

20.
016.
B. QORABOYEV, YU. LEKSASHEV

MATERIALLAR QARSHILIGI

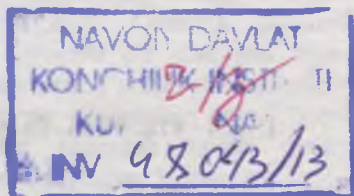


B. QORABOYEV, YU. LEKSASHEV

MATERIALLAR QARSHILIGI

(Tuzatilgan va to'ldirilgan ikkinchi nashri)

O'zbekiston Respublikasi Oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi
tomonidan mashinasozlikdan boshqa ixtisos beradigan oliy texnika
o'quv yurtlari talabalari uchun darslik sifatida tavsiya etilgan



B.Q. Qoraboyev, Yu.F. Leksashev. «Materiallar qarshiligi» darsligi
Oliy texnika o'quv yurtlarining talabalari uchun darslik. – T.: «Fan va
texnologiya», 2007, 192-bet.

Materiallar qarshiligi darsligi oily texnika o'quv yurtlari talabalari o'rganadigan eng murakkab fanlardan biridir. Shuni hisobga olgan holda mazkur darslik Respublika oliy va o'rta maxsus ta'lim vazirligi tashqiqlagan dastur asosida yozilgan bo'lib, unda materiallarning fizik-mexanik xossalari, cho'zilish, siqilish, siljish, buralish, egilishdagi kuchlanish va deformatsiyalar, murakkab qarshiligiga oid masalalar bayon etilgan.

Taqrizchilar: **G.H. Hojimetov** –texnika fanlari doktori, professor;
M.S.Eshonov–texnika fanlari nomzodi, dotsent.

ISBN 978-9943-10-032-9

© «Fan va texnologiya» nashriyoti, 2007 y.

KIRISH

Fan-texnika taraqqiyotining jadallashuvi hozirgi zamon muhandislaridan yangi jihozlar va mashinalarni hisoblash va loyihalash soh-asida chuqur bilimlarga ega bo'lishni talab qiladi. Oliy texnika o'quv muassasalarida o'rganiladigan ixtisoslikka xos muhandislik kurslari, masalan, mashina detallari, ko'tarish-tashish qurilmalari va boshqa har xil maxsus fanlar uchun materiallar qarshiligi fani asos hisoblanadi. Muhandislik hisoblarining asosiy vazifasi — konstruksiyalar (qurilmalar)ni yasash uchun kam material ketgani holda ularning pishiq-puxtaligi va chidamliligini ta'minlashdan iborat. Bu umummuhandislik fani, ya'ni materiallar qarshiligi turli-tuman ixtisoslikdagi muhandislarni yetishtirish uchun zarurdir.

Materiallar qarshiligi—qurilmalar va mashinalarning qismlarini mustahkamlik, bikirlik va ustuvorlikka hisoblashning muhandislik usullari haqidagi fandır. Ma'lumki, qurilmalar va mashinalarning qismlari mutlaq qattiq jismlar jumlasiga kirmaydigan materiallardan yasaladi. Tashqi kuchlar ta'sirida ular dastlabki o'lchamlarini o'zgartiradi, ya'ni deformatsiyalanadi, natijada, mashina qismlarini yemirilishi yoki shaklini o'zgartirishi mumkin.

Qurilma yoki mashina me'yorida normal ishlashi uchun uning detallari mustahkam va bikir bo'lishi, ya'ni tashqi ta'sirlarga chidashi lozim. Qurilmaning yemirilishga chidash xususiyati mustahkamlik deb ataladi. Bikirlik deganda qurilmaning deformatsiyaga qarshilik qila olishi tushuniladi. Qurilma qismlari yoki mashina detallari zarur o'lchamlarga ega bo'lsa va yaroqli materialdan yasalsa, ular mustahkam va bikir hisoblanadi.

Materiallar qarshiligida ustuvorlik masalalariga katta ahamiyat beriladi, chunki detal shaklini va deformatsiyalanish tarzini sifatan o'zgarmasligini ta'minlash juda muhim. Qurilma qismlari yoki mashina detallarining kuchlanish ta'sirida o'z dastlabki muvozanat shaklini saqlash xususiyatiga ustuvorlik (turg'unlik) deb ataladi.

Loyihalash jarayonida detallarning o'lchamlari aniq hisoblanadi. Bundan maqsad materialni kam sarflagan holda qurilmaning mustahkamligi va uzoq muddat xizmat qilishini ta'minlashdir.

Materiallar qarshiligi amaliy-nazariy fan hisoblanadi: Unda nazariy mexanik va matematik tahlil usullari keng qo'llaniladi. Bu fan deformatsiyalanuvchi qattiq jism mexanikasining bo'limlari (materiallar qarshiligi, qayishqoqlik nazariyasi, plastiklik nazariyasi, inshootlar nazariyasi)dan biri hisoblanadi.

Materiallar qarshiligiga oid dastlabki ishlarning paydo bo'lishi g'olachalarning cho'zilish, siqilish va egilishga mustahkamligini o'rgangan. Galiley (XVII asr) nomi bilan bog'liq.

1678-yili R. Guk qayishqoq jismning deformatsiyalanishi haqidagi qonunni kashf qildi. Bu qonun materiallar qarshiligi nazariyasining asosini tashkil qiladi. Keyinchalik E. Mariott cho'zilish va egilishga oid tadqiqotlarni davom ettirdi va ularga aniqlik kiritdi.

XVIII—XIX asrlarda bu fan taraqqiyotiga Ya. Bernulli, L. Nave, Sh. Kulon, T. Yung, O. Koshi, A. Sen-Venan, O. Mor va boshqalar katta hissa qo'shishdi: ular asosiy gipotezalarni ta'riflab, ayrim hisoblash formulalarini taklif etishdi.

Rossiyada materiallar qarshiligi bo'yicha qisilgan sterjenlarning ustuvorligi bilan bog'liq tadqiqotlari 1744-yilda Peterburg Fanlar akademiyasining a'zosi L. Eyler olib bordi.

XIX asrda egilishdagi urinma kuchlanishlarni ochgan D.I. Juravskiy va bo'ylama egilishni o'rgangan F.S. Yasinskiyning tadqiqotlari butun dunyoga mashhur bo'ldi.

XX asr boshlarida I.G. Bubnov, A. N. Krilov, B.G. Galerkin, S.P. Timoshenko kabi olimlar, sobiq sovet tuzumi davrida N.N. Davidenkov, N.M. Belayev, V.S. Serensen, A.A. Ilyushin, S.D. Ponomaryov, V.I. Feodosev kabi olimlar mustahkamlik, bikirlik, ustuvorlikka hisoblash nazariyasi va usullari taraqqiyotiga munosib hissa qo'shdilar. Shuningdek, O'zbekistonda akademiklar M.T. O'rozboyev, T.R. Rashidov va boshqalar materiallar qarshiligi faniga doir tadqiqotlar olib borishdi.

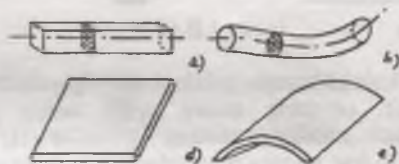
I bob. ASOSIY TUSHUNCHALAR

1-§. Qurilmalarning qismlarini hisoblash chizmasi

Materiallar qarshiligida oddiy shaklli jismlarning deformatsiyasi o'rganiladi. Amalda esa injenerlik qurilmalari murakkab shaklli bo'ladi; ularning alohida qismlari (elementlari)ni chizmalashtirib, oddiy shaklli jismlar ko'rinishiga keltiriladi. Bunday jismlar jumlasiga g'ola (brus), plastinka va qobiq kiradi.

G'ola—uzunligi ancha katta bo'lgan jism bo'lib, uning o'qi va ko'ndalang kesimi g'olaning geometrik tavsifi hisoblanadi. G'ola o'qi—ko'ndalang kesimlarining og'irlik markazlarini tutashtiruvchi chiziq. G'olalar to'g'ri chizikli va egri chizikli bo'ladi (1.1-rasm, a, b). O'qi to'g'ri chizikli g'ola sterjen deb ataladi. Hisoblashlarda odatda, yetarlicha bikir bo'lgan o'zgarmas kesimli to'g'ri chizikli g'olalar olinadi.

Plastinka — qalinligi boshqa ikki o'lchamidan ancha kichik bo'lgan jism (1.1-rasm, d).



1.1-rasm.

Qobiq — bir-biriga yaqin joylashgan ikki egri chizikli sirt bilan cheklangan jism (1.1-rasm, e). Masalan, bug' qozonining yassi tubi plastinka, uning yon devorlari esa qobiq bo'ladi.

Materiallar qarshiligida asosan fizik-mexanik xossalari barcha yo'nalishlarda bir xil bo'lgan izotrop materiallar o'rganiladi. Aniqlik darajasi ancha yuqori bo'lgan bunday materiallar jumlasiga quyma mis, beton va shisha kiradi. Fizik-mexanik xossalari turli yo'nalishda har xil bo'lgan materiallar anizotrop materiallar deb ataladi. Yog'och, faner, armaturalangan tolali plastmassalar anizotrop materiallardir. Ma'lum yo'nalishlarda bir xil fizik-mexanik xossalarga ega bo'lgan materiallar ortotrop materiallar deyiladi. Prokat po'lat, sovuqlayin tortilgan sim va boshqalar shunday materiallar jumlasiga kiradi.

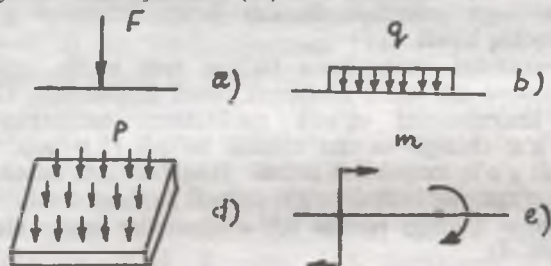
Mavjud konstruksiyalar qismlarining hisobi ma'lum hisoblash chizmalari yordamida bajariladi, hisoblashni osonlashtirish uchun bunday chizmalarga soddalashtirishlar kiritiladi. Bunday chizmalarda g'olalar bitta o'q chiziq orqali tasvirlanadi; unda mahkamlash usullari ham ko'rsatiladi. Tashqi kuchlar g'ola o'qiga ular qo'yilgan kesimlar bo'yicha ko'chiriladi.

2-§. Tashqi kuchlarni tasniflash

Konstruksiyalarning qismlariga ta'sir qiladigan tashqi kuchlar qo'yilish shartiga va vaqt bo'yicha o'zgarish tarziga ko'ra tasniflanadi (klassifikatsiyalanadi).

Quyilish shartiga ko'ra kuchlar hajmiy va sirtqi turlarga bo'linadi. Hajmiy kuchlar jismning butun hajmiga tarqaladi va uning har bir nuqtasiga qo'yiladi. Hajmiy kuchlarga xususiy og'irlik, inersiya kuchlari, magnetizm kuchlari va boshqalar kiradi (kuch metrga nisbatan Nyuton— H/m^3 da o'lchanadi).

Sirtqi kuchlar konstruksiya sirti uchastkalariga qo'yilgan bo'lib, ular to'plangan va tarqoq kuchlarga bo'linadi. Konstruksiyaning juda kichik yuzasiga, ya'ni nuqtaga ta'sir qiladigan kuchlar to'plangan kuchlar F (1.2-rasm, a) deyiladi. Ular nyutonlar (H) da o'lchanadi.



1.2-rasm.

Biror uzunlik yoki yuzaga uzluksiz qo'yilgan kuch (1.2-rasm, b va d) tarqoq kuchlardir, ularning asosiy ta'rifi uning jadalligi hisoblanadi. Birinchi holda kuch jadalligi q metrga nyutonlar (H/m)da, ikkinchi holda kuch jadalligi p kvadrat metrga nyutonlar (H/m^2) da o'lchanadi.

Kuchlarni chizmalashtirganda to'plangan momentlar kuchlar jufti m (1.2-rasm,e) paydo bo'ladi; ular metrga nyutonlar ($H.m$) da o'lchanadi.

Kuchlar vaqt bo'yicha o'zgarish tarziga ko'ra, statik va dinamik kuchlarga bo'linadi.

Jism asta-sekin qo'yiladigan, jismni tebratmagan holda noldan eng yuqori qiymatgacha o'sib borib, keyin o'zgarmay qoladigan kuch statik kuch deb ataladi.

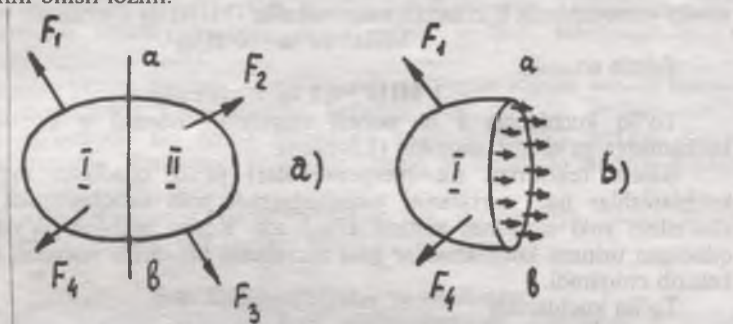
Vaqt o'tgan sari o'zgaradigan, jismning tezlanishlari va tebranishlariga sabab bo'ladigan kuchlar dinamik kuchlar deyiladi. Oniy qo'yilgan, zarbiy va siklik kuchlar dinamik kuchlarga taalluqlidir.

Bulardan tashqari, doimiy va vaqtinchalik kuchlar ham mavjud. Ko'priknining xususiy og'irligi doimiy kuchlarga, ko'prikdan o'tayotgan poezd og'irligining ta'siri vaqtinchalik kuchlar jumlasiga kiradi.

3-§. Ichki kuchlar. Kesish usuli. Kuchlanishlar

Jismga ta'sir qiladigan tashqi kuchlar jismda uning dastlabki shaklini tiklashga intiluvchi ichki kuchlarni vujudga keltiradi. Bu ichki kuchlarning tabiati borliqning molekular tuzilishi nazariyasi bilan tushuntiriladi.

Jismning deformatsiyalanishi (shaklini o'zgartirishi) materialning elementar zarralari orasidagi masofaning o'zgarishi natijasidir. Bu zarralarning o'zaro ta'sirlashuvi natijasida jismda ichki kuchlar yoki qayishqoqlik kuchlari vujudga keladi. Ular tashqi kuchlarga qarshilik ko'rsatadi. Konstruksiya qismi (elementi)ni hisoblashda uning istalgan kesimidagi ichki kuchlarni hisoblashni bilish lozim.



1.3-rasm.

Ichki kuchlarni aniqlash uchun kesishlar usuli (ROZU usuli) qo'llaniladi; uning tartibi quyidagicha (1.3-rasm, a va b):

1. Muvozanatda turgan jismni ab tekislik bilan xayolan ikki qismga bo'linadi.

2. Qismlardan biri (masalan, II qism) shartli ravishda tashlab yuboriladi.

3. Tashlab yuborilgan qismning qolgan qismga ta'sirini ichki kuchlar bilan almashtiriladi.

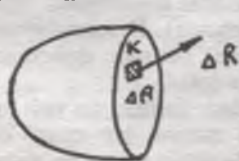
4. Qolgan qism uchun tuzilgan statika tenglamalarning biridan ichki kuchlar topiladi.

Ichki qayishqoq kuchlar jadalligi kuchlanish deb ataladi.

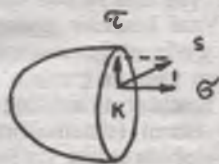
K nuqtadagi kuchlanishni o'lchash uchun (1.4-rasm) ΔR kuch to'g'ri keladigan ΔA yuzani ajratib olamiz. ΔR kuchning ΔA yuzaga nisbati o'rtacha kuchlanish S_m ni beradi: u qayishqoqlik kuchlarining o'rtacha jadalligini ifodalaydi:

$$S_m = \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (1.1)$$

Yuza o'lchamini nolgacha kamaytirib, oxirida K nuqtadagi to'liq kuchlanish olinadi.



1.4-rasm.



1.5-rasm.

$$S = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta A}. \quad (1.2)$$

Formulalardan ko'rinib turibdiki, kuchlanish o'lcham metr kvadratga nyutonlar (H/m^2) da ifodalanadi. Xalqaro birliklar sistemasi (SI) da bu kattalik paskal deb ataladi va Πa orqali ifodalanadi. Bu birlik juda kichik bo'lgani uchun amaliy hisoblashlarda kuchlanish megapaskallar (M Πa) da o'lchanadi, ya'ni:

$$1 \text{ M}\Pi a = 10^6 \pi a = 10^6 H/m^2.$$

Eslatib o'tamiz:

$$1 \text{ M}\Pi a = 0,1 \text{ kg. kuch/mm}^2.$$

To'liq kuchlanish s ni tashkil etuvchilar: normal σ va urinma τ kuchlanishlarga ajratish mumkin (1.5-rasm).

Kesim tekisligiga tik (perpendikular) ta'sir qiladigan me'yordagi kuchlanishlar jism zarralarini yaqinlashtiradi yoki uzoqlashtiradi hamda cho'zilish yoki siqilishni keltirib chiqaradi. Kesim tekisligi bo'ylab ta'sir qiladigan urinma kuchlanishlar jism zarralarini bir-biriga nisbatan siljishini keltirib chiqaradi.

To'liq kuchlanish

$$S = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2}. \quad (1.3)$$

4-§. Asosiy gipoteza va farazlar

Materiallar qarshiligi nazariyasida konstruksiyalar qismlarini mustahkamlik, bikirlik va ustuvorlikka hisoblashda materiallarning xossalari, kuchlar va deformatsiyalarning qandayligiga qarab quyidagi gipoteza va farazlar qabul qilinadi:

1. Jismning yaxlit tuzilganligi haqidagi gipoteza material uning hajmini butunlay to'ldiradi, deb taxmin qiladi. Jism mutlaqo yaxlit, unda hech qanday bo'shliqlar yo'q. Hisoblashda materialning atom tuzilishi hisobga olinmaydi.

2. Materialning bir jinsliliigi haqidagi gipoteza uning hamma zarralari bir xil xossalarga ega, ya'ni materialning xossalari jism o'lchamlariga bog'liq emas, deb taxmin qiladi. Metallning bir jinsliliigi yuqoriroq, yog'och, beton va toshniki pastroq.

3. Materialning izotropliliigi haqidagi gipoteza uning xossalari hamma yo'nalishlarda bir xil deb taxmin qiladi. Bu gipoteza yog'och, tolali va armaturalangan materiallar uchun yaroqsiz.

4. Materialning ideal qayishqoqligi haqidagi gipoteza jism tayyorlangan material kuchlar ta'sirida deformatsiyalanadi, ular olingandan so'ng o'z shaklini va dastlabki o'lchamlarini tiklaydi. Ma'lum darajada metallar, yog'och va boshqalar shunday materiallar hisoblanadi.

5. Yassi kesimlar gipotezasi (Bernulli gipotezasi). Deformatsiyaga qadar yassi va g'o'la o'qiga normal bo'lgan ko'ndalang kesimlar deformatsiyadan keyin ham yassi va g'o'la o'qiga me'yorigicha qoladi.

6. Kuchlar ta'sirining mustaqillik qoidasi (ustiga qo'yish qoidasi). Kuchlar tizimi (sistemasi)ning jismga ta'siri natijasi har qaysi kuchning alohida-alohida ta'siri yig'indisiga teng. Bunda natija ustiga qo'yish ketma-ketligiga bog'liq bo'lmaydi.

7. Deformatsiyalarning kichikligi haqidagi faraz. Jismning deformatsiyalanishi uning o'lchamlariga nisbatan juda kichik deb taxmin qilinadi; bu esa ta'sir etuvchi kuchlarning joylashuvidagi o'zgarishlarni hisobga olmaslikka imkon beradi.

8. Kuchlar bilan deformatsiyalar orasida bog'liqlik borligi haqidagi faraz. Ko'pchilik materiallar uchun deformatsiya natijasida jism nuqtalarining siljishi shu siljishlarga sabab bo'lgan kuchlarga to'g'ri mutanosib (proporsional).

9. Sen-Venan qoidasi. Jismning yuk qo'yilgan joydan ancha uzoqda yotgan nuqtalarida kuchlanishlar kattaligi yuk qo'yish usuliga uncha bog'liq bo'lmaydi. Bu qoida hisoblarni sodda-lashtiradi, chunki kichik yuzada, masalan, shesternya tishlarida tarqoq og'irlikni to'plangan kuchga almashtirishga imkon beradi.

10. Zo'riqmaganlik haqidagi faraz yuk qo'yilgunga qadar jismda kuchlanish bo'lmaydi, deb taxmin qiladi.

5-§. Deformatsiyalar va surilishlar

Tashqi kuchlar ta'sirida jism o'lchamlari va shaklining o'zgarishi deformatsiya deb ataladi. Chiziqli va burchak deformatsiyalari mavjud bo'lib, chiziqli deformatsiya element o'lchamlarining o'zgarishidan iborat. Bu o'zgarish element qirralarining uzunligi ortishi yoki kamayishi bilan izohlanadi. Chiziqli deformatsiya o'lchovi nisbiy uzayish yoki qisqarish ϵ hisoblanadi.

Burchak deformatsiyasi element to'g'ri burchaklarining buzilishiga bog'liq. Bunda elementning bir tekisligi boshqa tekisligiga nisbatan siljiydi.

Burchak deformatsiyasining o'lchami siljish burchagi γ hisoblanadi.

Normal kuchlanishlar ta'siri chiziqli deformatsiyani, urinma kuchlanishlar ta'siri burchak deformatsiyasini keltirib chiqaradi. Deformatsiyalar kattaligi material turiga va yukka bog'liq bo'ladi.

Tabiatda elastik cho'ziluvchan-plastik va qayishqoq-plastik qattiq jismlar bo'ladi. Tashqi ta'sirlar olingandan so'ng elastik jism dastlabki shakli va o'lchamlarini tiklaydi. Jismning bu xossasi elastiklik deb ataladi.

Jismdan og'irlik olingandan so'ng yo'qoladigan deformatsiya elastik deformatsiya, jismda qoladigan deformatsiya qoldiq yoki plastik deformatsiya deb ataladi.

Elastik-plastik jismlar og'irlik olingandan so'ng o'z shaklini chala tiklaydi, chunki qisman qoldiq deformatsiyani tiklaydi.

Qayishqoq-plastik jismlar yuk juda qisqa vaqt ta'sir ettirilganda o'zini qattiq jismdek «tutadi», uzoq vaqt ta'sir ettirilganda o'zini qayishqoq suyuqlikdek «tutadi».

