моменты инерции сложно-плоских сечений

6.7-§. Моменты инерции при повороте координатных осей плоских сечений

6.8-§. Главные моменты инерции и главные оси инерции плоских сечений

6.9-§. Радиус инерции плоских сечений

Задачи

Ключевые слова

Вопросы теста

7-Глава. Кручение

7.1-§. Кручение прямого бруса с круглым сечением

7.2-§. Крутящий момент и построение их эпюр

7.3-§. Определение напряжений и угол закручения в сечениях вала

7.4-§. Расчет валов на прочность и жесткость

Задачи

Ключевые слова

Вопросы теста

Глоссарий

Литературы

TABLE OF CONTENTS

Annataciya

Forewords

1-Chapter. Main notion

1.1-Main notion and problems resistance material

1.2- Elements to designs and formation

1.3-Types of the loads

1.4-Method of the sections, internal power

1.5-Notion about deformation

1.6-Types to deformation

1.7-Notion about voltages

1.8-The Main premiseses about resistance material

Keywords

Questions of the test

2-Chapter. Sprain and compression

2.1-Longitudal power and building their grafic

2.2- . Pressure in cross-sections σ

2.3-Longitudal deformation at sprain and compression. Law Guka

2.4-Transverse deformation σ

2.5-Account of the own weight at sprain and compress

2.6-Brus equal resistance

2.7-Stupenchatye

2.8-Statically vague problems at sprain and compression

2.9-Erection voltages

2.10- Pressure appearing as a result of change the temperature

2.11-Calculation стержней at sprain and compression on toughness

2.12-The Conditions to acerbity

Problems

Keywords

Questions of the test

3-Chapter. Mechanical features constructional material

3.1-Test material on sprain. Diagram of the sprain

3.2-Test material on compression

3.3-The Potential energy at sprain and compression

Problems

Keywords

Questions of the test

4-Chapter. Difficult strained conditions

4.1-§. Marking-offs of pressure their signs

4.2-§. The Stress condition in a body point

4.3-§. Pressure in slope sectional views at tensionings or compression of a rod and the analysis

4.4-§. Pressure in slope platforms at a flat stress condition

4.5-§. The main pressure and principal strains

4.6-§. Extreme tangent lines of pressure

4.7-§. The Mohr's circle

4.8 §. A volume stress condition

4.9-§. The generalised Hook's law. Expression of components of pressure through deformation components

4.10-§. Durability theories

5-Chapter. Shift

5.1-Poniyatie about deforming the shift

5.2- Pressure and deformation at shift

5.3-The Law Guka. Zavisomosti between module G, E, and? bounce

5.4-Practical determine design, working at shift

Problems

Keywords

Questions of the test

6-Chapter. Geometric features of the flat sections

6.1-General information

- 6.2-Steady-state moments of the sections
- 6.3-Moment to inertias of the flat sections
- 6.4-Moment to inertias simple sections
- 6.5-Moments inertia flat sections under parallel carrying the axes
- 6.6-Moments to inertias in a complicated way-flat sections
- 6.7-Moments enerce at tumbling of the coordinate axes of the flat
- 6.8-Main moments to inertias and main to axis to inertias of the flat sections
- 6.9-The Radius to inertias of the flat sections

Problems

Keywords

Questions of the test

7-Chapter. Torsion

- 7.1-Torsion direct Bav with round section
- 7.2-Turning moment and building their grafic
- 7.3-Determination of the voltages and corner of the twisting in sections of the gross
- 7.4-Calculation gross on toughness and acerbity

Problems

Keywords

Questions of the test

Glossariy

Literature

Mualliflar:

Aliher Qodirqulovich Usmonqulov

texnika fanlari doktori, professor

Kubaymurat Ismayilov

texnika fanlari doktori, professor

Oqbo'ta Karimovich Adilov

texnika fanlari nomzodi, dotsent

Sherzod Rustamkulovich Yaxshiboev

MATERIELLAR QARSHILIGI

(Oliy o'quv yurtlari uchun o'quv qo'llanma)

1-QISM

Мухаррир Д.Мингбоева

Бадий муҳаррир А.Мамасолиев

Мусахҳиҳ Н.Сувонов

Саҳифаловчи: А.Қайимов

" MASHHUR - PRESS NASHRIYOTI "

Нашриёт лицензияси №АІ 282. 11.01.2016

100129, Тошкент, Марказ-15. 1/90-уй.