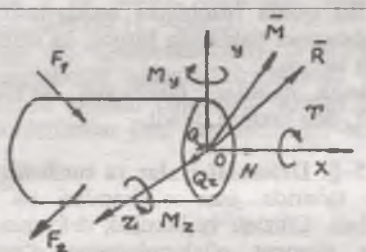
Materialning yemirilmasdan katta qoldiq deformatsiya berish xususiyati plastiklik deb ataladi. Bu xossa sovuqlay shtamplash, cho'zish va egish usullari bilan buyumlar tayyorlashda asqotadi.

Mahkamlangan jismga yuk qo'yilganda ayrim nuqtalarining chiziqli va burchakli surilishi deformatsiyalar natijasidir. Jismning har qaysi nuqtasidagi deformatsiya bilinsa, uning deformatsiyadan keyingi vaziyatini topish oson bo'ladi.

Muhandislik konstruksiyalarida kattaligi ma'lum qiymatlardan oshmaydigan, ularning bikirligini ta'minlaydigan elastik deformatsiyalar paydo bo'lishiga yo'l qo'yiladi.

6-§. Ichki kuch omillari

Yuk qo'yilgan jismning ko'ndalang kesimida ta'sir qiladigan ichki kuchlar tizimini statika qoidalari bo'yicha bosh vektor \bar{R} ga va bosh moment \bar{M} ga keltirish mumkin. Kesimning og'irlik markazi orqali o'tadigan koordinata o'qlari tizimini shunday tanlaymizki, x o'qi kesimga normal, y va z o'qlari esa kesim tekisligida yotsin. Bosh vektor va bosh momentni ko'rsatilgan o'qlar bo'yicha tashkil etuvchilarga bo'lamiz (1.6-rasm).



1.6-rasm.

Umumiy holda fazoviy yuklanganda ichki kuch omillari (ichki zo'riqishlar) deb ataladigan oltita tashkil etuvchini olamiz. Bu tashkil etuvchilar quyidagicha belgilanadi va nomlanadi. N — bo'ylama kuch, Q_y va Q_z — ko'ndalang kuchlar, T — burovchi moment, M_y va M_z — eguvchi momentlar.

Bir tekislikda, masalan, YOX tekisligida yotadigan kuchlar ta'sir etganda faqat uchta ichki kuch omillari vujudga keladi:

$$N, Q_y \text{ va } M_z$$

Ma'lum tashqi kuchlar bo'yicha kesimda ichki kuch omillarini aniqlash uchun olti yoki uch muvozanat tenglamasini tuzish kerak:

$$\begin{aligned} \sum x = 0; \quad \sum y = 0; \quad \sum z = 0; \\ \sum M_x = 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum M_z = 0. \end{aligned} \quad (1.4)$$

G'o'laning har xil kesimlarida bu kuchlar o'z qiymatlariga ega. Ularning g'o'la uzunligi bo'yicha o'zgarishini epuralar deb ataladigan grafiklarda ko'rsatiladi.

Ko'ndalang kesimlarda ta'sir qiladigan ichki kuch omillariga bog'liq ravishda oddiy deformatsiyalarning quyidagi turlari farq qilinadi:

- 1) cho'zilish yoki siqilish — ko'ndalang kesimlarda bo'ylama kuchlar N paydo bo'lganda;
- 2) siljish—ko'ndalang kesimlarda ko'ndalang kuchlar Q_y yoki Q_z paydo bo'lganda;
- 3) buralish — ko'ndalang kesimlarda burovchi momentlar T paydo bo'lganda;
- 4) egilish—ko'ndalang kesimlarda eguvchi moment M_y yoki M_z ta'sir qilganda.

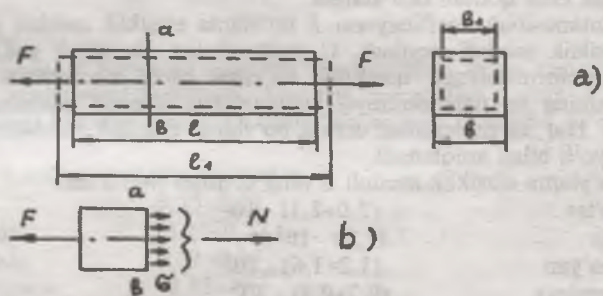
II bob. CHO‘ZILISH VA SIQILISH

Sterjenning markaziy cho‘zilishi ikkita teng va uning o‘qi bo‘ylab qarama-qarshi yo‘nalgan kuchlar F ta‘sirida ro‘y beradi (2.1-rasm, a). Kuchlar F teskariga yo‘nalganda sterjen markaziy siqilishga uchraydi. Bunda sterjenning ko‘ndalang kesimlarida bo‘ylama zo‘riqishlar N paydo bo‘ladi. Agar bo‘ylama kuch cho‘zilishga sabab bo‘lsa — musbat, agar siqilishga sabab bo‘lsa manfiy hisoblanadi.

Cho‘zilish yoki siqilish deformatsiyasi sterjenning uzunligi va ko‘ndalang kesimlari o‘lchamlarini o‘zgarishidan iborat.

1-§. Kuchlanish va deformatsiyalar

Tekis kesimlar gipotezasiga ko‘ra, deformatsiyada sterjenning ko‘ndalang kesimlari bir-biriga parallel suriladi; buni tajribalar natijasi ham tasdiqladi. Demak, ko‘ndalang kesimlarda bir tekis tarqalgan normal kuchlanishlar σ ta‘sir qiladi. Normal kuchlanishlarni aniqlash uchun sterjenning kesib olingan chap qismi muvozanat shartini ko‘rib chiqamiz (2.1-rasm, b).



2.1-rasm.

Kesimdagi ichki zo‘riqishlarning teng ta‘sir etuvchisi N statika tenglamalaridan topiladi:

$$N - F = 0 \quad \text{yoki} \quad N = F, \quad (2.1)$$

bunda, $N = \int \sigma dA$.

$N = \sigma A$ ekanligini hisobga olib, sterjenning ko‘ndalang kesimlarida cho‘zilish va siqilishdagi normal kuchlanishlarni topamiz:

$$\sigma = \frac{N}{A} \quad \text{yoki} \quad \sigma = \frac{F}{A}, \quad (2.2)$$

bunda, N — bo'ylama kuch;
 A — ko'ndalang kesim yuzasi.

Cho'zilishda sterjen uzunligining uzayishi Δl mutlaq bo'ylama uzayish deb ataladi:

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (2.3)$$

bunda, l — sterjenning dastlabki uzunligi;
 l_1 — sterjenning deformatsiyadan keyingi uzunligi.

Siqilishda Δl mutlaq bo'ylama qisqarish deb ataladi.

Mutlaq uzayish yoki qisqarishning sterjenning dastlabki uzunligiga nisbati nisbiy bo'ylama deformatsiya ε deb ataladi va u quyidagiga teng:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}. \quad (2.4)$$

Bu o'lchamsiz kattalik deformatsiyani to'liqroq ifodalaydi, chunki sterjenning uzunligiga bog'liq bo'lmaydi.

2-§. Guk qonuni

Ko'pchilik materiallar uchun kichik uzayishlar chegarasida kuchlanish bilan deformatsiya orasida chiziqli bog'liqlik mavjud:

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (2.5)$$

ya'ni normal kuchlanish nisbiy deformatsiyaga to'g'ri mutanosib. Bu bog'liqlik Guk qonuni deb ataladi.

Mutanosiblik ko'effitsiyenti E bo'ylama elasiklik moduli yoki birinchi tur elasiklik moduli deyiladi. U materialning cho'zilish yoki siqilishdagi elastik deformatsiyaga qarshilik ko'rsata olish xususiyatini ifodalaydi. Materialning bu fizik doimiysi kuchlanishga o'xshab o'lchanadi (Πa) va ($M\Pi a$). Har xil materiallar uchun bo'ylama elasiklik modulining kattaligi tajriba yo'li bilan aniqlanadi.

Bo'ylama elasiklik moduli E ning qiymati ($M\Pi a$ da):

po'lat	$(2,0+2,1) \cdot 10^5$
mis	$(1,0) \cdot 10^5$
cho'yan	$(1,2+1,6) \cdot 10^5$
aluminium	$(0,7+0,8) \cdot 10^5$
beton	$(0,14+0,20) \cdot 10^5$
yog'och	$(0,10+0,12) \cdot 10^5$

Formula (2.5)ga σ va ε qiymatlarini qo'yib, boshqa ko'rinishdagi Guk qonunini olish mumkin:

$$\Delta l = \frac{Nl}{EA}. \quad (2.6)$$

Hosila EA ni cho'zilish — siqilishdagi sterjenning bikirligi deb atash qabul qilingan. Cho'zilish siqilishdagi mutlaq uzayish yoki qisqarish bo'ylama kuchga, sterjen uzunligiga to'g'ri mutanosib va sterjen bikirligiga teskari mutanosib.

Cho'zilish siqilishda sterjenning ko'ndalang kesimlari bo'ylama yo'nalishda suriladi. Surilish δ formula (2.6) dan aniqlanadi.

Guk qonuni mutanosiblik chegarasidan oshmaydigan kuchlanishlarda o'rinni. Plastik metallar masalan, po'lat, mis va boshqalar uchun uncha katta aniqlikda rioya qilinadi. Cho'yan va qurilish materiallari Guk qonuniga rasman bo'ysunadi.

3-§. Puasson koeffitsiyenti

Sterjen cho'zilganda uning ko'ndalang kesimi kichrayadi, siqilganda esa kattalashadi. Sterjenning mutlaq ko'ndalang deformatsiyasi (2.1-rasm, a)

$$\Delta b = b - b_1. \quad (2.7)$$

Nisbiy ko'ndalang deformatsiyasi

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta b}{b}. \quad (2.8)$$

Cho'zilish va siqilishdagi ko'ndalang deformatsiyalar kuchlanishlarga ma'lum chegaragacha mutanosib. Tajribalar shuni ko'rsatadiki, materialning nisbiy ko'ndalang deformatsiyasi nisbiy bo'ylama deformatsiyasiga qaraganda 3—4 marta kichik.

Nisbiy ko'ndalang deformatsiyaning nisbiy bo'ylama deformatsiyaga nisbati (mutlaq kattalik bo'yicha) Puasson koeffitsiyenti yoki ko'ndalang deformatsiya koeffitsiyenti ν deb ataladi va quyidagiga teng bo'ladi:

$$\nu = \frac{\varepsilon_t}{\varepsilon}. \quad (2.9)$$

Bu koeffitsiyent bo'ylama elastiklik moduli bilan birga materialning qayishqoqlik xossalarini ifodalaydi. Har xil materiallar uchun Puasson koeffitsiyentining kattaligi 0 dan 0,5 oralig'ida bo'ladi va tajriba yo'li bilan aniqlanadi.

Puasson koeffitsiyentining qiymatlari:

po'latda	0,25+0,30
cho'yanda	0,23+0,27
aluminiyda	0,32+0,36
qo'rg'oshinda	0,45
kauchukda	0,47
parafinda	0,50
po'kakda	0,00

4-§. Jism hajmining o'zgarishi

Cho'zilish yoki siqilishda jismning hajmi o'zgaradi. Kvadrat ko'ndalang kesimli sterjenning dastlabki hajmi:

$$V = A \cdot l = b^2 l.$$

Deformatsiyadan keyin uning uzunligi va yuzasi:

$$l_1 = l + \Delta l = l(1 + \varepsilon),$$

$$A_1 = (b - \Delta b)^2 = b^2(1 - \varepsilon)^2.$$

Deformatsiyalangan jism hajmi

$$V_1 = b^2(1 - \varepsilon v)^2 l(1 + \varepsilon) = \\ = V(1 - 2\varepsilon v + \varepsilon^2 v^2 + \varepsilon - 2\varepsilon^2 v + \varepsilon^3 v^2).$$

Ko'paytiruvchili hadlar ε^2 va ε^3 ni juda kichik, deb uni hisobga olmay quyidagini hosil qilamiz:

$$V_1 = V[1 + \varepsilon(1 - 2v)].$$

Hajmining nisbiy o'zgarishi ushbuga teng:

$$\theta = \frac{V_1 - V}{V} = \varepsilon(1 - 2v). \quad (2.10)$$

Konstruksion materiallar uchun ko'ndalang kesim koeffitsiyenti $\gamma < 0,5$. Demak, cho'zilishda hajm kattalashadi, siqilishda hajm kichrayadi. $\gamma = 0,5$ bo'lgan parafinning hajmi o'zgar olmaydi.

5-§. Materiallarning xossalari va mexanik tasniflari

Mustahkamlik va bikirlikka hisoblashda materiallarning mexanik xossalari bilish kerak. Materialning asosiy mexanik xossalari uning chegaraviy kuchlanishlari, plastiklik ko'rsatkich-lari, qattiqligi va zarbiy qovushqoqligi tashkil qiladi.

Konstruksion materiallar o'z xossalari bo'yicha shartli ravishda plastik va mo'rt materiallarga bo'linadi. Plastik materiallarga kam uglerodli po'lat, mis, aluminiy va boshqalar kiradi, ular keng chegarada yemirilmay deformatsiyalanish xususiyatiga ega bo'ladi. Mo'rt materiallarga yuqori uglerodli po'lat, oq va kulrang cho'yan, beton, tosh va boshqalar kiradi, ular ozgina deformatsiyalanish natijasida yemiriladi.

Plastik materiallar cho'zilish va siqilishga birday qarshilik ko'rsatadi, mo'rt materiallar uchun xavfli kuchlanishlarga uncha sezgir bo'lmaydi. Mo'rt materiallar cho'zilishga qaraganda siqilish-ga yaxshiroq qarshilik ko'rsatadi. Shuning uchun konstruksiyalarda ko'proq qo'llaniladi.

Mo'rt-plastik materiallar ularning ichida oraliq vaziyatni egallaydi, toblangan uglerodli po'lat, bolg'alanuvchan cho'yan, bronza kabilar shular jumlasiga kiradi.

Materiallarning mexanik tasniflari materialdan yasalgan maxsus namunalarni sinash yo'li bilan aniqlanadi.

Materialning cho'zilishga va siqilishga sinash statik sinashlar ichida eng keng tarqalgan va oddiy xillari hisoblanadi. Bu sinashlar materialning asosiy xossalari aniqlashga yordam berib, ular deformatsiyalarning boshqa turlarida ham material o'zini qanday «tutishi» haqida ishonarli ma'lumot beradi.

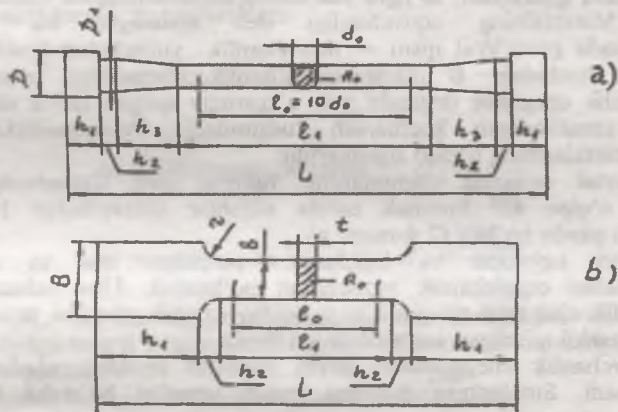
1. Materialning cho'zilishga bardoshini sinash

Cho'zilishga sinash GOST 1497-73 talablariga muvofiq mexanik yoki gidravlik yunitmal sinash mashinalarida bajariladi. Sinash uchun silindrik yoki yassi namunalar qo'llaniladi (2.2-rasm, a va b). Namunada ish qismi va mashina qisqichlariga mahkamlash uchun kallak bo'ladi. Namunaning uzayishi aniqlanadigan ish qismining uzunligi hisoblash uzunligi va l_0 deb ataladi.

Uzun va kalta namunalar bo'ladi. Uzun silindrik namunalarning hisoblash uzunligi $l_0=10d_0$, kaltalarining $l_0=5d_0$, bunda d_0 namuna ish qismining diametri.

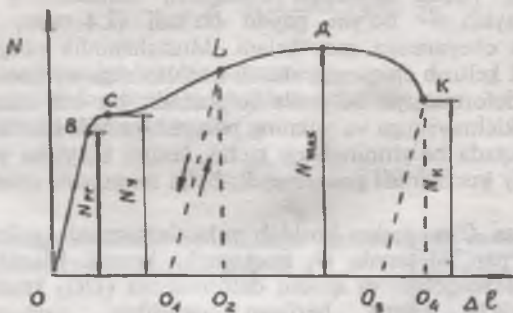
Uzun yassi namunalar uchun hisoblash uzunligi $l_0 = 11,3\sqrt{A_0}$, kaltalari uchun $l_0 = 5,65\sqrt{A_0}$; bunda A_0 — namuna ish qismining ko'ndalang kesimi yuzasi.

Diametri $d_0 = 10$ mm va hisoblash uzunligi $l_0=10d_0=100$ mm bo'lgan silindrik namuna asosiy namuna deb ataladi.



2.2- rasm.

Koordinatlar: N bo'ylama kuch, Δl namuna uzayishi bo'lgandagi sinashlarda cho'zilish diagrammasi yozib olinadi; bu diagrammada namunaning deformatsiyalanish jarayoni yaqqol aks etadi. Plastik material hisoblangan kam uglerodli po'latning cho'zilish diagrammasi 2.3-rasmda ko'rsatilgan.



2.3-rasm.

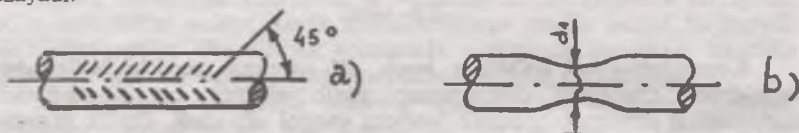
Diagrammaning boshlang'ich qismi qiya to'g'ri chiziqdan iborat: u Guk qonuniga muvofiq yuk bilan deformatsiya orasidagi chiziqli bog'liqlikni ifodalaydi. Bu qism oxiridagi B nuqta ordinatasi mutanosiblik chegarasiga mos keladi. Mutanosiblik chegarasi deganda Guk qonuni amal qiladigan kuchlanish tushuniladi. B nuqtasi yaqinida elasklik chegarasiga mos keladigan nuqta yotadi. Elasklik chegarasi deb namunada qiymati 0,002—0,005 % ga yetadigan ozgina qoldiq deformatsiya paydo bo'ladigan kuchlanishga aytiladi. Bu nuqtalar bir-biriga yaqin yotganligi uchun mutanosiblik va elasklik chegaralari qiymatlari teng deb olinadi.

B nuqtadan keyin namunada qoldiq deformatsiya paydo bo'ladi, to'g'ri chiziq qiyshayadi, so'ngra yuk uncha kattalashmagani holda uzayish ortadi. Materialning oquvchanligi deb ataladigan bu hodisada diagrammada gorizontaal qism — oquvchanlik yuzachalari hosil bo'ladi. Bu qism boshidagi C nuqta oquvchanlik chegarasiga mos keladi. Oquvchanlik chegarasi deganda yuk o'zgarмай qolgan holda namunada uzayish kuzatiladigan kuchlanish tushuniladi. Oquvchanlikka sabab material zarralarining o'zaro siljishlaridir.

Material oqqanda namunaning yaltiroq sirti xiralashadi. Unda namuna o'qiga 45° burchak ostida siljishlar chiziqchalari (Chernov chiziqdari) paydo bo'ladi (2.4-rasm, a).

Yuqori uglerodli va legirlangan po'latlar, mis va aluminiy diagrammalari oquvchanlik yuzachalari bo'lmaydi. Ular uchun shartli oquvchanlik chegarasi aniqlanadi; u qoldiq uzayish namuna uzunligining 0,2 %ni tashkil qiladigan kuchlanishdan iborat.

Oquvchanlik chegarasidan keyin material mustahkamlashadi, yuk yana oshadi. Sinaladigan namuna butun uzunligi bo'yicha bir tekis uzayadi.



2.4-rasm.

Yuk eng yuqori qiymatga erishgach, namunaning D nuqtasida mahalliy torayish — bo'yin paydo bo'ladi (2.4-rasm, b); nuqta D mustahkamlik chegarasiga mos keladi. Mustahkamlik chegarasi deb eng yuqori og'irlik keltirib chiqargan shartli kuchlanishga aytiladi.

Qoldiq deformatsiya bo'yinda to'planadi, bu esa uning ko'ndalang kesim yuzasi kichrayishiga va yukning pasayishiga olib keladi. Namunaning uzilishi K nuqtada bo'yinning eng kichik kesimi bo'yicha yuz beradi. Bu vaqtda haqiqiy kuchlanish pasaymaydi, balki namunani uzadigan darajada o'sadi.

Namunani L nuqtadan boshlab yuksizlantirganda yuksizlash chizig'i OB chiziqqa parallel tarzda O_1 nuqttagacha boradi. Elask deformatsiya (O_1O_2 kesma) yo'qoladi va qoldiq deformatsiya (OO_1 kesma) namunada saqlanadi. OO_2 kesma berilgan og'irlikda namunaning to'liq deformatsiyalanishini ko'rsatadi.

Namunani takroran yuklash oquvchanlik yuzachalari hosil qilmasdan O_1LDK chizig'i bo'yicha boradi. Diagrammada mutanosiblik chegarasining o'sishi va qoldiq uzayishining qisqarishi kuzatiladi. Takroriy yuklashda mutanosiblik chegarasining o'sishi va qoldiq uzayishning qisqarishi hodisasi toblanish deb ataladi. Toblanish texnikada arqon, zanjir va h.k. ni mustahkamlashda qo'llaniladi.

Uzilishdagi namunaning to'liq deformatsiyalanishi OO_4 kesma bilan belgilanadi. U elastik (O_3O_4 kesma) va qoldiq (OO_3 kesma) deformatsiyadan iborat.

Materialning cho'zilishini sinash natijalari bo'yicha mexanik tasniflar aniqlanadi.

Mustahkamlik ko'rsatkichlari:

$$a) \text{ mutanosiblik chegarasi } \sigma_{pr} = \frac{N_{pr}}{A_0} \quad (2.11)$$

$$b) \text{ oquvchanlik chegarasi } \sigma_y = \frac{N_y}{A_0} \quad (2.12)$$

$$d) \text{ mustahkamlik chegarasi } \sigma_u = \frac{N_{max}}{A_0} \quad (2.13)$$

bunda, N_{pr} , N_u va N_{max} mutanosiblik, oquvchanlik va mustahkamlik chegaralariga to'g'ri kelgan kuchlar; A_0 — namuna ko'ndalang kesimining dastlabki yuzasi.

Bundan tashqari, haqiqiy kuchlanish aniqlanadi:

$$S_k = \frac{N_k}{A_1} \quad (2.14)$$

bunda, N_k — namunaning uzilish paytidagi og'irlik

A_1 — uzilish joyida bo'yin kesimi yuzasi.

Plasiklik ko'rsatkichlari:

a) nisbiy qoldiq uzayishi

$$\epsilon_r = \frac{l_1 - l_0}{l_0} \cdot 100 \% \quad (2.15)$$

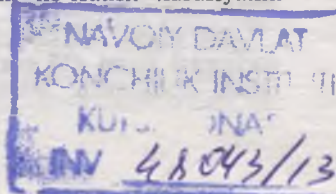
bunda, l_0 — namunaning hisoblash uzunligi;

l_1 — uzilishdagi keyingi hisoblash uzunligi;

b) nisbiy ko'ndalang torayishi:

$$\psi_r = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100 \% \quad (2.16)$$

Materialning dinamik og'irliklarga qarshilik ko'rsatish xususiyatini solishtirma deformatsiya ishi tasniflaydi:

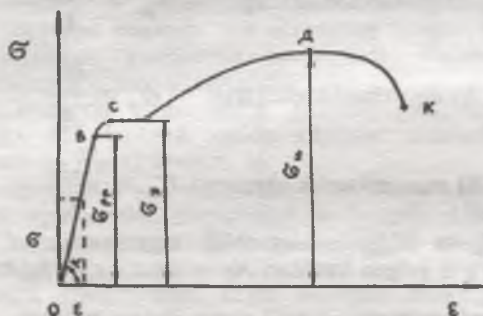


$$a = \frac{W}{V}. \quad (2.17)$$

Namunani uzishga sarflangan ish W cho'zilish diagrammasi yuzasi bilan aniqlanadi: u taxminan to'g'ri to'rtburchak yuzasi uchun qabul qilinadi. To'g'ri to'rtburchakli diagramma to'ldirish koeffitsiyenti η bilan hisobga olinadi, masalan, u kam uglerodli po'lat uchun 0,8–0,9 ga teng. bunda,

$$W = N_{\max} \cdot \Delta l \eta \quad (2.18)$$

N_{\max} — eng katta og'irlik;
 Δl — namunaning to'liq uzayishi
 η — to'ldirish koeffitsiyenti.



2.5-rasm.

Namunaning hisoblash uzunligining hajmi:

$$V = A_0 l_0. \quad (2.19)$$

Bu ko'rsatkich mustahkamlikni ham, plastiklikni ham ifodalaydi. Misol tariqasida 3-navli po'latning mexanik tasniflarini keltiramiz:

$\sigma_{pr}=210+220$ МПа
 $\sigma_y=240$ МПа
 $\sigma_u=380+450$ МПа

$\epsilon_r=25+27$ %
 $\psi_r=55$ %
 $a=0,8+1,0$ Dj/m³

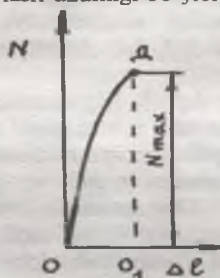
Material xossalarini miqdoran baholash uchun normal kuchlanish σ va nisbiy deformatsiyada ϵ qurilgan shartli kuchlanishlar diagrammasi (2.5 rasm) qulayroq.

Yuqoridagi diagrammadan ko'rinib turibdiki:

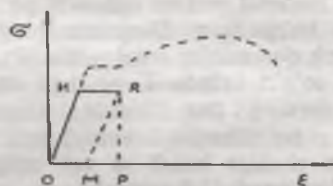
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\epsilon} = E. \quad (2.20)$$

Bo'ylama elastiklik moduli E shartli kuchlanishlar diagrammasining gorizontal qismi OB gorizontaliga qiyalik burchagi tangensi bilan grafik tarzda ifodalanadi. Shuni aytish kerakki, elastiklik modulining qiymati

po'latning kimyoviy tarkibiga va termik ishlanishiga bog'liq bo'lmaydi. Kuchlanishlar diagrammasi shartli hisoblanadi, chunki uni yasashda kuchlanishlar namunaning deformatsiyalanishida kichrayadigan boshlang'ich ko'ndalang kesimi yuzasi bo'yicha aniqlanadi. Nisbiy deformatsiya ham namunaning cho'zilishda kattalashadigan boshlang'ich hisoblash uzunligi bo'yicha aniqlanadi.



2.6-rasm.



2.7-rasm.

Mo'rt material — kulrang cho'yaning cho'zilish diagrammasi (2.6-rasm) dastlab deyarli to'g'ri chiziqli, so'ngra asta-sekin qiyshayib, og'irlik eng katta qiymatiga erishganda D - nuqtada to'satdan uziladi. Diagrammada oquvchanlik yuzachasi va mustahkamlanish zonasi bo'lmaydi. Namuna kichik qoldiq deformatsiyalar (2—3 %)da bo'yin hosil qilmay emiriladi. Materiallarning asosiy xossasi mustahkamlik chegarasi σ_u dir.

2. Elastik so'ng ta'sir oqibatida siljувchanlik va relaksatsiya haqidagi tushuncha

Tajribalar shuni ko'rsatadiki, og'irlik o'zgarmagani holda deformatsiya vaqt o'tishi bilan o'zgaradi. Elastiklik chegarasidan oshimagan, holda namunani diagrammadagi H nuqtagacha yuklaymiz (2.7-rasm) va uni ma'lum vaqtgacha shunday qoldiramiz. Namunaning deformatsiyasi o'sishda davom etib, diagrammada HR chiziqni hosil qiladi. Deformatsiya oldiniga tez o'sib, asta-sekin sekinlashadi so'ngra to'xtaydi.

Namuna yuksizlanganda deformatsiyaning MR kesimga teng qismi darhol yo'qoladi. OM kesmaga teng qismi esa biroz vaqt o'tgandan so'ng yo'qoladi. Elastik deformatsiyalarning vaqt bo'yicha o'zgarish hodisasi elastik so'ng ta'sir deb ataladi.

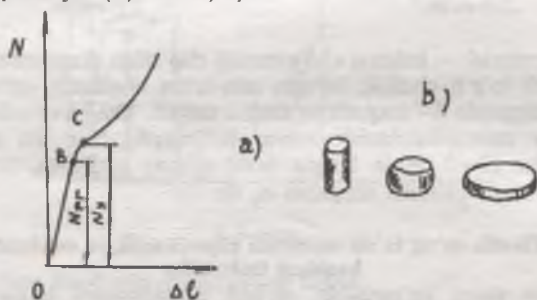
Harorat yuqori va kuchlanishlar katta bo'lsa, materialning qoldiq deformatsiyalari uzluksiz o'sadi, bu esa konst-ruksiyaning ish me'yori buzilishiga va uning yemirilishiga sabab bo'ladi. Materialning vaqt o'tishi bilan plastik deformatsiyalanish xossasi siljувchanlik deb ataladi. Materialning plastik deformatsiyalarga qarshiligi siljítuvchi chegara bilan belgilanadi: u berilgan haroratda ma'lum vaqt oralig'ida deformatsiyalanish tezligi belgilangan qiymatga erishadigan eng katta kuchlanishni ifodalaydi. Umumiy deformatsiya o'zgarmagani holda vaqt o'tishi bilan kuchlanishlarning o'z-o'zidan o'zgarishi siljувchanlikning xususiy ifodasidir. Elastik deformatsiyalarning plastik deformatsiyalarga o'tishi va

ayni vaqtda kuchlanishlarning pasayishi bilan bog'liq bo'lgan bu hodisa relaksatsiya deb ataladi. Mustahkamlik va bikirlikka hisoblashda siljувchanlik va relaksasiyani ko'zda tutish kerak.

3. Materialning siqilishga sinash

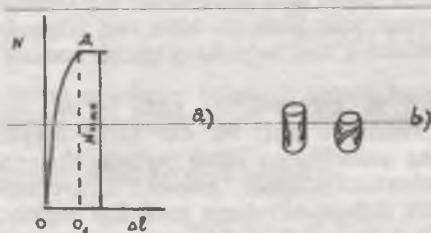
Materialning siqilishga sinash GOST 2055-43 talablariga muvofiq bajariladi. Silindrik namunalarning siqiluvchanligi sinaladi. Namuna qiyshayib ketmasligi uchun uning balandligi $l_0 = (1+3)d_0$ deb olinadi, bunda: d_0 — namuna diametri.

Plastik material — kam uglerodli po'latning siqilish diagrammasi 2.8-rasm, a da ko'rsatilgan. Diagrammaning boshla-nish qismi qiya to'g'ri chiziq; u Guk qonunining amal qilishini tasdiqlaydi. *B* nuqta mutanosiblik chegarasiga to'g'ri keladi. Keyin egri chiziqli qismga o'tishi va qoldiq deformatsiyalarning tez o'sishi kuzatiladi. Diagrammada yaqqol ifodalangan oquvchanlik yuzachalari yo'q. Namuna siqilganda bochkasimon shaklga kiradi va yuk oshgan sari yassilashadi, lekin butunligini yo'qotmaydi (2,8-rasm, b).



2.8-rasm.

Sinashda *C* nuqtaga to'g'ri keladigan oquvchanlik chegarasi belgilanadi. Plastik materiallarning cho'zilish va siqilishdagi diagrammalari shuningdek, bo'ylama elastiklik moduli bir xil bo'ladi.



2.9-rasm.

Mo'rt material — kulrang cho'yan (2.9-rasm, a) ning siqilish diagrammasi deyarli to'g'ri chiziqdan iborat, lekin u yuk ortgan sari qiyalashadi. Guk qonuni taxminan yuklanishning dastlabki bosqichida

bajariladi. Siqiladigan namuna biroz bochkasimon shaklga kiradi va yuk eng katta qiymatga erishganda D nuqtada emiriladi (2.9-rasm,b). Namunaning yemirilishi kichik qoldiq deformatsiyada yuz berib, namuna o'qiga 45° burchak ostida darzlar paydo bo'ladi. Bu esa yemirilishdan darak beradi. Sinashlar natijasida mustahkamlik chegarasi aniqlanadi. Siqilishdagi mustahkamlik chegarasi cho'zilishdagi mustahkamlik chegarasidan bir necha marta yuqori bo'ladi. Cho'yanning siqilish diagrammasi cho'zilish diagrammasiga o'xshaydi.

4. Qattqlik

Materialning unga boshqa jismning kirishiga qarshilik ko'rsatish xususiyati qattqlik deb ataladi. Sinash paytida materialning qattqligi turli usullar bilan o'lchanadi. Bular ichida Brinell va Rokvell bo'yicha qattqlikka sinash usullari keng tarqalgandir. Brinell bo'yicha qattqlik soni H_B sharcha botiriladigan kuch F ning sinaladigan materialda qoladigan izi sferik yuzasi A ga nisbatidan iborat:

$$H_B = \frac{F}{A}. \quad (2.21)$$

Rokvell bo'yicha qattqlik materialga diametri 1,59 mm li olmos konus yoki po'lat sharchaning botish chuqurligi bilan aniqlanadi.

Bu muhim ko'rsatkich tayyor buyumlarni nazorat qilish va materialning mustahkamligini taxminiy baholash uchun qo'llaniladi. Termik ishlov berilmagan uglerodli po'latlar uchun Brinell bo'yicha qattqlik bilan mustahkamlik chegarasi orasida empirik bog'liqlik mavjud:

$$\sigma_u = (0,30 + 0,36) H_B \quad (2.22)$$

Brinell bo'yicha qattqlik va Rokvell bo'yicha qattqlik sonlarini bir-biriga o'tkazish qiyosiy jadvallari ma'lumotnomalarda keltiriladi.

5. Zarbiy qovushqoqlik

Inshootlarda ishlatiladigan materiallar dinamik yukka statik og'irliklarga qaraganda bo'shroq qarshilik ko'rsatadi, chunki mexanik tasniflar yukning qo'yilishi tezligiga bog'liq. Material xossalarini sifat jihatdan baholash uchun mayatnikli kopyorda kemptikli namunalar zarbiy egilishga dinamik sinovdan o'tkaziladi.

Materialning dinamik yuklarga qarshilik ko'rsatish xususiyatini zarbiy qovushqoqlikda ifodalaydi: u zarb bilan namunani sindirishga sarflangan ish W ning uning singan joyidagi ko'ndalang kesimi yuzasi A_n ga nisbatidan iborat:

$$a = \frac{W}{A_n} = Dj / m^2. \quad (2.23)$$

Material qancha plastik bo'lsa, namunani sindirishga sarflangan ish qiymati shuncha katta bo'ladi. Bunday sinashlarda materialning qovushqoqligi va uning zarbiy og'irliklarga qarshilik qila olish xususiyati aniqlanadi.

6-§. Ruxsat etilgan kuchlanishlar va mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyentlari

Inshoot me'yorida ishlashi uchun cho'zilish va siqilishda vujudga keladigan normal kuchlanishlar oldindan berilgan, ruxsat etilgan kuchlanishlardan katta bo'lmasligi kerak. Inshootning mustahkamligini va chidamliligini ta'minlaydigan kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanish deb ataladi. Bu kuchlanish laboratoriyada sinashlar natijasida aniqlanadi. Yo'l qo'yiladigan kuchlanishlar materialning holatini ifodalaydigan chegaraviy kuchlanishlarning ma'lum ulushini tashkil qiladi. Bunda ma'lum mustahkamlik chegarasi vujudga keladi. Ruxsat etilgan kuchlanish chegaraviy kuchlanishdan necha marta kichikligini ko'rsatadigan son mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti deb ataladi va n harfi bilan belgilanadi.

Demak, ruxsat etilgan kuchlanish

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{lim}}{n_{adm}} \quad (2.24)$$

bunda, σ_{lim} — chegaraviy kuchlanish; n_{adm} — mustahkamlik chegarasining yo'l qo'yilgan koeffitsiyenti.

Hisobiy kattaliklarning ruxsat etilgan qiymatlari formulalarda adm belgisiga ega.

Mo'rt materiallar uchun ancha katta qoldiq deformatsiya vujudga keladigan mustahkamlik chegarasi σ_u , plastik materiallar uchun oquvchanlik chegarasi σ_y chegaraviy kuchlanish hisoblanadi.

Ruxsat etilgan mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti odatda, xususiy mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyentlari hosilasini tashkil qiladi:

$$n_{adm} = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \quad (2.25)$$

bunda, $n_1=1+3$ — og'irlikni aniqlash noaniqliklari koeffitsiyenti, $n_2=1,2+4$ — materialning bir jinsli emasligi va mexanik ishlovga sezgirligi koeffitsiyenti, $n_3=1+1,5$ — ish sharoiti va detalning mas'ullik darajasi koeffitsiyenti.

Hisoblarda quyidagi shart bajarilishi kerak: $n \geq n_{adm}$ bunda, n — haqiqiy mustahkamlik zonasi koeffitsiyenti ruxsat etilgan kuchlanishlar:

plastik materiallar uchun $\sigma_{adm} = \frac{\sigma_y}{n_y}$, mo'rt materiallar uchun

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_u}{n_u}$$

Mustahkamlik chegarasi koeffitsiyentlarining kattaligi:

$$n_y = 1,5+2,5 \quad \text{va} \quad n_u = 2,5+5,0.$$

3-navli po'lat uchun cho'zilish va siqilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish

$$\sigma_{adm} = 160 \text{ МПа.}$$

7-§. Mustahkamlik va bikirlik shartlari

Inshoot qismlarining ish me'yorini ta'minlash uchun haqiqiy kuchlanishlari ruxsat etilgan kuchlanishlardan katta bo'lmash kerak:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm} \quad (2.26)$$

Cho'zilish va siqilishdagi mustahkamlik sharti

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq \sigma_{adm} \quad (2.27)$$

Bu mustahkamlik shartidan foydalanib, quyidagi uch turdagi masalalar yechiladi:

a) **Mustahkamlikni tekshirish.** Topilgan bo'yлама N kuch va ma'lum kesim yuzi A bo'yicha topilgan σ_{\max} kuchlanishni ruxsat etilgan kuchlanish bilan qiyoslanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A}$$

Bunda haqiqiy kuchlanishning ruxsat etilgan kuchlanishdan farqi $\pm 5\%$ bo'lishi kerak.

b) **Loyihalash hisobi.** Topilgan bo'yлама N kuch va σ_{adm} bo'yicha ko'ndalang kesimining zarur yuzasi aniqlanadi:

$$A \geq \frac{N}{\sigma_{adm}}$$

d) **Ruxsat etilgan yukni aniqlash.** Sterjen kesimlarining ma'lum o'lchamlari va ruxsat etilgan kuchlanish bo'yicha yuk aniqlanadi:

$$N_{adm} \leq \sigma_{adm} \cdot A$$

Ayrim hollarda inshootning ishga yaroqliligi yuk ostidagi ko'chish kattaligi bilan aniqlanadi.

Cho'zilish va siqilishdagi bikirlik sharti

$$\delta \leq \delta_{adm} \quad \text{yoki} \quad \delta = \frac{Nl}{EA} \leq \delta_{adm} \quad (2.28)$$

bunda, δ — hisoblab topilgan ko'chish

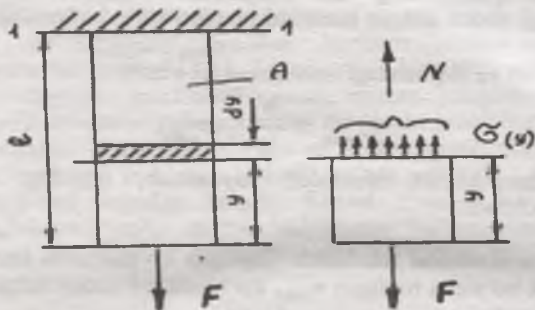
δ_{adm} — yo'l qo'yiladigan ko'chish.

Bu shart inshootning mustahkamligini hisoblashga o'xshash masalalarni yechishga imkon beradi.

8-§. Xususiy og'irlikni hisobga olgandagi kuchlanish va deformatsiyalar

Inshoot bo'laklarining cho'zilishi va siqilishga mustahkamligini sinashda uning og'irligini unga ta'sir qiladigan yuklarga nisbatan juda kichik deb hisoblab, ko'pincha inobatga olinmaydi. Biroq ko'p hollarda inshoot (burg'ilash shtangalari, shaxta ko'targichlarining arqonlari, uzun zanjirlar va boshqalar)ning og'irligi katta kuchlanishlarni paydo qiladi.

Hisoblarda buni inobatga olmasa bo'lmaydi va u xususiy og'irlik sifatida hisobga kiritiladi.



2.10-rasm.

O'zgarmas ko'ndalang kesimning yuzasi A va uzunligi l bo'lgan F kuch bilan cho'zilayotgan sterjenni uning, og'irligini inobatga olib hisoblaymiz (2.10-rasm).

Sterjening pastki uchidan y masofada ixtiyoriy kesimdagi bo'ylama kuch N

$$N = F + Ay\gamma \quad (2.29)$$

bunda, γ — materialning solishtirma og'irligi.

Bu kesimdagi normal kuchlanish:

$$\sigma_{(y)} = \frac{N}{A} = \frac{F}{A} + \gamma \cdot y. \quad (2.30)$$

$F=0$ da xususiy og'irlikdan paydo bo'ladigan kuchlanish:

$$\sigma_{(y)} = \gamma y. \quad (2.31)$$

Agar bu kuchlanish materialning mustahkamlik chegarasiga etsa, sterjen o'z og'irligidan yemiriladi (uziladi).

Sterjen o'z og'irligi ta'siridan uziladigan uzunlik l_{cr} kritik uzunlik deb ataladi.

$$l_{cr} = \frac{\sigma_u}{\gamma} \quad (2.32)$$

O'z xususiy og'irligi ta'sirida sterjendagi kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishga yetadigan uzunlik l_{lim} chegaraviy uzunlik deb ataladi:

$$l_{lim} = \frac{\sigma_{adm}}{\gamma}. \quad (2.33)$$

$y=l$ da xavfli kesim 1—1 da eng katta kuchlanish hosil bo'ladi:

$$\sigma_{max} = \frac{F}{A} + \gamma l. \quad (2.34)$$

Mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} + \gamma \leq \sigma_{adm}. \quad (2.35)$$

Bundan sterjen ko'ndalang kesimining zarur yuzasi:

$$A \geq \frac{F}{\sigma_{adm} - \gamma}$$

yoki sterjendagi yo'l qo'yiladigan kuch:

$$F_{adm} \leq A(\sigma_{adm} - \gamma).$$

O'z og'irligi ta'sirida sterjenning deformatsiyasini aniqlash uchun uning uchidan y masofada joylashgan va uzunligi dy bo'lgan element deformatsiyasini ko'rib chiqamiz (2.10-rasm).

Kesimdagi normal kuchlanish

$$\sigma_{(y)} = \gamma \cdot y.$$

Elementning nisbiy va mutlaq deformatsiyasi:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_{(y)}}{E} = \frac{\gamma \cdot y}{E}$$

va

$$\Delta(dy) = \varepsilon dy = \frac{\gamma y}{E} dy.$$

O'z og'irligidan sterjenning to'liq uzayishi

$$\Delta l = \int_0^l \frac{\gamma y}{E} dy = \frac{\gamma l^2}{2E}$$

yoki

$$\Delta l = \frac{Gl}{2EA} \quad (2.36)$$

bunda, $G = A\gamma$ — sterjenning xususiy og'irligi.

Ko'rinib turibdiki, sterjenning o'z og'irligidan uzayishi sterjen uchiga qo'yilgan va uning og'irligiga teng F kuch ta'siridan uzayishidan ikki marta kichik.

Tashqi yuk va o'z og'irligidan uzayishi:

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA} + \frac{Gl}{2EA}. \quad (2.37)$$

O'zgarmas kesimli sterjenda kuchlanish bo'yilama o'q bo'yicha notekis taqsimlanadi: ruxsat etilgan kuchlanishga teng bo'lgan eng katta kuchlanish birlashtirilgan joyda (заделка) eng kichik kuchlanish erkin uchida ta'sir qiladi. Demak, materialdan tejimli foydalanilmagan, chunki sterjenning shakli uncha samarali emas.

Sterjenning shakli shunday bo'lishi kerakki, uning har bir kesimida kuchlanishlar bir xil va yo'l qo'yiladigan kuchlanishga teng bo'lsin. Bu shartlarga javob beradigan sterjen teng qarshilikli sterjen deb ataladi.