e - mail : mashkhur-press@mail.ru

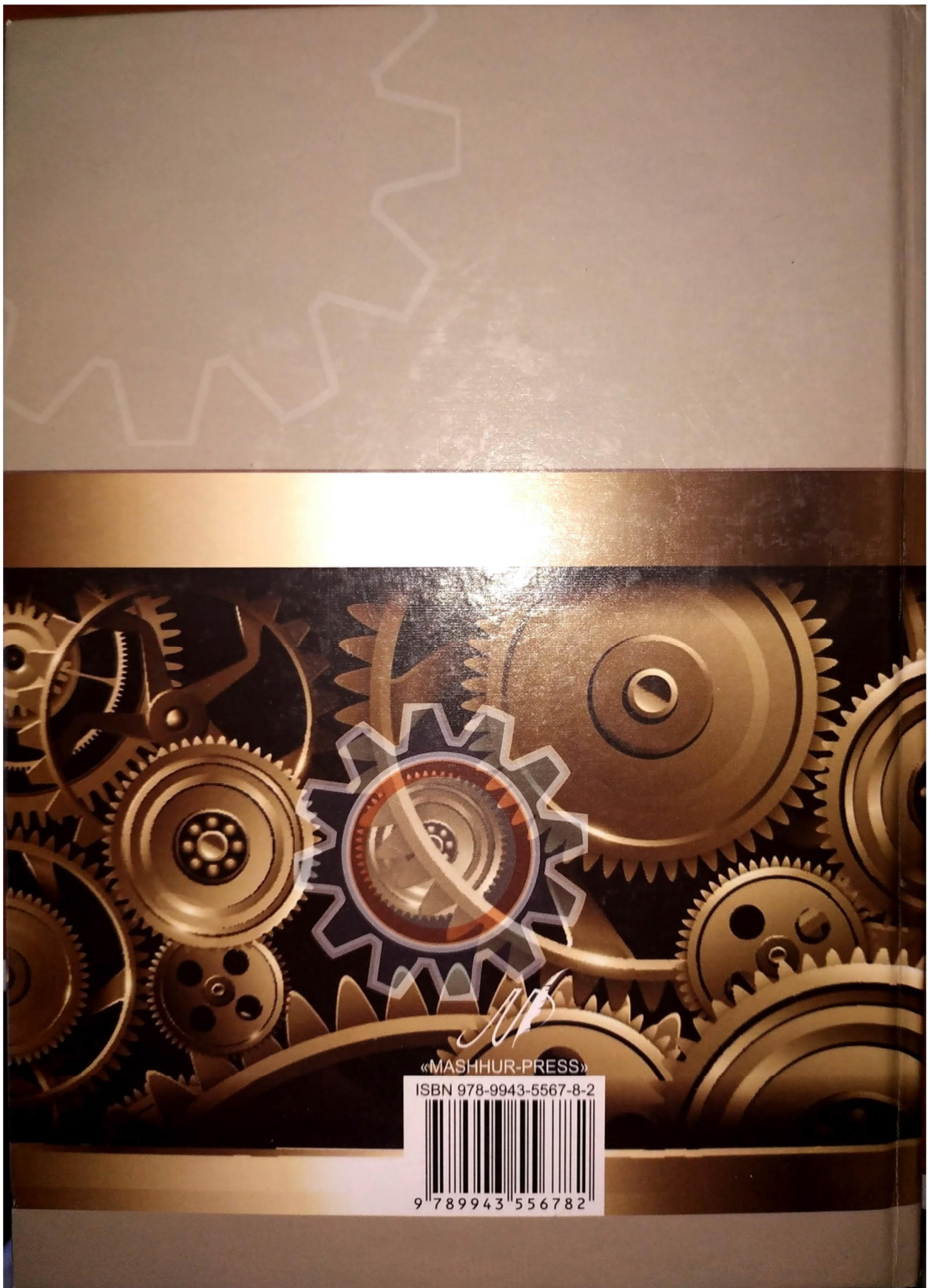
Босишга 2018 йил 7 декабрда рухсат этилди. Бичими 60x84 ¹/₁₆. Офсет босма.

“Cambria” гарнитураси. Шартли босма табоғи 19,96.

Адади 500 дона. Буюртма №40

“MASHHUR - PRESS NASHRIYOTI” МЧЖ

матбаа бўлимида офсетусулида босилди.



«MASHHUR-PRESS»

ISBN 978-9943-5567-8-2



9 789943 556782