Bunday sterjenni yasash murakkab bo'lganligi uchun ularga taxminan kesik konus yoki yassi yoqli piramida shakli beriladi. Teng qarshilikli sterjenga yaqin bo'lgan pog'onali sterjen ham keng qo'llaniladi.

Uzunliklari l_1 , l_2 va l_3 bo'lgan uch qismli F kuch ta'sir qiladigan pog'onali sterjenning hisobini keltiramiz.

Birinchi qismning ko'ndalang kesimi yuzasi quyidagi formuladan aniqlanadi (2.35).

$$A_1 \geq \frac{F}{\sigma_{adm} - \gamma_1}$$

Ikkinchi qismning yuzasini ham o'sha formuladan topiladi. Bunda ta'sir etadigan F kuchga birinchi qismning xususiy og'irligi qo'shiladi:

$$A_2 \geq \frac{F + A_1 l_1 \gamma}{\sigma_{adm} - \gamma_2}$$

Uchinchi qism yuzasini hisoblashda birinchi va ikkinchi qismlarning xususiy og'irliklari qo'shiladi:

$$A_3 \geq \frac{F + A_1 l_1 \gamma + A_2 l_2 \gamma}{\sigma_{adm} - \gamma_3}$$

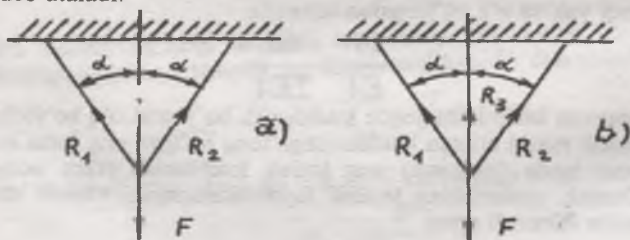
Agar sterjenda boshqa qismlar ham bo'lsa, xuddi yuqoridagidek ish tutiladi.

9-§. Statik aniqlanmaydigan masalalar

Cho'zilish va siqilishga hisoblanadigan inshoot qismlari statik aniq va statik aniqmas tizimlarga (sistemalar) bo'linadi.

Ikki sterjendan iborat bo'lgan va F kuch ta'sir ettirilgan (2.11-rasm, a) shamirli-sterjeni ko'rib chiqamiz. Bu masalada sterjenni cho'zadigan noma'lum zo'riqishlar R_1 va R_2 muvozanat tenglamalaridan topiladi.

Tashqi yuk vujudga keltiradigan noma'lum ichki zo'riqishlar muvozanatli tenglamalaridan topiladigan inshoot qismlari statik aniq tizimlar deb ataladi.



2.11-rasm.

Uchta sharnirli-sterjenli inshoot (2.11-rasm,b) uchun masalani yechish murakkablashadi, chunki ularda noma'lum zo'riqishlar R_1 , R_2 va R_3 ni muvozanat tenglamalaridan aniqlab bo'lmaydi. Tashqi yuk vujudga keltiradigan ma'lum ichki zo'riqishlar soni tuzilgan muvozanat tenglamalari sonidan ko'p bo'lgan inshoot qismlari statik aniqmas tizimlar deb ataladi.

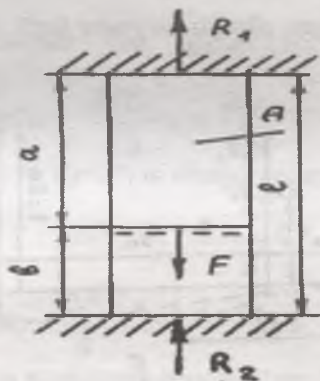
Bunday masalalarni tizim (sistema) deformatsiyalarining qo'shilishi shartlaridan kelib chiqib yechish uchun qo'shimcha tenglamalar (ko'chish tenglamalari) tuziladi. Zarur qo'shimcha tenglamalar soni masalaning statik aniqlanmaslik darajasini ifodalaydi.

Statik aniqmas masalalarni yechish usuli quyidagilardan iborat:

1. Tizimda noma'lum ichki zo'riqishlar (reaksiyalar) aniqlanadi.
2. Statik tenglamalari tuziladi.
3. Tizim deformatsiyalarining qo'shilishi shartidan qo'shimcha tenglamalar tuziladi.
4. Qo'shimcha tenglamalarda deformatsiyalar Guk qonuni bo'yicha ifodalanadi.
5. Olingan tenglamalarni birgalikda yechib tizimning noma'lum ichki zo'riqishlari topiladi.

Quyidagi ikki misol orqali statik aniqlanmaydigan masalalarni yechishni ko'rib chiqamiz.

1-misol. O'zgarmas ko'ndalang kesim yuzasi A va uzunligi l bo'lgan g'o'lacha ikki uchidan qisilgan va F kuch bilan yuklangan (2.12-rasm).



2.12-rasm.

G'o'lachaning yuqori va pastki qismlaridagi kuchlanishlarni aniqlang.

F kuch ta'sirida g'o'lachaning yuqori qismi cho'ziladi, pastki qismi siqiladi. Biriktirilgan joylarda esa noma'lum reaksiya kuchlari R_1 va R_2 paydo bo'ladi. Bu reaksiyalarni topish uchun faqat bitta tenglama berilgan:

$$\sum y = 0; \quad R_1 + R_2 - F = 0. \quad (a)$$

Bu masala statik aniqlanmaydigan masalalardan biri hisoblanadi, chunki uni yechish uchun bitta qo'shimcha tenglama tuziladi. Uni olish uchun g'olacha deformatsiyasi ko'rib chiqiladi. G'olachaning uchlari qisib qo'yilganligi va uzunligi uzaymaganligi uchun g'olacha yuqori qismining uzayishi pastki qismining qisqarishiga teng, ya'ni:

$$\Delta a = \Delta b$$

yoki

$$\frac{R_1 a}{EA} = \frac{R_2 b}{EA}$$

G'olachaning bikirligini qisqartirgandan so'ng:

$$R_1 a = R_2 b. \quad (b)$$

Statika tenglamasidan topamiz:

$$R_1 = F - R_2.$$

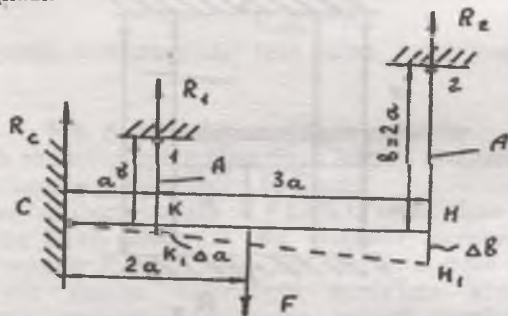
va uni tenglama (b) ga qo'yamiz:

$$(F - R_2)a = R_2 b.$$

Bundan:

$$R_2 = \frac{Fa}{a+b} \quad \text{va} \quad R_1 = \frac{Fb}{a+b} \quad (d)$$

G'olachaning yuqori qismida bo'ylama kuch $N_1=R_1$ pastki qismida $N_2=R_2$ ta'sir qiladi.



2.13-rasm.

Agar $a=b$ bo'lsa, u holda $R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$. G'olacha har qaysi qismidagi kuchlanish:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} \quad \text{va} \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A}. \quad (e)$$

2-misol. Shamirli-sterjenli konstruksi ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan ikki sterjendan va ularga osilgan bikir g'olacha (C nuqtada shamirli biriktirilgan)dan iborat (2.13-rasm). G'olachaga F kuch qo'yilgandan so'ng sterjenlardagi kuchlanishlarni aniqlang.

F kuch ta'sirida sterjenlar cho'ziladi va ularda noma'lum reaksiya kuchlari R_1 va R_2 shamirli birikmada esa reaksiya R_c vujudga keladi. G'olacha C nuqtaga nisbatan buriladi, chunki sterjenlar tegishli Δa va Δb kattaliklarga uzayadi.

Ushbu masala uchun statikada ikkita muvozanat tenglamasi berilgan

$$\sum y = 0; \quad R_c + R_1 + R_2 - F = 0 \quad (a)$$

$$\sum M_c = 0; \quad F2a - R_1a - R_24a = 0$$

yoki

$$2F - R_1 - 4R_2 = 0 \quad (b)$$

Bu masala statik aniqmas masala. Uchburchaklar CNN_1 va CKK_1 o'xshashligidan qo'shimcha tenglamani olamiz:

$$\frac{\Delta b}{4a} = \frac{\Delta a}{a}$$

yoki

$$\Delta b = 4\Delta a \quad (d)$$

Sterjenlarning uzayishini Guk qonuni bo'yicha ifodalar bilan almashtiramiz.

$$\frac{R_2 2a}{EA} = 4 \frac{R_1 a}{EA}$$

Qisqartirgandan so'ng $R_2 = 2R_1$ ni olamiz, uni statika tenglamasi (b) ga qo'yamiz:

$$2F - R_1 - 8R_1 = 0.$$

Bundan

$$R_1 = \frac{2F}{9} \quad \text{va} \quad R_2 = \frac{4F}{9}.$$

Birinchi va ikkinchi sterjenlarda ta'sir qiladigan bo'ylama kuchlar:

$$N_1 = R_1 \quad \text{va} \quad N_2 = R_2.$$

Sterjenlardagi kuchlanishlar

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} \quad \text{va} \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A} \quad (e)$$

10-§. Haroratning ta'siri va yig'ishdagi noaniqliklar

1. Harorat zo'riqishlari

Statik aniqlamas tizimning harorat o'zgarishi natijasida vujudga keladigan kuchlanishlar harorat kuchlanishlari deb ataladi.

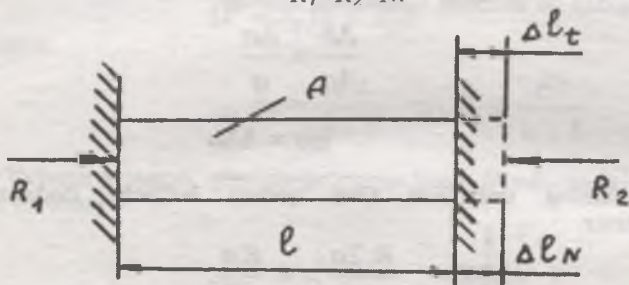
Uzunligi l va ko'ndalang kesim yuzasi A bo'lgan ikki uchidan qisib qo'yilgan, harorati t_1 li sterjenni ko'rib chiqamiz (2.14-rasm). Harorat t_2 gacha ko'tarilganda sterjendagi kuchlanishni topamiz. Agar sterjening bir uchi erkin bo'lsa, harorat o'zgarganda u uzayadi, lekin unda kuchlanish paydo bo'lmaydi. Sterjening ikki uchidan qisib qo'yilgan bo'lsa, R_1 va R_2 zo'riqishlar (reaksiyalar) paydo bo'lib, uni siqadi. Demak, statik aniqlamas tizimlarda harorat o'zgarishi bilan ichki zo'riqishlar paydo bo'ladi.

Endi muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum x = 0; \quad R_1 - R_2 = 0. \quad (a)$$

Natijada, ushbu hosil bo'ladi:

$$R_1 = R_2 = N.$$



2.14-rasm.

Sivuvchi bo'ylama kuch N ning kattaligi noma'lum bo'lib qoladi. Deformatsiyalarning qo'shilishi shartidan uning qiymatini aniqlamiz.

Sterjening haroratdan uzayishi:

$$\Delta l_t = \alpha l (t_2 - t_1) \quad (b)$$

bunda, α — materialning chiziqli kengayish koeffitsiyenti.

Guk qonuni bo'yicha siquvchi kuch N ta'sirida sterjening qisqarishi:

$$\Delta l_N = \frac{Nl}{EA}. \quad (d)$$

Sterjening uchlari qisib qo'yilganligi uchun ular surilmaydi:

$$\Delta l_t = \Delta l_N$$

yoki

$$\alpha l (t_2 - t_1) = \frac{Nl}{EA}. \quad (e)$$

Bundan siquvchi kuch:

$$N = \alpha EA(t_2 - t_1). \quad (f)$$

Sterjendagi kuchlanish:

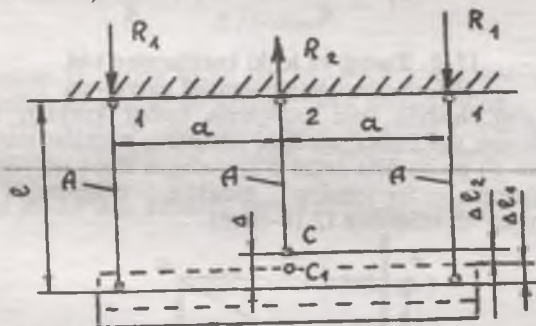
$$\sigma = \frac{N}{A} = \alpha E(t_2 - t_1) \quad (g)$$

Harorat kuchlanishini kamaytirish uchun inshoot qismlarida harorat tirqishlari qoldiriladi.

2. Yig'ishdagi kuchlanishlar

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

Ko'ndalang kesimi yuzasi A li uchta sterjendan va ularga mahkamlangan bikir g'o'lacha (brus) dan iborat hamda undagi o'rtadagi sterjen chetki sterjenzlardan Δ qiymatga kalta bo'lgan sharmirli-sterjeni ko'rib chiqamiz (2.15-rasm).



2.15-rasm.

Inshoot yig'ishda chetki sterjenlarda siquvchi o'rtasidagi sterjenda cho'zuvchi kuchlar paydo bo'ladi, o'rtadagi sterjen uzayadi, chetkilari qisqaradi (tegishli Δl_1 va Δl_2 qiymatlarga). Sterjenlarning simmetriyalik shartidan chetki sterjenlardagi zo'riqishlar bir xil ekanligi kelib chiqadi.

Noma'lum zo'riqishlar R_1 va R_2 ni aniqlash uchun statikani bitta muvozanat tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = 0; \quad R_2 - 2R_1 = 0. \quad (a)$$

Demak, masala bir marta statik aniqlanmaydigan masala ekan. Deformatsiyalarning qo'shilishi shartidan qo'shimcha tenglamani tuzamiz.

$$\Delta = \Delta l_1 + \Delta l_2 \quad (b)$$

Deformatsiyani Guk qonuni bo'yicha ifodalab, quyidagini olamiz.

$$\Delta = \frac{R_1 l}{EA} + \frac{R_2 l}{EA}$$

yoki

$$\Delta EA = R_1 l + R_2 l. \quad (d)$$

Tenglama (a) dan foydalanib, $R_2 = 2R_1$ ni topamiz: R_2 ni tenglama (v) ga qo'yamiz.

$$\Delta EA = R_1 l + 2R_1 l$$

Bundan

$$R_1 = \frac{\Delta EA}{3l} \quad \text{va} \quad R_2 = \frac{2\Delta EA}{3l}. \quad (e)$$

Chetki va o'rta sterjenlarda ta'sir qiladigan bo'ylama kuchlar
 $N_1 = R_1$ va $N_2 = R_2$.

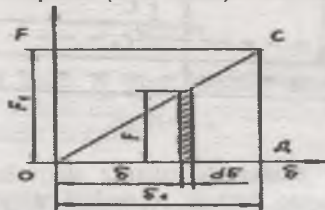
Sterjenlardagi kuchlanishlar:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A} \quad \text{va} \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{A} \quad (f)$$

11-§. Tashqi va ichki kuchlarning ishi.

Deformatsiyaning potensial energiyasi

Sterjen cho'zilganda yoki siqilganda tashqi kuchlar, ish bajaradi. Chunki sterjenning deformatsiyanishi natijasida nuqtalar suriladi. Noldan ma'lum qiymat F_1 gacha asta-sekin o'zgaradigan statik qo'yilgan kuchning ishini aniqlaymiz. Sterjenning elastiklik chegarasida cho'zilish diagrammasini ko'rib chiqamiz (2.16-rasm).



2.16-rasm.

$d\delta$ surilishga sarflangan kuch F ning elementar ishi shtrixlangan qism yuzasi bilan ifodalanadi:

$$dW = F d\delta. \quad (2.38)$$

Guk qonuni bo'yicha surilish δ

$$\delta = \frac{Fl}{EA}$$

bundan:

$$F = \frac{\delta EA}{l} \quad (2.39)$$

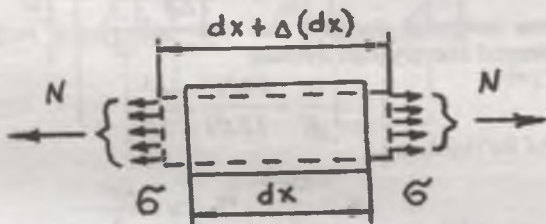
Formula (2.38) da F ni almashtirib, ushbuni olamiz.

$$dW = \frac{EA}{l} \delta \cdot d\delta \quad (2.40)$$

Bu ifodani integrallab, F_l tashqi kuchning to'liq ishini topamiz:

$$W = \frac{EA}{l} \int_0^{\delta_1} \delta d\delta = \frac{EA\delta_1^2}{2l} = \frac{F_l\delta_1}{2} \quad (2.41)$$

Kuchning ishi grafik tarzda uchburchak yuzasi bilan tasvirlanadi.



2.17-rasm.

Statik tashqi kuchning to'liq ishi bu kuch kattaligining u qo'yilgan nuqtaning surilish kattaligiga ko'paytmasining yarmiga teng.

Sterjen cho'zilganda surilishga qarama-qarshi tomonga yo'nalgan ichki elastiklik kuchlari ham ish bajaradi. Shuning uchun ichki kuchlarning ishi manfiy hisoblanadi.

Uzunligi dx bo'lgan element uchun ichki kuchlarning elementar ishi (2.17-rasm).

$$dW_f = -\frac{1}{2} N \Delta(dx) \quad (2.42)$$

bunda, N — bo'ylama kuch
 $\Delta(dx)$ — elementning uzayishi.

Guk qonuniga muvofiq

$$\Delta(dx) = \frac{Ndx}{EA} \quad (2.43)$$

Demak,

$$dW_f = -\frac{1}{2} \frac{N^2 dx}{EA} \quad (2.44)$$

Ichki kuchlarning to'liq ishi

$$W_f = -\int_0^l \frac{N^2 dx}{2EA} \quad (2.45)$$

Ushbu doimiy qiymatlar N , E va A da quyidagiga teng bo'ladi:

$$W_f = -\frac{N^2 l}{2EA} \quad \text{yoki} \quad W_f = -\frac{\Delta l^2 EA}{2l} \quad (2.46)$$

Sterjen elastiklik chegarasida cho'zilganda potensial energiya zapasiga ega bo'ladi va ish bajara oladi. Ichki kuchlar ishiga teng, lekin teskari ishorali kattalik deformatsiyaning potensial energiyasi deb ataladi. U jism deformatsiya jarayonida to'playdigan energiyadan iborat:

$$U = -W_f = \frac{N^2 l}{2EA}$$

Solishtirma potensial energiya deb deformatsiyaning sterjen hajmiga keltirilgan potensial energiyasiga aytiladi:

$$u = \frac{U}{Al} = \frac{N^2 l}{2EA^2 l} = \frac{\sigma^2}{2E}$$

yoki boshqacha ko'rinishda

$$u = \frac{\sigma \mathcal{E}}{2} \quad \text{va} \quad u = \frac{E \epsilon^2}{2} \quad (2.47)$$

SI birliklar tizimida deformatsiyaning potensial energiyasini o'lchash uchun joul (Dj) — 1 m surish uchun 1H kuch bajaradigan ish bilan o'lchanadi. Solishtirma potensial energiya metr kubga joullar (Dj/m³) yoki (Dj/m³) da ifodalanadi.

12-§. Kuchlanishlarning to'planishi haqidagi tushuncha

Cho'zilish va siqilishda normal kuchlanishlarning ko'ndalang kesimda bir tekis taqsimlanishi o'zgarmas kesimli sterjenda yuz beradi.

Sterjen ko'ndalang kesimining shakli biror teshik yoki o'yiqlik bilan ishlansa, kuchlanish oshadi va notekis taqsimlanadi. Sterjenning geometrik shakli keskin o'zgargan joylarda kuchlanishlarning ortish hodisasi kuchlanishlarning to'planishi (konsen-tratsiyasi) deb ataladi.

Kuchlanishlarning to'planish o'choqlari hisoblangan teshiklar, o'yiqlar va hokazolar kuchlanish to'plagichlari deb ataladi. Shu kesimning cheklangan sohasida vujudga keladigan va asosiy kuchlanishlarga qo'shiladigan qo'shimcha kuchlanishlar mahalliy kuchlanishlar deb ataladi. Bu kuchlanishlar oddiy materiallar qarshiligi formulalari bo'yicha kuchlanishlar to'planishlarini hisobga olmay aniqlanadigan nominal kuchlanishlar σ_0 dan katta bo'ladi. To'planish kuchlanishlari nazariy va tajriba usullaridan aniqlanadi.

Dumaloq teshik bilan kuchsizlantirilgan keng sterjen kesimidagi normal cho'zuvchi kuchlanishlarning epurasi 2.18-rasm, a da ko'rsatilgan. Teshik chetlarida paydo bo'ladigan eng katta kuchlanishlar nominal kuchlanishlardan uch marta katta bo'ladi:

$$\sigma_{\max} = 3\sigma_0. \quad (2.48)$$

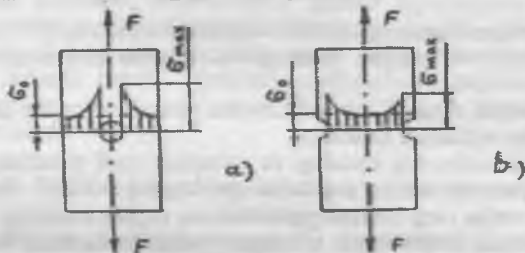
Yarim doyra shaklidagi o'yiqlari bor keng sterjen cho'zilganda o'yiqlar chetida eng katta kuchlanish nominal kuchlanishlardan ikki marta katta bo'ladi (2.18-rasm, b)

$$\sigma_{\max} = 2\sigma_0. \quad (2.49)$$

Nominal kuchlanish kattaligi:

$$\sigma_0 = \frac{F}{A_{\min}}. \quad (2.50)$$

bunda, A_{\min} — kuchsizlangan kesim yuzasi.



2.18-rasm.

Kuchlanishlarning to'planish darajasini to'planish koeffitsiyenti ifodalaydi. Nazariy va samarali to'planish koeffitsiyentlari o'zaro farq qiladi.

Nazariy koeffitsiyent kattaligi detal kuchlanishlar to'plagichining xili va o'lchamlariga, samarali koeffitsiyent esa bunga qo'shimcha ravishda material xossalariga ham bog'liq bo'ladi.

Eng katta (maksimal) kuchlanishning nominal kuchlanishga nisbati kuchlanishlar to'planishining nazariy koeffitsiyenti deb ataladi:

$$K = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}. \quad (2.51)$$

Kuchlanish to'plagichlari materialning mustahkamligini pasaytiradi. Bu tajribada aniqlanadi va kuchlanishlar to'planishining samarali koeffitsiyenti bilan hisobga olinadi. Samarali koeffitsiyent kuchlanishlar to'planishsiz detal mustahkamlik chegarasi σ_u ning biror kuchlanishlar to'plagichlari bor detal mustahkamlik chegarasi σ_u ga nisbatini ifodalaydi:

$$K_\sigma = \frac{\sigma_u}{\sigma_{uq}}. \quad (2.52)$$

Statik yuklardan kuchlanishlarning to'planishi mo'rt va mo'rt-plastik materiallardan yasalgan mashina qismlarini hisoblashda hisobga olinadi. Dinamik og'irliklar ta'sir etadigan hollarda materialning qandayligidan qat'i nazar u hisobga olinadi.

Mashina bo'laklarining loyihalashda iloji boricha chuqur o'yiqlar, teshiklar, kesimlarning keskin o'tishlari kabilardan qochish kerak. Chunki kuchlanishlar to'planishining detallar mustahkamligiga ta'sirini kamaytirish uchun shunday qilish lozim.

III bob. ZO'RIQQAN HOLAT DIAGRAMMASI

Yuk qo'yilgan jismning zarralari orasidagi o'zaro ta'simi uning har bir nuqtasida paydo bo'ladigan normal va urinma kuchlanishlar qiymati ifodalaydi.

Nuqta orqali normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qiladigan juda ko'p yuzachalar o'tkazish mumkin.

Bu kuchlanishlarning kattaligi va yo'nalishi turli yuzachalarda har xil, chunki ular yuzachalarning joylashishiga bog'liq bo'ladi. Bunda urinma kuchlanishlar nolga teng bo'lgan yuzachalarni topish mumkin.

Ko'rilayotgan nuqta orqali o'tadigan barcha yuzachalar bo'yicha ta'sir qiladigan normal va urinma kuchlanishlar shu nuqtadagi zo'riqish holati deb ataladi. Jism nuqtasidagi zo'riqish holatini tahlil qilish uning istalgan yuzasidagi kuchlanishlarni aniqlashga imkon beradi.

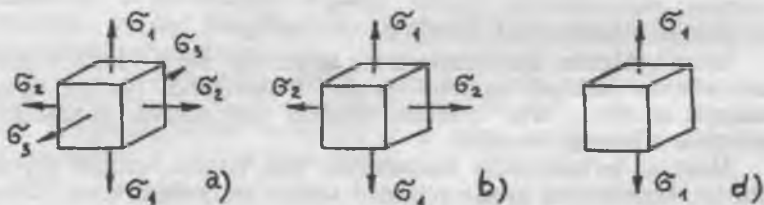
Urinma kuchlanishlar yo'q bo'lgan yuzachalar asosiy yuzachalar deb ataladi. Ularga ta'sir qiladigan normal kuchlanishlar asosiy kuchlanishlar deyiladi.

Jismning ko'rilayotgan nuqta sohasida cheksiz kichik kubcha ko'rinishidagi elementni ajratib olamiz: asosiy yuzachalar uning yon yoqlari xizmatini o'taydi (3.1-rasm, a). Bu yoqlarda uchta asosiy kuchlanish σ_1 , σ_2 va σ_3 ta'sir qiladi. Asosiy kuchlanishlarning ta'sir chiziqlari ayni nuqtadagi zo'riqish holatining uch yo'nalishini belgilaydi. Kuchlanishlar indeksleri quyidagi shartga mos keladi:

$$\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$$

Bunda, σ_1 eng katta asosiy kuchlanish, σ_3 esa eng kichik asosiy kuchlanish (arifmetik kattalik bo'yicha). Masalan, elementar kubcha yoqlaridagi asosiy kuchlanishlar 50 MPa, 20 MPa va -60 MPa, ya'ni $\sigma_1 = 50 \text{ MPa}$, $\sigma_2 = 20 \text{ MPa}$ va $\sigma_3 = -60 \text{ MPa}$.

Muhandislik asosida nuqtadagi kuchlanganlik holatining quyidagi xillari farq qilinadi:



3.1-rasm.

- a) hajmiy (uch o'qli) — uchta asosiy kuchlanish noldan farqli, ya'ni $\sigma_1 \neq 0$, $\sigma_2 \neq 0$ va $\sigma_3 \neq 0$ (3.1-rasm, a);
 b) yassi (ikki o'qli) — ikkita asosiy kuchlanish noldan farqli, ya'ni $\sigma_1 \neq 0$, $\sigma_2 \neq 0$ va $\sigma_3 = 0$; (3.1-rasm, b);
 d) chiziqli (bir o'qli) — bitta asosiy kuchlanish noldan farqli, ya'ni $\sigma_1 \neq 0$, $\sigma_2 = 0$ va $\sigma_3 = 0$ (3.1-rasm, d).

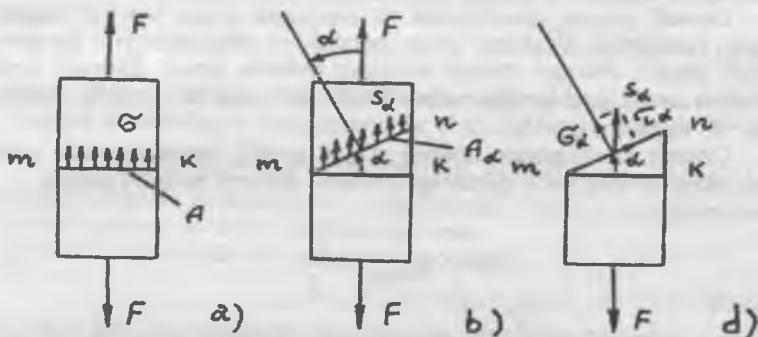
Misollar keltiramiz. Shesterniyalar tishlari tegishadigan joyda ajratilgan element hajmiy kuchlanish holati sharoitida turadi. Ichki bosim ta'sir qiladigan silindrik qozon devoridan qirqib olingan material elementi yassi zo'riqqan holatda turadi. Markaziy cho'zilish va siqilishda elementning chiziqli zo'riqish holati yuz beradi. Keyingi ikki zo'riqish holati amalda keng qo'llaniladi.

1-§. Chiziqli zo'riqish holatida qiya yuzalar bo'yicha kuchlanishlar

Cho'zilish va siqilishga sterjenning mustahkamligini baholash uchun faqat ko'ndalang kesim tekisligidagi kuchlanishlarni emas, balki istalgan qiya tekislikdagi kuchlanishlarni ham bilish kerak. F kuch cho'zayotgan sterjenning qiya kesimi bo'yicha kuchlanishlarni aniqlaymiz: (3.2-rasm, a). Unga o'tkazilgan normal sterjen o'qi yo'nalishi bilan α burchakni tashkil qiladi. Burchak hisobla-rining musbat yo'nalishi sifatida soat miliga teskari yo'nalishni olamiz.

Ko'ndalang kesim m dagi normal kuchlanish:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (3.1)$$



3.2-rasm

Qiya tekislik mn da kuchlanish σ ga parallel bo'lgan tekis taqsimlangan to'liq kuchlanish S_α lar (3.2-rasm, b) ta'sir qiladi:

$$S_{\alpha} = \frac{F}{A_{\alpha}}, \quad (3.2)$$

Qiya tekislik yuzasi $A_{\alpha} = \frac{A}{\cos \alpha}$ bo'lgani uchun

$$S_{\alpha} = \frac{F \cos \alpha}{A} = \sigma \cdot \cos \alpha. \quad (3.3)$$

Biror nuqtadagi to'liq normal yo'nalishga va qiya tekisligiga proeksiyalab (3.2-rasm, d) shu kesimdagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash formulalarini hosil qilamiz:

$$\sigma_{\alpha} = S_{\alpha} \cos \alpha = \sigma \cos^2 \alpha. \quad (3.4)$$

$$\tau_{\alpha} = S_{\alpha} \sin \alpha = \sigma \cos \alpha \cdot \sin \alpha = \frac{\sigma}{2} \sin 2\alpha \quad (3.5)$$

Ko'rinib turibdiki, kuchlanishlar qiymati qiya tekislikning α burchak bilan belgilanadigan vaziyatiga bog'liq ekan.

Eng katta normal kuchlanishlar sterjenning ko'ndalang kesimida ta'sir qiladi: $\alpha=0$ da kuchlanish $\sigma_{\max}=\sigma$, urinma kuchlanish $\tau_{\alpha}=0$. Agar $\alpha=90^0$ burchak bo'lsa, kuchlanishlar $\sigma_{\alpha}=0$ va $\tau_{\alpha}=0$, ya'ni sterjenning bo'ylama kesimlarida normal va urinma kuchlanishlar bo'lmaydi.

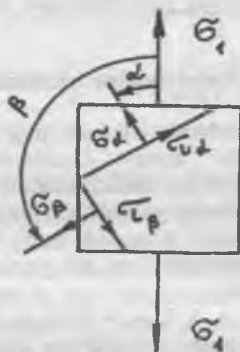
Demak, sterjen cho'zilganda va siqilganda uning har bir nuqtasida asosiy yuzachalar bo'ylama o'qqa parallel va perpendikular. Sterjendan qirqib olingan element chiziqli zo'riqish holatida turadi. Element yoqlari bo'yicha asosiy kuchlanishlar cho'zilishda $\sigma_1=\sigma$, $\sigma_2=0$ va $\sigma_3=0$, siqilishda $-\sigma_1=0$, $\sigma_2=0$ va $\sigma_3=-\sigma$.

Urinma kuchlanishlar sterjen o'qiga $\alpha=45^0$ burchak ostida yotgan qiya tekislikda eng katta qiymatiga erishadi. $\sin 2\alpha=1$ bo'lgani uchun

$$\tau_{\alpha \max} = \frac{\sigma}{2}. \quad (3.6)$$

Qiya tekislikda ta'sir qiladigan normal va urinma kuchlanishlar uchun quyidagi ishoralar qoidasi belgilanadi. Agar normal kuchlanish cho'zuvchi bo'lsa musbat, agar siquvchi bo'lsa manfiy bo'ladi. Urinma kuchlanish soat mili bo'yicha 90^0 burchak burilgan tashqi normal yo'nalishiga mos kelsa musbat, agar aksincha bo'lsa manfiy bo'ladi.

Chiziqli zo'riqish holatidagi elementning ikki o'zaro perpendikular yuzachalarida normal va urinma kuchlanishlarni aniqlaymiz (3.3-rasm).



3.3-rasm.

α burchak ostida qiya yotgan yuzachada (3.4) va (3.5) formulalar bo'yicha $\sigma_1 = \sigma$ ni hisobga olib, ushbularni hosil qilamiz:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha \quad (3.7)$$

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1}{2} \sin^2 \alpha. \quad (3.8)$$

$\beta = \alpha + 90^\circ$ burchak ostida qiya yotgan yuzachada, (3.7, 3.8) formulalardan foydalanib, quyidagilarni hosil qilamiz:

$$\sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \beta = \sigma_1 \cos^2 (\alpha + 90^\circ) = \sigma_1 \sin^2 \alpha \quad (3.9)$$

va

$$\tau_\beta = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) = -\frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.10)$$

Hosil qilingan formulalardan ikkita xulosa kelib chiqadi.

Normal kuchlanishlar formulalarini qo'shib, ushbuni topamiz:

$$\sigma_\alpha + \sigma_\beta = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_1 \sin^2 \alpha = \sigma_1 \quad (3.11)$$

ya'ni ikki o'zaro perpendikular yuzachalarda normal kuchlanishlar yig'indisi o'zgarmas va asosiy kuchlanishga teng.

Urinma kuchlanishlar formulalarini qiyoslasak:

$$\tau_\alpha = -\tau_\beta, \quad (3.12)$$

ya'ni ikki o'zaro perpendikular yuzachalarda urinma kuchlanishlar qiymat jihatdan teng va ishora jihatidan qarama-qarshiligi kelib chiqadi. Bu xossa urinma kuchlanishlarning juftlik qonuni deb ataladi.

Chiziqli zo'riqish holatini tadqiq qilib, shunday xulosaga kelish mumkinki, markaziy cho'zilish (siqilish)da sterjen yo eng katta normal kuchlanish ta'sirida ko'ndalang kesim bo'yicha uzilib yoki eng katta urinma kuchlanish ta'sirida 45° burchak ostidagi qiya tekislik bo'yicha silish yo'li bilan yemirilishi mumkin. Uzilishdan yemirilish mo'rt yemirilish,

katta qoldiq deformatsiya bilan yuz beradigan silijishdan yemirilish plastik yemirilish deb ataladi.

2-§. Tekis kuchlanganlik holatida qiya tekisliklar bo'yicha kuchlanishlar

Tekis kuchlanganlik holatida elementning ikki o'zaro perpendikular (tik) yuzachalari bo'yicha asosiy kuchlanishlar ta'sir qiladi. Bu kuchlanganlik holatining quyidagi turlari mavjud:

a) ikki o'zaro perpendikular yo'nalishlar bo'yicha ikki o'qli cho'zilish:

$$\sigma_1 > 0, \sigma_2 > 0 \text{ va } \sigma_3 = 0;$$

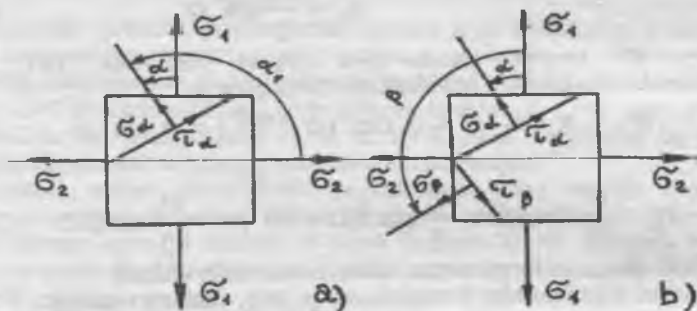
b) bir yo'nalishda cho'zilgan va bir yo'nalishda siqilgan ikki o'qli aralash kuchlanganlik holati:

$$\sigma_1 > 0, \sigma_2 = 0 \text{ va } \sigma_3 < 0;$$

d) ikki o'zaro perpendikular yo'nalishda ikki o'qli siqilish:

$$\sigma_1 = 0, \sigma_2 < 0 \text{ va } \sigma_3 < 0.$$

Endi tekis kuchlanganlik holatidagi material elementini ko'rib chiqamiz (3.4-rasm, a). Elementning yon yoqlari bo'yicha musbat asosiy kuchlanishlar: σ_1 va σ_2 ta'sir qiladi, bunda $\sigma_1 > \sigma_2$. Qiy: yuzachadagi kuchlanishlarni aniqlaymiz: bu yuzachaga o'tkazilgan normal algebraik jihatdan eng katta asosiy kuchlanish σ_1 yo'nalishida α burchak hosil qiladn. Musbat burchak α soat miliga teskari hisoblanadi.



3.4-rasm.

Kuchlanishlar σ_1 va σ_2 ta'sirida qiya yuzachada normal σ_α va urinma τ_α kuchlanishlar vujudga keladi. Kuchlar ta'sirining mustaqillik qoidasidan foydalanib, $\alpha_1 = \alpha + 90^\circ$ burchak ekanligini hisobga olib, formulalar (3.4) va (3.5) bo'yicha shu kuchlanishlar qiymatini topamiz:

Normal kuchlanish:

$$\begin{aligned} \sigma_\alpha &= \sigma'_\alpha + \sigma''_{\alpha_1} = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha_1 = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 (\alpha + 90^\circ) = \\ &= \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha. \end{aligned} \quad (3.13)$$

Urinma kuchlanish

$$\begin{aligned}\tau_{\alpha} &= \tau'_{\alpha} + \tau''_{\alpha} = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\alpha_1 = \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha + \frac{\sigma_2}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) = \quad (3.14) \\ &= \frac{\sigma_1}{2} \sin 2\alpha - \frac{\sigma_2}{2} \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha.\end{aligned}$$

Formulalarda σ'_{α} va $\tau'_{\alpha} - \sigma_1$ ta'sirida vujudga kelgan kuchlanishlar, σ''_{α} va $\tau''_{\alpha} - \sigma_2$ ta'sirida vujudga kelgan kuchlanishlar.

Normal va urinma kuchlanishlar yuzachaning qiyalik burcha-giga bog'liq bo'ladi. Normal kuchlanishlarning ekstremal (eng past yoki eng yuqori) qiymatlari asosiy kuchlanishlar hisoblanadi. $\alpha=0$ da eng katta kuchlanish $\sigma_{\max}=\sigma_1$, $\alpha=90^\circ$ da eng past kuchlanish $\sigma_{\min}=\sigma_2$ kuzatiladi.

Urinma kuchlanishlarning eng katta qiymati $\alpha=45^\circ$ burchak ostidagi qiya yuzachaga to'g'ri keladi: ular asosiy kuchlanishlarning yarmiga teng

$$\tau_{\alpha \max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2}. \quad (3.15)$$

Tekis kuchlanganlik holatida elementning o'zaro perpendikular yuzachasidagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlaymiz (3.4-rasm,b). Formulalar (3.13) va (3.14) dan foydalanib, ularni α burchakni $\beta=\alpha+90^\circ$ burchak bilan almashtirib, normal kuchlanishni

$$\begin{aligned}\sigma_{\beta} &= \sigma_1 \cos^2 \beta + \sigma_2 \sin^2 \beta = \sigma_1 \cos^2(\alpha + 90^\circ) + \sigma_2 \sin^2(\alpha + 90^\circ) = \\ &= \sigma_1 \sin^2 \alpha + \sigma_2 \cos^2 \alpha.\end{aligned}$$

(3.16)

va urinma kuchlanishni

$$\tau_{\beta} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\beta = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2(\alpha + 90^\circ) = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha. \quad (3.17)$$

topamiz:

Formulalar σ_{α} va σ_{β} ni qo'shib,

$$\sigma_{\alpha} + \sigma_{\beta} = \sigma_1 + \sigma_2 = \text{const} \quad (3.18)$$

ni topamiz, ya'ni ikki o'zaro perpendikular yuzachalaridagi normal kuchlanishlar yig'indisi o'zgarmas va asosiy kuchlanishlar yig'indisiga teng.

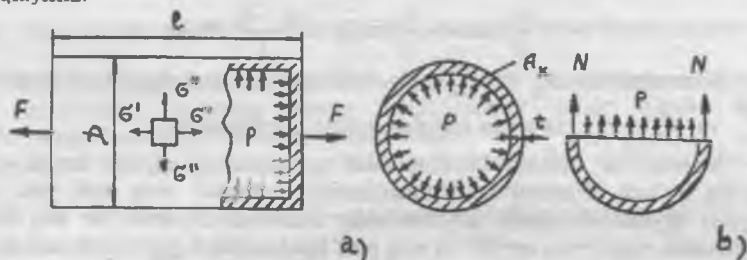
Formulalar τ_{α} va τ_{β} ni qiyoslab, urinma kuchlanishlarning juftlik qonunini olamiz: $\tau_{\alpha} = -\tau_{\beta}$.

Yassi kuchlanganlik holatining xususiy holini aytib o'tish kerak: $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$ da tekshirilayotgan nuqtadan o'tadigan barcha yuzachalarda urinma kuchlanish bo'lmaydi, normal kuchlanish esa σ ga teng bo'ladi. Bunday kuchlanganlik holati bir tekis cho'zilish (siqilish) deb ataladi.

3-§. Yupqa devorli silindrsimon qozonni hisoblash

Yassi zo'riqish holatiga misol sifatida silindrsimon qozon devorini hisoblashni ko'rib chiqamiz (3.5-rasm, a). Qozonning yon devorlari va tubiga tekis tarqalgan ichki bosim p ta'sir qiladi. Qozon diametri D , uzunligi l va devorining qalinligi t . Yupqa devorli qozonlarda devor

qalinligi t diametri D ga nisbatan kamida 20 marta kichik bo'ladi. Qozon devorining ko'ndalang va bo'ylama kesimlaridagi kuchlanishlarni aniqlaymiz.



3.5-rasm.

Qozon tubiga ta'sir qiladigan va silindrsimon qismining yasovchilari bo'ylab cho'zadigan kuchlar:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \rho. \quad (3.19)$$

Qozonning halqasimon ko'ndalang kesimi yuzasi:

$$A_k = \pi D t. \quad (3.20)$$

Qozon ko'ndalang kesimlaridagi normal kuchlanish:

$$\sigma' = \frac{F}{A_k} = \frac{\pi D^2 p}{4 \pi D t} = \frac{D p}{4 t}. \quad (3.21)$$

Bo'ylama kesimlardagi kuchlanishlarni aniqlash uchun qozonni diametral tekislik bilan kesamiz va uning yuqori qismini tashlab yuboramiz (3.5-rasm, b). Qozonning diametral tekisligiga bosim p ta'sir qiladi, u qozonni yasovchilarga perpendikular yo'nalishda cho'zadigan kuchlar N bilan muvozanatlashadi. Muvozanatlik shartidan kelib chiqib, quyidagini olamiz: undan

$$N = \frac{D l \rho}{2}. \quad (3.22)$$

Qozon devorining yasovchilar bo'ylab yuzasi:

$$A = l t. \quad (3.23)$$

Qozonning bo'ylama kesimlaridagi normal kuchlanish:

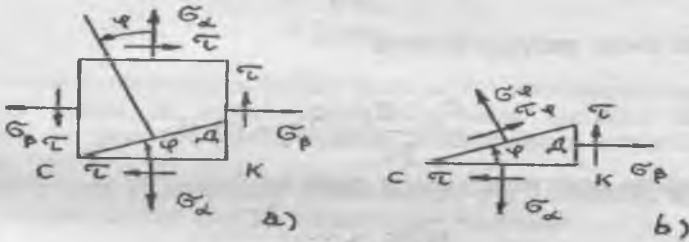
$$\sigma'' = \frac{N}{A} = \frac{D \rho l}{2 l t} = \frac{D \rho}{2 t}. \quad (3.24)$$

Ko'rinib turibdiki, qozonning bo'ylama kesimlaridagi kuchlanishlar ko'ndalang kesimlaridagiga qaraganda ikki marta katta ekan. Qozon devoridagi asosiy kuchlanishlar:

$$\sigma_1 = \sigma''; \quad \sigma_2 = \sigma'; \quad \sigma_3 = 0.$$

4-§. Asosiy yuzachalarning vaziyatini va asosiy kuchlanishlarni aniqlash

Olingan formulalar (3.13—3.14) berilgan asosiy kuchlanishlar bo'yicha qiya yuzachalardagi normal va urinma kuchlanishlarni aniqlash yassi kuchlanganlik holatiga oid bevosita masalalarni hal qilish uchun ishlatiladi. Element yoqlaridagi ma'lum kuchlanishlar σ_α , σ_β , τ_α va τ_β bo'yicha teskari masalani yechamiz; bunda yuzachalarning asosiy kuchlanishlari va vaziyatlarini aniqlash kerak (3.6-rasm, a). Bunda $\sigma_\alpha > \sigma_\beta$ va $\tau_\alpha = -\tau_\beta = \tau$.



3.6-rasm.

Elementdan qirqib olingan uch yoqli prizma CDK ning muvozanatini ko'rib chiqamiz (3.6-rasm, b). Yuzachaning musbat qiyalik burchagi φ eng katta kuchlanishning soat miliga teskari yo'nalishi bilan hisoblanadi.

Prizma qiya yog'ining yuzasini dA orqali belgilaymiz. Ravshanki, vertikal yoqning yuzasi $dA \sin \varphi$, gorizontalniki $dA \cos \varphi$, qiya yuzachaning normal σ_φ va urinma τ_φ kuchlanishini aniqlaymiz. Normalning qiya yuzachaga yo'nalishi bo'yicha normal kuch $\sigma_\varphi dA$ uning tekisligi bo'yicha τdA ta'sir qiladi. Prizmaning gorizontal va vertikal yuzachalarida tegishli normal kuchlar $\sigma_\alpha dA \cos \varphi$ va $\sigma_\beta dA \sin \varphi$, shuningdek, urinma kuchlar $\tau dA \cos \varphi$ va $\tau dA \sin \varphi$ ta'sir qiladi.

Kuchni normal yo'nalishga proektsiyalab, ushuni olamiz:

$$\begin{aligned} \sigma_\varphi dA - (\sigma_\alpha dA \cos \varphi) \cos \varphi + (\tau dA \cos \varphi) \sin \varphi + \\ (\tau dA \sin \varphi) \cos \varphi - (\sigma_\beta dA \sin \varphi) \sin \varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Kuchni qiya yuzacha tekisligiga proektsiyalab, ushuni olamiz:

$$\begin{aligned} \tau_\varphi dA - (\sigma_\alpha dA \cos \varphi) \sin \varphi - (\tau dA \cos \varphi) \cos \varphi + (\tau dA \sin \varphi) \sin \varphi + \\ (\sigma_\beta dA \sin \varphi) \cos \varphi = 0. \end{aligned} \quad (3.26)$$

dA ni qisqartirib, qo'sh burchaklar funksiyasini kiritib, qiya yuzachadagi normal va urinma kuchlanishlarni topamiz:

$$\sigma_\varphi = \sigma_\alpha \cos^2 \varphi + \sigma_\beta \sin^2 \varphi - \tau \sin 2\varphi \quad (3.27)$$

va

$$\tau_\varphi = \frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2} \sin 2\varphi + \tau \cos 2\varphi. \quad (3.28)$$

Bu kuchlanishlar yuzachaning qiyalik burchagiga bog'liq.

Eng katta yoki eng kichik normal kuchlanishlar vujudga keladigan asosiy yuzachalarning φ_0 burchak bilan aniqlanadigan vaziyatini topish uchun bu yuzacha urinma kuchlanishlar formulasi (3.28) ni nolga tenglashtiramiz:

$$\frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2} \sin 2\varphi_0 + \tau \cos 2\varphi_0 = 0.$$

Bu ifodani $\cos 2\varphi_0$ ga bo'lamiz:

$$\frac{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}{2} \operatorname{tg} 2\varphi_0 + \tau = 0,$$

bundan asosiy yuzachalarning qiyalik burchagi:

$$\operatorname{tg} 2\varphi_0 = -\frac{2\tau}{\sigma_\alpha - \sigma_\beta}. \quad (3.29)$$

Asosiy kuchlanishlar qiymatlarini topish uchun formula (3.29) dagi burchak qiymatini normal kuchlanishlar formulasi (3.27) ga qo'yamiz. Bu formulada trigonometrik funksiyalarni oldindan qo'sh burchak tangensi orqali ifodalaymiz. Oraliq ifodalarni tashlab yuborib, asosiy kuchlanishlarni hisoblash formulasini hosil qilamiz:

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau^2}. \quad (3.30)$$

Kuchlanishlar σ_α va σ_β dan biri nolga teng bo'lsa:

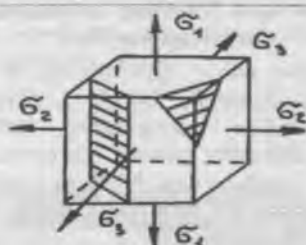
$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}. \quad (3.31)$$

Asosiy kuchlanishlar

$$\sigma_1 = \sigma_{\max}; \quad \sigma_3 = \sigma_{\min}.$$

5-§. Hajmiy zo'riqish holatidagi qiya yuzachalar bo'yicha kuchlanishlar

Hajmiy zo'riqish holatida element yoqlariga uchta asosiy kuchlanish σ_1 , σ_2 va σ_3 ta'sir qiladi (3.7-rasm).



3.7-rasm.

Element asosiy kuchlanishlaridan biriga parallel yuzachalarida vujudga keladigan normal va urinma kuchlanishlar uning qiymatiga bog'liq bo'lmaydi va yassi zo'riqqanlik holatida foydalanadigan formulalardan topiladi.

Uchta asosiy kuchlanishlarni kesib o'tadigan qiya yuzachadagi normal va urinma kuchlanishlar quyidagi formulalardan aniqlanadi:

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_1 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3 \cos^2 \alpha_3 \quad (3.32)$$

va

$$\tau_{\alpha} = \sqrt{\sigma_1^2 \cos^2 \alpha_1 + \sigma_2^2 \cos^2 \alpha_2 + \sigma_3^2 \cos^2 \alpha_3 - \sigma_{\alpha}^2} \quad (3.33)$$

bunda, α_1 , α_2 va α_3 ko'rilayotgan yuzachaga o'tkazilgan normal bilan tegishli kuchlanishlar σ_1 , σ_2 , va σ_3 yo'nalishlari orasida hosil bo'ladigan burchaklar.

Elementning istalgan yuzachasidagi normal kuchlanishlar eng katta σ_1 va eng kichik σ_3 kuchlanishlar orasidagi qiymatlarga ega.

Teng qiyalik yoki oktaedrik yuzachalar uchun $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \alpha$; $\cos^2 \alpha_1 + \cos^2 \alpha_2 + \cos^2 \alpha_3 = 1$ ligini hisobga olib, $\cos^2 \alpha = \frac{1}{3}$ ga ega bo'lamiz.

Hajmiy zo'riqqanlik holatidagi bunday yuzachada normal va urinma kuchlanishlar ushbuga teng:

$$\sigma_{oct} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.34)$$

va

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (3.35)$$

Asosiy kuchlanishlar σ_1 va σ_3 dan eng kattasi va eng kichigi 45° burchak ostida qiya yuzachaga ta'sir qiladigan eng katta urinma kuchlanish ularning ayirmasining yarmiga teng:

$$\tau_{\alpha \max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}. \quad (3.36)$$

6-§. Hajmiy va tekis zo'riqish holatidagi deformatsiyalar va kuchlanishlar orasidagi bog'liqlik

Bog'liqlikni chiqarish uchun qirralarining $a \cdot b \cdot c$ bo'lgan va shu qirralariga asosiy kuchlanishlar σ_1 , σ_2 va σ_3 ta'sir qiladigan (3.8-rasm) parallelopiped ko'rinishidagi elementning deformatsiya-sini ko'rib chiqamiz. $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 > 0$ deb faraz qilamiz. Deformatsiya natijasida element qirralarining uzunligi o'zgarib, $a + \Delta a$, $b + \Delta b$ va $s + \Delta s$ ga teng bo'lib qoladi. Asosiy kuchlanishlar ta'siri yo'nalishidagi nisbiy deformatsiyalar asosiy nisbiy deformatsiyalar deb ataladi, ular:

$$\varepsilon_1 = \frac{\Delta a}{a}, \quad \varepsilon_2 = \frac{\Delta b}{b} \quad \text{va} \quad \varepsilon_3 = \frac{\Delta c}{c} \quad (3.37)$$

ga teng.

Bu deformatsiyalarning qiymati asosiy kuchlanishlar σ_1 , σ_2 va σ_3 ga bog'liq. Kuchlar ta'sirining mustaqilligi qoidasi asosida asosiy nisbiy deformatsiya ε_1 kattaligi quyidagi tenglik tarzida yoziladi:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_1' + \varepsilon_1'' + \varepsilon_1''' \quad (3.38)$$

bunda, ε_1' — kuchlanish σ_1 ta'sirida vujudga kelgan, σ_1 yo'nalishidagi nisbiy bo'ylama deformatsiya;

ε_1'' va ε_1''' — kuchlanishlar σ_2 va σ_3 ta'sirida vujudga kelgan σ_1 yo'nalishidagi nisbiy ko'ndalang deformatsiya.

Guk qonunidan hamda markaziy cho'zilish va siqilishdagi ko'ndalang va bo'ylama deformatsiyalarning o'zaro bog'liqliklaridan foydalanib, quyidagini topamiz:

$$\varepsilon_1' = \frac{\sigma_1}{E}, \quad \varepsilon_1'' = -\nu \frac{\sigma_2}{E} \quad \text{va} \quad \varepsilon_1''' = -\nu \frac{\sigma_3}{E} \quad (3.39)$$

Nisbiy deformatsiyalarni qo'shib ushbuni olamiz

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \nu \frac{\sigma_2}{E} - \nu \frac{\sigma_3}{E}. \quad (3.40)$$

Asosiy nisbiy deformatsiyalar ε_2 va ε_3 ni ham shunday aniqlaymiz va uzil-kesil quyidagilarga ega bo'lamiz:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)]; \\ \varepsilon_2 &= \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)]; \\ \varepsilon_3 &= \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)]. \end{aligned} \quad (3.41)$$

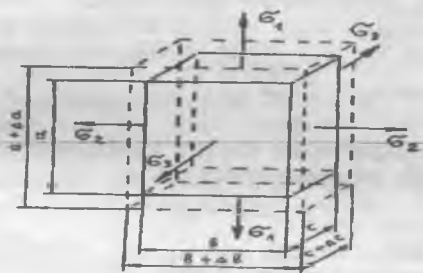
Hosil bo'lgan formulalar hajmiy zo'riqqanlik holatidagi asosiy nisbiy deformatsiyalar bilan asosiy kuchlanishlar orasidagi bog'liqlikni ifodalaydi va Gukning umumlashgan qonuni deyiladi.

Asosiy kuchlanish $\sigma_3=0$ deb olib, tekis kuchlanganlik holati uchun Gukning umumlashgan qonunini olamiz:

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \nu \frac{\sigma_2}{E}; \quad \varepsilon_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \nu \frac{\sigma_1}{E}; \quad \varepsilon_3 = -\nu \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\nu \sigma_2}{E} \quad (3.42)$$

7-§. Hajmiy zo'riqish holatida hajmning o'zgarishi va solishtirma potensial energiya

Hajmiy zo'riqish holatidagi parallelepipedning (3.8-rasm), hajmi o'zgarishini aniqlaymiz. Deformatsiyaga qadar parallelepipedning hajmi:



3.8-rasm.

$$V = abc. \quad (3.43)$$

Deformatsiyadan so'ng uning hajmi:

$$V_1 = (a + \Delta a)(b + \Delta b)(c + \Delta c) = abc \left(1 + \frac{\Delta a}{a}\right) \left(1 + \frac{\Delta b}{b}\right) \left(1 + \frac{\Delta c}{c}\right) = \quad (3.44)$$

$$= V(1 + \varepsilon_1)(1 + \varepsilon_2)(1 + \varepsilon_3).$$

Hisoblashda kichik hosilalar ε_1 , ε_2 va ε_3 ni hisobga olmay, quyidagini hosil qilamiz:

$$V_1 = V(1 + \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3). \quad (3.45)$$

Hajmning nisbiy o'zgarishi

$$\theta = \frac{V_1 - V}{V} = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3. \quad (3.46)$$

ε_1 , ε_2 va ε_3 larni almashtirsak, ushbu hosil bo'ladi.

$$\theta = \frac{1 - 2\nu}{E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3). \quad (3.47)$$

Bu formuladan ma'lumki, Puasson koeffitsiyenti qiymati 0,5 dan ortiq bo'lishi mumkin emas. Uch o'qli cho'zilishda element hajmi ortishi, ya'ni albatta $\theta > 0$ bo'lishi kerak. Buning uchun $(1 - 2\nu) > 0$ bo'lishi lozim, chunki bu holda asosiy kuchlanishlar musbat. Agar $\nu = 0,5$ bo'lsa, hajm o'zgarmaydi.

Hajmiy zo'riqish holatida deformatsiyaning solishtirma potensial energiyasi (2.47) ifoda va kuchlar ta'sirining mustaqilligi qoidasi asosida aniqlanadi.

$$u = \frac{\sigma_1 \varepsilon_1}{2} + \frac{\sigma_2 \varepsilon_2}{2} + \frac{\sigma_3 \varepsilon_3}{2}. \quad (3.48)$$

Gukning umumlashgan qonunidan foydalanib, ushbuni olamiz:

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (3.49)$$

Element deformatsiyalanganda faqat uning hajmi emas, shakli ham o'zgaradi. To'liq solishtirma potensial energiya ikki qismdan iborat:

$$u = u_v + u_d \quad (3.50)$$

bunda, u_v — hajm o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya; u_d — shakl o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya.

Shakli o'zgarmagani holda element to'playdigan hajm o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$u_v = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2. \quad (3.51)$$

Hajmi o'zgarmagan holda element to'playdigan shakl o'zgarishdagi solishtirma potensial, energiya quyidagiga teng:

$$u_d = u - u_v. \quad (3.52)$$

u va u_v larni formula (3.52) ga qo'ygandan va keyingi almashtirishlardan so'ng quyidagini olamiz:

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3). \quad (3.53)$$

$\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ dagi chiziqli zo'riqish holatida quyidagilarga ega bo'lamiz:

$$u_v = \frac{1-2\nu}{6E} \sigma_1^2 \quad \text{va} \quad u_d = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_1^2$$

IV bob. MUSTAHKAMLIK NAZARIYALARI

Mexanik sinovlarda bir o'qli cho'zilish (siqilish) sharoitida materialning xavfli holatini ifodalaydigan kuchlanish yuz beradi. Plastik materialning cho'zilishdagi xavfli holati deganda, yalpi qoldiq deformatsiyalarning paydo bo'lishi tushuniladi. Mo'rt materialning xavfli holati yemirilish oldidan darzlar paydo bo'lishi bilan ifodalanadi. Plastik materiallarda xavfli holat yuz berganda ko'ndalang kesimlardagi normal kuchlanishlar oquvchanlik chegarasiga, mo'rt materiallarda esa mustahkamlik chegarasiga etadi. Agar haqiqiy kuchlanish yo'l qo'yiladigan qiymatdan oshma-sa, bir o'qli cho'zilish (siqilish)da materialning mustahkamligi ta'minlanadi.

Hajmiy zo'riqish holatida xavfli holatning vujudga kelishi asosiy kuchlanishlar σ_1 , σ_2 va σ_3 ning nisbatiga bog'liq. Tajribalarning qiyinligi va xavfli holatni vujudga keltiradigan asosiy kuchlanishlar nisbatining ko'pligi materialning mustahkamligini sinashni qiyinlashtiradi.

Hajmiy zo'riqish holatida bir o'qli cho'zilish (siqilish)da hosil qilingan chegaraviy, kuchlanishlardan foydalanish uchun materialning xavfli holatga o'tish jarayoniga biror omilning ko'proq ta'sir qilishi haqidagi bir qator faraz taklif qilingan. Hisoblar uchun qabul qilingan farazlar mustahkamlik nazariyalari deb ataladi.

Materialning mustahkamligini baholash uchun farazlardan foydalanishning mohiyati hajmiy yoki yassi zo'riqish holatini bir xil xavfli chiziqli zo'riqish holati bilan almashtirishga asoslanadi. Bunda asosiy kuchlanishlar ekvivalent (keltirilgan) kuchlanish σ_{red} bilan almashtiriladi. Materialning biror nuqtalari mustahkamligi ekvivalent kuchlanishlarni ruxsat etilgan kuchlanishlar bilan qiyoslab baholanadi.

Har xil mustahkamlik nazariyalari bo'yicha hisoblashlarda olingan natijalar ko'pincha bir-biriga to'g'ri kelmaydi. Shuning uchun hisoblashlarni tajribalar tasdiqlaydigan mustahkamlik nazariyasi bo'yicha olib borish kerak.

1-§. Eng katta normal kuchlanishlar nazariyasi (birinchi mustahkamlik nazariyasi)

Eng katta normal kuchlanishlar nazariyasini XVIII asrda G. Galiley taklif qilgan. Bu nazariyaga muvofiq materialning xavfli holati eng katta yoki eng kichik asosiy kuchlanishlar chegaraviy qiymatiga yetganda yuz beradi deb taxmin qilinadi, chegaraviy qiymat bir o'qli cho'zilish yoki siqilishga doir tajribalardan aniqlanadi.

Mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda yoziladi:

$$\sigma_1 \leq \sigma_{adm, t} \quad \text{yoki} \quad \sigma_3 \leq \sigma_{adm, c} \quad (4.1)$$

Ekivalent kuchlanish asosiy kuchlanishlardan biriga teng:

$$\sigma_{red}^I = \sigma_1 \quad \text{yoki} \quad \sigma_{red}^I = \sigma_3. \quad (4.2)$$

Mazkur mustahkamlik nazariyasining kamchiligi shundaki, unda boshqa ikki asosiy kuchlanishning ta'siri hisobga olinmaydi. Plastik materiallar uchun birinchi mustahkamlik nazariyasi tajribalarda tasdiqlanmaydi. Bu mustahkamlik nazariyasi ancha mo'rt materiallar (g'isht, beton, tosh)ning mustahkamligini tekshirganda qoniqarli natija beradi. Hozir bu usul qo'llanilmaydi.

2-§. Eng katta chiziqli deformatsiyalar nazariyasi (ikkinchi mustahkamlik nazariyasi)

Bu nazariyani 1682-yilda E.Mariott yaratgan. Murakkab kuchlangan inshootdagi xavfli holat, undagi eng katta nisbiy deformatsiya bir o'qli cho'zilish yoki siqilish uchun qabul qilingan ma'lum chegaraviy nisbiy deformatsiyaga tenglashgan paytda hosil bo'ladi.

Mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishni oladi.

$$\varepsilon_{max} \leq \varepsilon_{adm} \quad (4.3)$$

Hajmiy zo'riqish holatida eng katta chiziqli deformatsiya algebraik kattalik bo'yicha ε_1 hisoblanadi.

Gukning umumlashgan qonunidan foydalanib, ushuni olamiz:

$$\varepsilon_{max} = \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad (4.4)$$

Yo'l qo'yiladigan nisbiy deformatsiya:

$$\varepsilon_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{E}. \quad (4.5)$$

Mustahkamlik sharti uzil-kesil ko'rinishda bo'ladi:

$$\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3) \leq \sigma_{adm}. \quad (4.6)$$

Ikkinchi mustahkamlik nazariyasiga ko'ra, ekivalent kuchlanish:

$$\sigma_{red}^{II} = \sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3). \quad (4.7)$$

E. Mariott yaratgan mustahkamlik nazariyasi barcha uch asosiy kuchlanishni hisobga oladi. Biroq tajribalar shuni ko'rsatadiki, bu nazariya ko'pchilik materiallar uchun yaramas ekan, shuning uchun u amaliy maqsadlarda deyarli ishlatilmaydi. Mo'rt materiallar uchun bu nazariya o'rtacha natijani beradi.

3-§. Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi (uchinchi mustahkamlik nazariyasi)

Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasini 1773-yilda Sh.Kulon taklif qilgan. Bu nazariyaga muvofiq, materialning xavfli holati bir o'qli cho'zilishda aniqlangan chegaraviy qiymatli eng katta kuchlanishlar ta'sirida yuz beradi.

Mustahkamlik chegarasi quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{adm} \quad (4.8)$$

Hajmiy zo'riqish holatidagi eng katta urinma kuchlanish:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2}. \quad (4.9)$$

Yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanish:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2}. \quad (4.10)$$

Mustahkamlik sharti uzil-kesil ko'rinishda

$$\sigma_1 - \sigma_2 \leq \sigma_{adm}. \quad (4.11)$$

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha ekvivalent kuchlanish:

$$\sigma_{red}^m = \sigma_1 - \sigma_3. \quad (4.12)$$

Bu mustahkamlik nazariyasi plastik materiallar uchun o'tkazilgan tajribalarda juda qulay kelgan. Biroq u mo'rt materiallar hisoblarida yaramaydi. Bu nazariyada materialning mustahkamligiga ta'sir qiladigan o'rtacha qiymatli asosiy kuchlanish σ_2 ta'siri hisobga olinmaydi.

4-§. Shakl o'zgarishi energiyasi nazariyasi (to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi)

Yuqorida keltirilgan kamchiliklarni hisobga olib, 1904-yilda M.Guber shakl o'zgarishi energiyasi nazariyasini taklif qiladi. Bu nazariyaga ko'ra, materialning xavfli holati shakl o'zgarishidagi solishtirma potensial energiya materialning bir o'qli cho'zilishdagi chegaraviy qiymatiga yetganda yuz beradi deb taxmin qilinadi.

Mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishni oladi:

$$u_d \leq u_{adm, d} \quad (4.13)$$

Hajmiy zo'riqqanlik holatida shakl o'zgarishi solishtirma potensial energiyasi:

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3). \quad (4.14)$$

Chiziqli zo'riqqanlik holatida shakl o'zgarishi solishtirma potensial energiyasining yo'l qo'yiladigan qiymati:

$$u_{adm, d} = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_{adm}^2. \quad (4.15)$$

Ba'zi o'zgartirishlardan so'ng mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishni oladi:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \leq \sigma_{adm}. \quad (4.16)$$

To'rtinchi mustahkamlik nazariyasiga ko'ra, ekvivalent kuchlanish:

$$\sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3} \quad (4.17)$$

Bu nazariya uchta asosiy kuchlanishni hisobga olgani uchun uchinchi nazariyaga nisbatan ancha aniq natijalarni beradi. Bu nazariya plastik materiallarni hisoblashda keng qo'llaniladi, lekin mo'rt materiallar uchun yaramaydi.

5-§. Chegaraviy zo'riqqanlik holati nazariyasi (beshinchi mustahkamlik nazariyasi)

Chegaraviy zo'riqqanlik holati nazariyasini XX asr boshida O.Mor taklif qilgan. Bu nazariyaga ko'ra, hajmiy zo'riqqanlik holatida materialning mustahkamligi eng katta va eng kichik asosiy kuchlanishlar qiymati va ishoralariga bog'liq. O.Morning mustahkamlik nazariyasi uchinchi mustahkamlik nazariyasini umum-lashtiradi va materialning cho'zilishi va siqilishiga bo'lgan har xil qarshilikni hisobga oladi.

Mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$\sigma_1 - \sigma_3 K \leq \sigma_{adm} \quad (4.18)$$

bunda, $K = \frac{\sigma_{adm, t}}{\sigma_{adm, c}}$ - cho'zilish $\sigma_{adm, t}$ va siqilish $\sigma_{adm, c}$ dagi yo'l

qo'yiladigan kuchlanishlar nisbati.

Materialning cho'zilish va siqilishga qarshiligi bir xil bo'lsa, ya'ni $k=1$ da O.Morning mustahkamlik nazariyasi uchinchi mustahkamlik nazariyasiga aylanadi.

Bu nazariya bo'yicha ekvivalent kuchlanish

$$\sigma_{red}^V = \sigma_1 - \sigma_3 K. \quad (4.19)$$

Mazkur nazariya oldingi nazariyalarga nisbatan ancha mukammal bo'lib, mo'rt materiallar uchun keng qo'llaniladi.

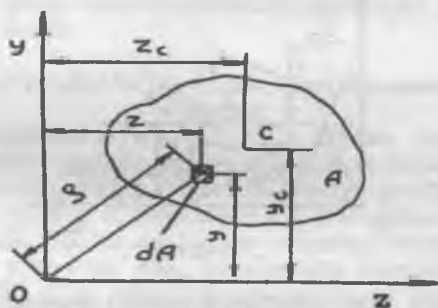
Umuman olganda, muhandislik hisoblarida plastik materiallar uchun uchinchi va to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi, mo'rt materiallar uchun O.Mor nazariyasi qo'llaniladi.

V bob. YASSI KESIMLARNING GEOMETRIK TAFSILOTLARI

Yassi kesimlarning o'lchamlari va shaklini ifodalaydigan geometrik tafsilotlar: statik momentlar, inersiya momentlarni, inersiya radiuslari va qarshilik momentlari. Bu kattaliklar buralish, egilish va ustuvorlikka hisoblashda ishlatiladi.

Geometrik tafsilotlarni aniqlash uchun g'o'lacha (brus)ning ko'ndalang kesimini ko'rib chiqamiz (5.1-rasm), (koordinata o'qlari y va z). Koordinatalari boshigacha masofasi S bo'lgan elementar yuzacha dA ni ajratib olamiz. Kesim yuzasi A

$$A = \int_A dA. \quad (5.1)$$



5.1-rasm.

1-§. Yassi shakllarning statik momentlari

Ma'lum o'qqa nisbatan shakl yuzasining statik momenti deb elementar yuzacha dA ning shu o'qqacha masofaga ko'paytmalari yig'indisiga aytiladi.

$$S_y = \int_A z dA \quad \text{va} \quad S_z = \int_A y dA. \quad (5.2)$$

Nazariy mexanikadagi teng ta'sir etuvchi moment haqida Varinon teoremasiga ko'ra:

$$S_y = A z_c \quad \text{va} \quad S_z = A y_c, \quad (5.3)$$

bunda, A — shakl yuzasi;

y_c va z_c — shakl og'irlik markazidan o'qlar z va y gacha masofa.

Demak, shakl yuzasining biror o'qqa nisbatan statik momenti shu yuzaning og'irlik markazidan shu o'qqacha bo'lgan masofa ko'paytmasiga

teng. Bu formulalar kesim og'irlik markazining koordinatalarini aniqlash uchun qo'llaniladi:

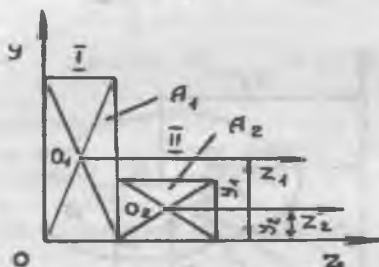
$$z_c = \frac{S_y}{A} \quad \text{va} \quad y_c = \frac{S_z}{A}. \quad (5.4)$$

Statik momentning o'lchami uchinchi darajali uzunlik birligi (sm^3 , m^3) bo'lib, u musbat yoki manfiy bo'lishi mumkin. Shakl yuzasining og'irlik markazidan o'tadigan o'qlarga nisbatan statik momentlari nolga teng, chunki,

$$z_c = 0 \quad \text{va} \quad y_c = 0.$$

Ma'lum integral xossalariга ko'ra, murakkab shaklning statik momenti uni tashkil qiluvchi oddiy shakllar statik momentlari yig'indisiga teng. Murakkab shakl yuzalari va og'irlik markazlari ma'lum bo'lgan oddiy shakllarga bo'linadi, so'ngra butun shaklning statik momenta hisoblanadi. 5.2-rasmda ko'rsatilgan shaklning z o'qqa nisbatan statik momentini aniqlaymiz:

$$S_z = S_z^I + S_z^{II} = A_1 y_1 + A_2 y_2. \quad (5.5)$$



5.2-rasm.

2-§. Yassi shakllarning inersiya momentlari

Inersiya, momentlari o'qaviy, markazdan qochma va qutbiy bo'lishi mumkin. Shakl yuzasining biror o'qqa nisbatan o'qaviy inersiya momenti deb elementar yuzachalar dA ning shu o'qqacha, masofa kvadratiga ko'paytmalari yig'indisiga aytiladi:

$$I_y = \int_A z^2 dA \quad \text{va} \quad I_z = \int_A y^2 dA. \quad (5.6)$$

Shakl yuzasining ikki o'zaro perpendikular o'qqa nisbatan markazdan qochma inersiya momenti deb elementar yuzachalar dA shu nuqttagacha masofaga ko'paytmalari yig'indisiga aytiladi:

$$I_{yz} = \int_A yz dA. \quad (5.7)$$

Shakl yuzasining biror nuqta (qutb)ga nisbatan qutbiy inersiya momenti deb elementar yuzachalar dA shu nuqttagacha masofa kvadratiga ko'paytmalari yig'indisiga aytiladi:

$$I_p = \int_A \rho^2 dA. \quad (5.8)$$

Qutbiy va o'qaviy inersiya momentlari orasida bog'liqlik bor. Chunonchi, $\rho^2 = y^2 + z^2$ bo'lgani uchun

$$I_p = \int_A (y^2 + z^2) dA = I_z + I_y. \quad (5.9)$$

Demak, qutbiy inersiya momenti o'qaviy inersiya momentlari yig'indisiga teng.

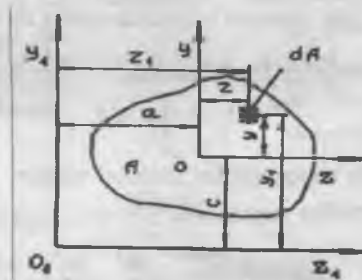
Inersiya momentlarining o'lchami to'rtinchi darajali uzunlik birligi (sm^4 , m^4) dir. O'qaviy va qutbiy inersiya momentlari har doim musbat, markazdan qochma inersiya momenti esa musbat, manfiy va nolga teng bo'lishi mumkin. Bu shaklning koordinata o'qlariga nisbatan vaziyatiga bog'liq.

Shaklning og'irlik markazi orqali o'tadigan o'qlar markaziy o'qlar deb, bu o'qlarga nisbatan inersiya momentlari markaziy inersiya momentlari deb ataladi.

Shuni aytish kerakki, biri yoki ikkalasi simmetriya o'qlari hisoblanadigan o'qlarga nisbatan shaklning markazdan qochma inersiya momenti nolga aylanadi.

3-§. O'qlar parallel ko'chirilganda inersiya momentlarining o'zgarishi

Markaziy koordinatsiya o'qlari y va z tizimida kesimning ma'lum o'qaviy va markazdan qochma inersiya momentlari (5.3-rasm) formulalar (5.6 va 5.7) bilan ifodalanadi. Markaziy o'qlarga parallel bo'lgan yangi koordinata o'qlari y_1 va z_1 ni o'tkazamiz: o'qlar orasidagi masofalarni a va c orqali belgilaymiz. Eski koordina-talar tizimidagi elementar yuzachalar dA koordinatalari y va z ga, yangi koordinatalar tizimida esa $y_1=y+c$ va $z_1=z+a$ ga teng. O'q y_1 ga nisbatan kesimning o'qaviy inersiya momentini aniqlaymiz:



5.3-rasm.

$$I_{y_1} = \int_A z_1^2 dA = \int_A (z+a)^2 dA = \int_A z^2 dA + 2a \int_A z dA + a^2 \int_A dA \quad (5.10)$$

Formulalar (5.1, 5.2 va 5.6) asosidagi integral ifodasida yuza A , statik moment $S_y=0$ va inersiya momenti I_y qatnashishini hisobga olib, ushuni olamiz:

$$I_{y_1} = I_y + Aa^2. \quad (5.11)$$

Shunga o'xshab:

$$I_{z_1} = I_z + Ac^2. \quad (5.12)$$

Shaklning markaziy o'qqa, parallel o'qqa nisbatan o'qaviy inersiya momenti markaziy inersiya momenti bilan shakl yuzasining o'qlar orasidagi masofa kvadratiga ko'paytmasining yig'indisiga teng.

O'qlar y_1 va z_1 ga nisbatan kesimning markazdan qochma inersiya momentini aniqlaymiz:

$$I_{y_1 z_1} = \int_A y_1 z_1 dA = \int_A (y+c)(z+a) dA = \int_A yz dA + c \int_A z dA + a \int_A y dA + ac \int_A dA. \quad (5.13)$$

Integral tashkil etuvchilari kesim yuzasi A , statik momentlar $S_y=0$ va $S_z=0$, shuningdek markazdan qochma inersiya momenti I_{yz} dan iborat bo'lgani uchun

$$I_{y_1 z_1} = I_{yz} + Aac. \quad (5.14)$$

bo'ladi.

Shaklning markaziy o'qlarga nisbatan parallel o'qlarga markaz-dan qochma inersiya momenti markaziy o'qlarga nisbatan markaz-dan qochma inersiya momenti bilan shakl yuzasining parallel o'qlar orasidagi masofalarning ko'paytmasining yig'indisiga teng.

Chiqarilgan formulalar (5.11, 5.12 va 5.14) o'qlar parallel ko'chirilganda inersiya momentlarini hisoblash uchun o'tish formulalari hisoblanadi.

4-§. Oddiy shakllarning inersiya momentlari

a) **To'g'ri to'rtburchak.** Balandligi h va eni b bo'lgan to'rtburchakning z o'qiga nisbatan o'qaviy inersiya momentini hisoblaymiz (5.4-rasm);

bunda quyidagi ifodadan foydalanamiz:

$$I_z = \int_A y^2 dA.$$

dA uchun uzluksiz yupqa qatlam yuzasini olamiz:

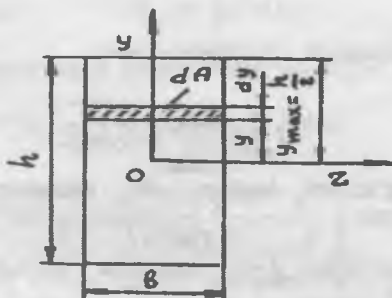
$$dA = bdy.$$

Unda

$$I_z = \int_{-h/2}^{+h/2} y^2 bdy = \left. \frac{by^3}{3} \right|_{-h/2}^{+h/2} = \frac{bh^3}{24} + \frac{bh^3}{24} = \frac{bh^3}{12}. \quad (5.15)$$

Shunga o'xshab quyidagini topamiz:

$$I_y = \frac{b^3 h}{12} \quad (5.16)$$



5.4-rasm.

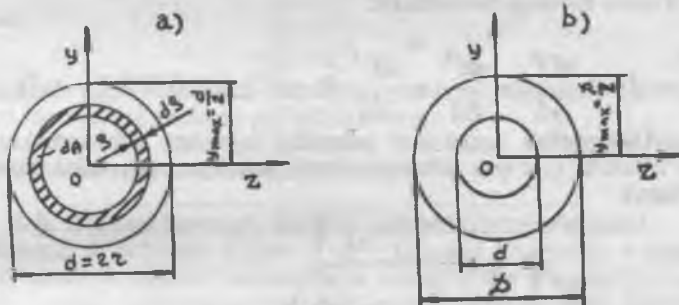
Bu formulalar balandligi h va asosi b bo'lgan parallelogramm uchun ham yaraydi.

Kvadrat uchun $b=h=a$ deb olib quyidagini hosil qilamiz:

$$I_y = I_z = \frac{a^4}{12}. \quad (5.17)$$

b) **Doira.** Oldin radiusi r bo'lgan doiraning o'z markaziga nisbatan qutbiy inersiya momentini hisoblaymiz (5.5-rasm, a):

$$I_p = \int_A \rho^2 dA.$$



5.5-rasm.

dA uchun radiusi ρ va eni $d\rho$ bo'lgan uzluksiz yupqa halqa yuzasini olamiz:

$$dA = 2\pi\rho d\rho.$$

Unda

$$I_p = \int_0^r 2\pi\rho^3 d\rho = 2\pi \frac{\rho^4}{4} \Big|_0^r = \frac{\pi r^4}{2}. \quad (5.18)$$

$r = \frac{d}{2}$ ni almashtirib, quyidagini olamiz:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4. \quad (5.19)$$

Quyidagi bog'liqlikni hisobga olib, doiraning o'qaviy inersiya momentini aniqlaymiz:

Simmetriya bo'yicha $I_y = I_z$ ekanligini hisobga olib, quyidagini topamiz:

$$I_y = I_z = \frac{I_p}{2} = \frac{\pi d^4}{4} = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05d^4. \quad (5.20)$$

d) **Doiraviy halqa.** Doiraviy halqaning inersiya momentini (5.5-rasm, b) ikki doira: tashqi (diametri D) va ichki (diametri d) doiraning inersiya momentlari farqi sifatida aniqlaymiz. Qutbiy inersiya momenti:

$$I_p = \frac{\pi D^4}{32} - \frac{\pi d^4}{32} = \frac{\pi D^4}{32}(1 - \alpha^4) \approx 0,1D^4(1 - \alpha^4). \quad (5.21)$$

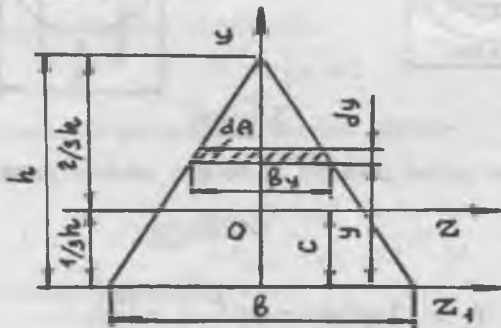
bunda:

$$\alpha = \frac{d}{D} - \text{diametrlar nisbati.}$$

O'qaviy inersiya momentlari:

$$I_y = I_z = \frac{\pi D^4}{64} - \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi D^4}{64}(1 - \alpha^4) \approx 0,05D^4(1 - \alpha^4). \quad (5.22)$$

e) **Uchburchak.** Asosi b va balandligi h bo'lgan uchburchakning asos orqali o'tuvchi z_1 o'qqa nisbatan o'qaviy inersiya momentini hisoblaymiz (5.6-rasm):



5.6-rasm.

$$I_{z_1} = \int_A y^2 dA.$$

dA uchun uzluksiz yupqa qatlam yuzasi $dA=b_y dy$. Uchburchaklarning o'xshashligidan $b_y = b \frac{h-y}{h}$ ni topamiz. U holda:

$$I_{z_1} = \int_0^h y^2 b \frac{h-y}{h} dy = \frac{b}{h} \left[\frac{y^3 h}{3} - \frac{y^4}{4} \right]_0^h = \frac{bh^3}{12}. \quad (5.23)$$

Uchburchakning asosga parallel markaziy o'q z ga nisbatan o'qaviy inersiya momentini o'tish formulasi (5.12) dan foydalanib hosil qilamiz:

$$I_{z_1} = I_z + Ac^2.$$

Bundan

$$I_z = I_{z_1} - Ac^2 = \frac{bh^3}{12} - \frac{bh}{2} \left(\frac{1}{3} h \right)^2 = \frac{bh^3}{36}. \quad (5.24)$$

Murakkab shaklning inersiya momentini hisoblash uchun ma'lum integral xossasidan foydalanamiz. Murakkab shaklni misol uchun to'rt qismga ajratamiz va z o'qqa nisbatan inersiya momentini topamiz:

$$I_z = \int_A y^2 dA = \int_{A_1} y^2 dA + \int_{A_2} y^2 dA + \int_{A_3} y^2 dA + \int_{A_4} y^2 dA$$

yoki

$$I_z = I_z^I + I_z^{II} + I_z^{III} + I_z^{IV} \quad (5.25)$$

Shunday qilib, murakkab shaklning inersiya momenti uni tashkil qiladigan inersiya momentlari yig'indisiga teng.

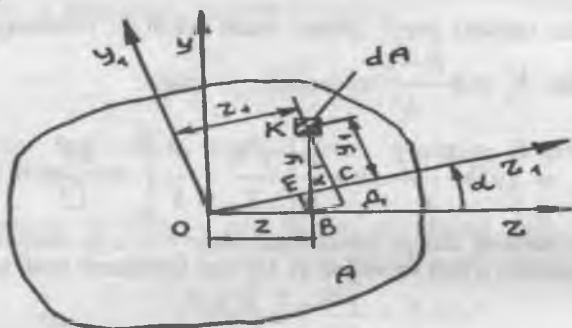
Prokat kesimlar (shveller, qo'shtavr, burchaklik va boshq.) inersiya momentlari sortament jadvalarida keltiriladi.

5-§. O'qlarni burganda inersiya momentlarining o'zgarishi

Markaziy koordinata o'qlari y va z tizimida kesimning o'qaviy va markaziy qochma inersiya momentlarini bilgan holda o'qlarni (5.7-rasm) burganda inersiya momentlarining bog'liqlarini topamiz. Eski koordinata o'qlari sistemasiga α burchak ostida burilgan yangi koordinata o'qlari y_1 va z_1 sistemasini o'tkazamiz. Musbat burchak α o'qidan soat miliga teskari tomonga hisoblanadi, shu bilan birga $I_z > I_y$ elementar yuzacha dA ning yangi koordinatalari y_1 va z_1 ni eski koordinatalar y va z orqali belgilaymiz, o'qlarning burilish burchagi α

$$\begin{aligned} y_1 &= \overline{KD} - \overline{CD} = y \cos \alpha - z \sin \alpha, \\ z_1 &= \overline{OE} - \overline{EC} = z \cos \alpha - y \sin \alpha. \end{aligned} \quad (5.26)$$

O'qlar y_1 va z_1 larga nisbatan o'qaviy inersiya momentlarini aniqlaymiz:



5.7-rasm.

$$I_{y_1} = \int_A z_1^2 dA = \int_A (z \cos \alpha + y \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_A z^2 dA + 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_A yz dA + \sin^2 \alpha \int_A y^2 dA. \quad (5.27)$$

Integral ifodasida o'qaviy va markazdan qochma inersiya momentlari bo'lishini hisobga olib, ushuni topamiz:

$$I_{y_1} = I_y \cos^2 \alpha + I_z \sin^2 \alpha + I_{yz} \sin 2\alpha. \quad (5.28)$$

Xuddi shunga o'xshab, quyidagini topamiz:

$$I_{z_1} = \int_A y_1^2 dA = \int_A (y \cos \alpha - z \sin \alpha)^2 dA = \cos^2 \alpha \int_A y^2 dA - 2 \sin \alpha \cos \alpha \int_A yz dA + \sin^2 \alpha \int_A z^2 dA$$

$$I_{z_1} = I_y \sin^2 \alpha + I_z \cos^2 \alpha - I_{yz} \sin 2\alpha. \quad (5.30)$$

I_{y_1} va I_{z_1} larni hadma-had qo'shib, ushuni hosil qilamiz:

$$I_{y_1} + I_{z_1} = I_y + I_z. \quad (5.31)$$

Demak, istalgan o'zaro perpendikular o'qlarga nisbatan olingan inersiya momentlari yig'indisi ularni burganda o'zgarmaydi.

O'qlar y_1 va z_1 ga nisbatan markazdan qochma inersiya momentlarini aniqlaymiz:

$$I_{y_1 z_1} = \int_A y_1 z_1 dA = \int_A (y \cos \alpha - z \sin \alpha)(z \cos \alpha + y \sin \alpha) dA = \cos^2 \alpha \int_A yz dA - \sin \alpha \cos \alpha \int_A z^2 dA + \sin \alpha \cos \alpha \int_A y^2 dA - \sin^2 \alpha \int_A yz dA \quad (5.32)$$

Ba'zi o'zgartirishlardan so'ng:

$$I_{y_1 z_1} = \frac{I_z - I_y}{2} \sin 2\alpha + I_{yz} \cos 2\alpha. \quad (5.33)$$

Chiqarilgan formulalar (5.28, 5.30 va 5.33) o'qlarni ma'lum burchakka burganda inersiya momentlarini hisoblash uchun o'tish formulalari hisoblanadi.

6-§. Asosiy o'qlar va asosiy inersiya momentlari

Asosiy inersiya o'qlari deb quyidagi xossalarga ega bo'lgan o'qlarga aytiladi:

a) bu o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momenti nolga teng;

b) bu o'qlarga nisbatan o'qaviy inersiya momenti ekstremal (eng katta yoki eng kichik) qiymatlarga ega bo'ladi. Inersiya momentlaridan biri eng katta, ikkinchisi eng kichik qiymatga erishadi.

Kesimning og'irlik markazi orqali o'tadigan asosiy o'qlar asosiy markaziy o'qlar deb ataladi, U va V haflari bilan belgilanadi. Bunday o'qlarga nisbatan inersiya momentlari asosiy markaziy inersiya momentlari deyiladi.

O'tish formulalari shuni ko'rsatadiki, koordinata o'qlari burilganda inersiya momentlari o'zgaradi. I_{y_1} va I_{z_1} lar ekstremal qiymatlarga ega bo'ladigan α_0 burchak qiymatini aniqlaymiz.

Buning uchun markazdan qochma inersiya momenti $I_{y_1} I_{z_1}$ formulasi (5.33) ni nolga tenglashtiramiz, undagi burchakni α_0 bilan belgilaymiz:

$$\frac{I_z - I_y}{2} \sin 2\alpha_0 + I_{yz} \cos 2\alpha_0 = 0 \quad (5.34)$$

Bu ifodani $\cos 2\alpha_0$ ga bo'lib, ushbuni topamiz:

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{yz}}{I_z - I_y}. \quad (5.35)$$

Bu formula asosiy inersiya o'qlarining vaziyatini aniqlaydi. Asosiy inersiya momentlari quyidagi o'tish formulalari orqali aniqlanadi (unga α_0 burchak qiymatini qo'yamiz):

$$I_U = I_y \sin^2 \alpha_0 + I_z \cos^2 \alpha_0 - I_{yz} \sin 2\alpha_0$$

va

$$I_V = I_y \cos^2 \alpha_0 + I_z \sin^2 \alpha_0 + I_{yz} \sin 2\alpha_0 \quad (5.36)$$

Bu formulalarni quyidagi ko'rinishga o'zgartirish mumkin:

$$I_{\frac{\max}{\min}} = \frac{1}{2} \left[(I_z + I_y) \pm \sqrt{(I_z - I_y)^2 + 4I_{yz}^2} \right] \quad (5.37)$$

Tekshirish uchun inersiya momentlari xossalaridan foyda-laniladi:

$$I_U + I_V = I_y + I_z \quad \text{va} \quad I_{UV} = 0. \quad (5.38)$$

Olingan formulalar yassi zo'riqqanlik holatidagi qiya yuzachalardagi normal va urinma kuchlanishlar formulalariga o'xshash.

7-§. Oddiy shakllarning qarshilik momentlari

Shakl yuzasining o'qaviy (qutbiy) qarshilik momenti deb biror o'q (qutb) inersiya momentining eng uzoq nuqtagacha bo'lgan masofaga nisbatiga aytiladi.

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} \quad \text{va} \quad W_p = \frac{I_p}{r}. \quad (5.39)$$

Qarshiliklar momentining o'lchami uchinchi darajali uzunlik birligi (sm^3, m^3) dir.

To'g'ri to'rtburchak uchun o'qaviy qarshiliklar momentlari (5.4-rasm):

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12h/2} = \frac{bh^2}{6} \quad \text{va} \quad W_y = \frac{I_y}{z_{\max}} = \frac{b^3h}{12b/2} = \frac{b^2h}{6}. \quad (5.40)$$

Doira uchun qutbiy va o'qaviy qarshiliklar momenti (5.5-rasm, a):

$$W_p = \frac{I_p}{d/2} = \frac{nd^4}{32d/2} = \frac{nd^3}{16} \approx 0.2d^3 \quad (5.41)$$

va

$$W_y = W_z = \frac{I_y}{d/2} = \frac{nd^4}{64d/2} = \frac{nd^3}{32} \approx 0.1d^3. \quad (5.42)$$

Doiraviy halqa uchun (5,5-rasm, b)

$$W_p = \frac{I_p}{D/2} = \frac{nD^4(1-\alpha^4)}{32D/2} = \frac{nD^3}{16}(1-\alpha^4) \approx 0.2D^3(1-\alpha^4) \quad (5.43)$$

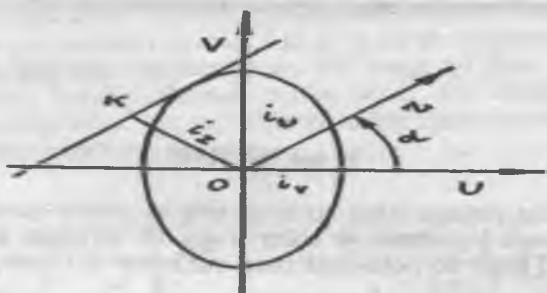
va

$$W_y = W_z = \frac{I_z}{D/2} = \frac{nD^4(1-d^4)}{64D/2} = \frac{nD^3}{32}(1-d^4) \approx 0.2D^3(1-d^4). \quad (5.44)$$

Prokat kesimlarning qarshilik momentilari sortament jadval-larida keltiriladi.

8-§. Inersiya ellipsi

O'qlarni burganda inersiya momentlarining o'zgarishining grafik tasviri inersiya ellipsini yasab hosil qilinadi (5.8-rasm). Buning uchun yangi kattaliklar — inersiya radiuslari kiritiladi (o'lchami uzunligi birligi sm, m).



5.8-rasm.

Kesimning biror o'qqa nisbatan inersiya radiusi deb inersiya o'qaviy momentining kesim yuzasiga nisbati kvadrat ildiziga aytiladi. Ular koordinata o'qlari u va z ga nisbatan quyidagiga teng:

$$I_y = \sqrt{\frac{I_y}{A}} \quad \text{va} \quad I_z = \sqrt{\frac{I_z}{A}} \quad (5.45)$$

Asosiy inersiya momentlari uchun asosiy inersiya radiuslarini olamiz:

$$I_U = \sqrt{\frac{I_U}{A}} \quad \text{va} \quad I_V = \sqrt{\frac{I_V}{A}} \quad (5.46)$$

Inersiya ellipsi shaklning asosiy inersiya o'qlari U va V da quriladi. Uning yarim o'qlari asosiy inersiya radiuslaridir. Radius i_U va U ga perpendikular chiziqqa, radius i_V esa V ga perpendikular chiziqqa qo'yiladi. Inersiya ellipsining tenglamasi:

$$\frac{U^2}{i_V^2} + \frac{V^2}{i_U^2} = 1. \quad (5.47)$$

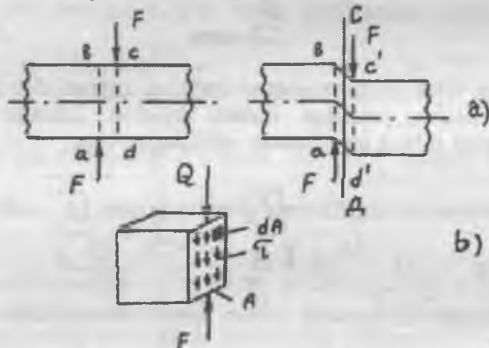
Inersiya ellipsi yordamida asosiy o'q U bilan α burchak tashkil qiladigan istalgan o'q z ga nisbatan inersiya radiusini grafik tarzda aniqlash va o'qaviy inersiya momenti I_z ni hisoblash mumkin. Buning uchun ellipsga o'q z ga parallel urinma o'tkaziladi. Ellips markazidan urinmaga perpendikular OK tushiriladi, uning uzunligi inersiya radiusi i_z ga teng.

O'qaviy inersiya momenti quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$I_z = i_z^2 A. \quad (5.48)$$

VI bob. SILJISH

G'olacha (brus)ga ikkita bir-biriga teng va qarama-qarshi yo'nalgan, bir-biriga yaqin joylashgan va uning o'qiga tik qo'yilgan kuch F ta'sir qilganda CD kesim bo'yicha kesik (srez) yuz beradi (6.1-rasm, a).



6.1-rasm.

G'olacha sirtida ajratilgan to'g'ri to'rtburchak $abcd$ parallelogramm $abc'd'$ ga aylanadi. G'olachaning ko'ndalang kesimlarida ko'ndalang zo'riqishlar Q vujudga keladi. Kesikdan oldingi deformatsiya to'g'ri to'rtburchakning to'g'ri burchaklari buzilishiga sabab bo'ladi va siljish deb ataladi.

1-§. Kuchlanishlar va deformatsiya

Siljishda g'olachaning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar τ ta'sir qiladi. Bu kuchlanishlarni aniqlash uchun g'olachaning kesib olingan chap qismi muvozanatlik shartini ko'rib chiqamiz (6.1-rasm, b). Siljishga doir masalaning statik tomoni ushbu tenglama bilan ifodalanadi $F-Q=0$ yoki $Q=F$, (6.1) bunda:

$$Q = \int_A \tau dA_s.$$

Urinma kuchlanishlarning kesim bo'yicha tekis taqsimlanishini hamda $Q=\tau A_s$ ekanligini hisobga olib, ushbuni hosil qilamiz: $F-\tau A_s=0$. Bunda siljishdagi urinma kuchlanish quyidagiga teng:

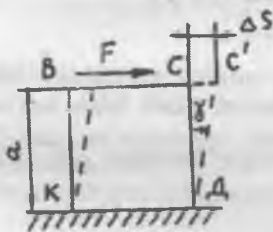
$$\tau = \frac{Q}{A_s} \quad \text{yoki} \quad \tau = \frac{F}{A_s}, \quad (6.2)$$

bunda, Q — ko'ndalang kuch, A_s — ko'ndalang kesim yuzasi.

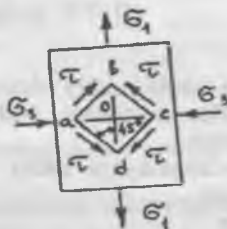
Amalda urinma kuchlanishlar kesim bo'yicha notekis taqsimlanadi, lekin bu hol siljishga doir hisoblarda hisobga olinmaydi.

Endi to'g'ri burchakli element KBCD ni ko'rib chiqamiz (6.2-rasm). Elementning KD yog'i mahkamlangan. BC yoqqa qo'yilgan kuch F uni siljitadi. Siljish kattaligi $CC' = \Delta S$ mutlaq siljish deb ataladi va uning o'lchami uzunligi birligi (sm, m). $\Delta S/a = \text{tg } \gamma$ nisbat nisbiy siljish deb ataladi. Deformatsiyalar kichik bo'lgani uchun

$$\text{tg } \gamma \approx \gamma.$$



6.2-rasm.



6.3-rasm.

Shunda

$$\gamma = \frac{\Delta S}{a} \quad (6.3)$$

bo'ladi. Bu burchak siljish burchagi deb ataladi va radianlarda ifodalanadi.

2-§. Sof siljishdagi Guk qonuni

G'o'lacha (brus) cho'zilganda yoki siqilganda uning qiya yuzachalarida siljish yuz beradi. Agar asosiy kuchlanishlar $\sigma_1 = -\sigma_3 = \sigma$ bo'lsa (6.3-rasm) g'o'lachaga ikki o'zaro perpendikular yo'nalishda cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar ta'sir qilishining xususiy holini ko'rib chiqamiz.

G'o'lachadan $abcd$ elementni ajratib olamiz: uning yoqlari kuchlanish σ_1 yo'nalishiga 45° burchak ostida qiya.

Ushbu bo'lgani uchun normal kuchlanishlar bo'lmaydi:

$$\sigma_\alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + \sigma_2 \sin^2 \alpha = \sigma_1 \cos^2 \alpha + (-\sigma_3 \sin^2 \alpha) = \frac{1}{2} \sigma - \frac{1}{2} \sigma = 0, \quad (6.4)$$

urinma kuchlanishlar teng:

$$\tau_\alpha = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \sin 2\alpha = \frac{\sigma_1 - (-\sigma_3)}{2} = \frac{\sigma + \sigma}{2} = \sigma. \quad (6.5)$$

Yoqlariga faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qiladigan elementning kuchlanganlik holati sof siljish deb ataladi. Element yoqlarni sof siljish yuzachalari deb ataladi.

Element yoqlarida ta'sir qiladigan urinma kuchlanishlar uning shaklini buzadi. Natijada, kvadrat $abcd$ romb $a'b'c'd'$ ga aylanadi (6.4-rasm). Deformatsiyaga qadar teng bo'lgan kesmalar ob va oc

deformatsiyadan keyin o'zgaradi. Kesma ob kattalashadi, kesma oc esa shunday miqdorda qisqaradi. Kesmalarning nisbiy defor-matsiyalari quyidagiga teng:

$$\varepsilon_1 = -\varepsilon_3 = \varepsilon = \frac{1}{E}[\sigma_1 - \gamma(-\sigma_3)] = \frac{1}{E}(\sigma + \gamma\sigma) = \frac{\sigma}{E}(1 + \gamma).$$

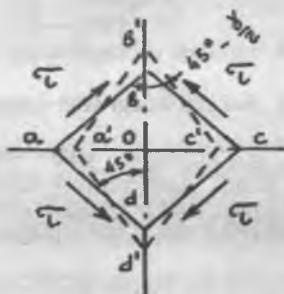
$$\sigma = \tau \text{ bo'lgani uchun } \varepsilon = \frac{\tau}{E}(1 + \gamma). \quad (6.6)$$

Bu ifoda nisbiy deformatsiya bilan urinma kuchlanish orasidagi bog'liqlikni ko'rsatadi. Nisbiy deformatsiyaning siljish bilan bog'liqligini aniqlaymiz.

Deformatsiyaga qadar elementning to'g'ri burchagi $abc\gamma$ qiymatga kichrayadi.

Demak,

$$\angle ob'c' = 45^\circ - \frac{\gamma}{2}.$$



6.4-rasm.

6.4-rasmda ko'rinib turibdiki,

$$\operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\gamma}{2}\right) = \frac{oc'}{ob'} = \frac{oc - oc\varepsilon}{ob + ob\varepsilon} = \frac{1 - \varepsilon}{1 + \varepsilon}. \quad (6.7)$$

Kichik deformatsiyalarda:

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} \approx \frac{\gamma}{2}.$$

Shunda,

$$\operatorname{tg}\left(45^{\circ}-\frac{\gamma}{2}\right)=\frac{\operatorname{tg}45^{\circ}-\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}{1+\operatorname{tg}45^{\circ}\operatorname{tg}\frac{\gamma}{2}}=\frac{1-\gamma/2}{1+\gamma/2}. \quad (6.8)$$

Ifodalarni (6.7) va (6.8) ning o'ng qismlarini tenglashtirib:

$$\frac{1-\varepsilon}{1+\varepsilon}=\frac{1-\gamma/2}{1+\gamma/2}.$$

Ushbuni hosil qilamiz:

$$\varepsilon=\gamma/2. \quad (6.9)$$

Demak, sof siljishdagi nisbiy deformatsiyaning nisbiy siljishga nisbati ikki marta kam.

Bu qiymat ε ni formula (6.6) ga qo'yib, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\frac{\gamma}{2}=\frac{\tau}{E}(1+\gamma)$$

yoki

$$\tau=\frac{\gamma E}{2(1+\gamma)}. \quad (6.10)$$

Qiymat $\frac{E}{2(1+\gamma)}$ ni siljish moduli yoki ikkinchi tur elastiklik moduli deb ataymiz va G harf bilan belgilaymiz:

$$G=\frac{E}{2(1+\gamma)}. \quad (6.11)$$

Bu ifoda siljish moduli G bo'ylama elastiklik moduli E va Puasson koeffitsiyenti γ orasidagi bog'liqlikni ifodalaydi.

So'ngra sof siljishdagi Guk qonunini olamiz:

$$\tau=G\gamma. \quad (6.12)$$

Siljish moduli ma'no jihatdan bo'ylama elastiklik moduliga o'xshaydi va kuchlanish o'lchamiga ega.

Siljish moduli G ning qiymati МПа:

po'lat	$(0,80\div 0,81) 10^5$
mis	$(0,40\div 0,49) 10^5$
cho'yan	$0,45 \cdot 10^5$
aluminium	$(0,26\div 0,27) 10^5$

Formula (6.12)ga urinma kuchlanish τ va nisbiy siljish γ ifodalarini qo'yib, siljishdagi Guk qonunini boshqacharoq ko'rinishda hosil qilamiz:

$$\Delta S = \frac{Qa}{GA_S}. \quad (6.13)$$

Hosila GA_S ni siljishdagi bikirlik deb ataladi.

3-§. Siljishdagi hisoblash tenglamalari

Siljishga ishlaydigan qurilma qismlarining mustahkamligini ta'minlash uchun eng katta urinma kuchlanishlar yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanishdan katta bo'lmasligi kerak:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{admS}. \quad (6.14)$$

Siljishdagi mustahkamlik sharti:

$$\tau_{\max} = \frac{Q}{A_S} \leq \tau_{admS}. \quad (6.15)$$

Siljish deformatsiyasida ezilish va egilish yuz beradi. Tajribalarning natijalari bo'yicha yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanishni aniqlash qiyin. Shuning uchun uni mustahkamlik nazariyasidan foydalanib nazariy yo'l bilan aniqlanadi. Yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanish cho'zilishdagi yo'l qo'yiladigan kuchlanishning ma'lum qismini tashkil qiladi. Amalda quyidagicha qabul qilinadi:

$$\tau_{admS} = (0,6 \div 0,8)\sigma_{adm} \quad (6.16)$$

Siljishdagi mustahkamlik sharti kuchlanishlarni tekshirish, kesimlarni tanlash va yo'l qo'yiladigan og'irliklarni aniqlashda ishlatiladi.

Ayni paytda jismning ezilishga mustahkamligi tekshiriladi. Ezi-lish deformatsiyasi elementlarning tutashish joylarida yuklashda yuz beradi. Shartli hisoblashlarda bunday kuchlanishlar tutashish sirtlarida bir tekis tarqaladi, deb hisoblanadi.

Ezilishga mustahkamlik sharti:

$$\tau_{con} = \frac{Q}{A_p} \leq \tau_{admcon} \quad (6.17)$$

bunda, A_p — ezilish yuzasi.

Ezilishda yo'l qo'yiladigan kuchlanish

$$\tau_{adm, con} = (2 \div 2,5)\sigma_{adm} \quad (6.18)$$

4-§. Siljishdagi potensial energiya

Siljishdagi potensial energiya kuch F ning element BC yoni bo'yicha bajargan ishiga teng (6.2-rasm):

$$U = \frac{F_{\Delta S}}{2} = \frac{Q_{\Delta S}}{2}. \quad (6.19)$$

ΔS qiymatni Guk qonuni bo'yicha almashtirib, quyidagiga erishamiz:

$$U = \frac{Q^2 a}{2GA}. \quad (6.20)$$

Solishtirma potensial energiya:

$$u = \frac{U}{V} = \frac{Q^2 a}{2GA \cdot Aa} = \frac{\tau^2}{2G}, \quad (6.21)$$

bunda, $V=Aa$ – element hajmi.

5-§. Siljish va ezilishga oid amaliy hisoblar

Amalda siljish (kesik) va ezilishga oid soddalashtirilgan hisoblar parchinlash, boltli va payvand birikmalar, shponkalar, vallarning shlisalari va boshqa elementlar uchun bajariladi.

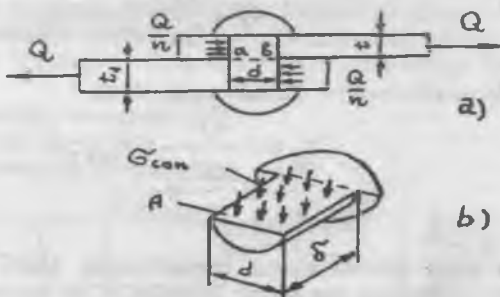
a) Parchin birikmalar. Parchin birikmalarni bajarish uchun listlarda teshiklar parmalanadi yoki o'yib chiqiladi. Bu teshiklarga bir kallakli parchinlar kiritiladi. Parchinning ikkinchi kallagi parmalanib hosil qilinadi: parchinli birikmaning ustma-ust va uchma-uch nakladkali xillari bor. Birikmalardagi parchinlar shartli ravishda kesik va ezilishga hisoblanadi.

1. Ustma-ust parchinlash

Ustma-ust biriktirishda bir listning cheti ikkinchi list chetiga ustma-ust qo'yiladi va bevosita parchinlar bilan mahkamlanadi (6,5-rasm, a). Q kuchlar ta'sirida listlar bir-biriga nisbatan siljishga intiladi. Parchinning kesilishi listlarning tutashish tekisligi ab bo'yicha yuz beradi (bir kesikli parchinlar). Faraz qilaylik, Q kuch parchinlar orasida teng tarqalsin. Har qaysi parchinga ta'sir qiladigan ko'ndalang kuch quyidagiga teng:

$$Q' = \frac{Q}{n},$$

bunda, Q — birikmadagi kuch;
 n — parchinlash soni.



6.5-rasm.

Parchinning kesilish yuzasi:

$$A_s = \frac{\pi d^2}{4},$$

bunda, d — parchin diametri.

Kesikdagi parchinlarning mustahkamlik sharti:

$$\tau_s = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4} n} \leq \tau_{adm, S}. \quad (6.22)$$

Ezilishda listning parchinga o'zaro ta'siri kuchlari 6.5-rasm, b da ko'rsatilgan. Hisobiy ezilish yuzasi tegishish sirtining diametrial kesim tekisligiga proeksiyalanish yuzasiga teng:

$$A_p = d\delta,$$

bunda, δ — eziladigan element listlarining eng kichik qalinligi.

Parchinlarning ezilishga mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{con} = \frac{Q}{d\delta n} \leq \sigma_{adm, con} \quad (6.23)$$

Shuni aytish kerakki, parchinli birikmada parchinlar va teshiklar devori eziladi. Hisoblarda kuchlar jufti Q ta'siridan egilish hisobga olinmaydi.

2. Uchma-uch (nakladkali) parchinlanish

Uchma-uch (nakladkali) parchinlashda listlar uchma-uch taqab qo'yiladi, ularning chetlariga nakladkalar qo'yilib listlar va nakladkalaridagi teshiklardan parchinlar o'tkaziladi va odatdagicha parchinlanadi (6.6-rasm). Q kuch ta'siri listdan listga parchinlar va nakladkalar orqali o'tadi. Listlar va nakladkalar tegishib turgan ikki tekislik ab va ce bo'yicha parchinlar kesiladi (ikki kesikli parchinlar). Kesikning har qaysi kesimida ta'sir qiladigan ko'ndalang kuch:

$$Q' = \frac{Q}{2n}$$

mavjud.

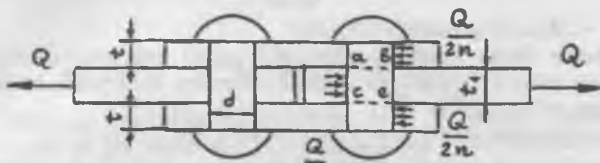
Kesilishda parchinlarning mustahkamlik sharti:

$$\tau_s = \frac{Q}{2 \frac{\pi d^2}{4} n} \leq \tau_{adm, S} \quad (6.24)$$

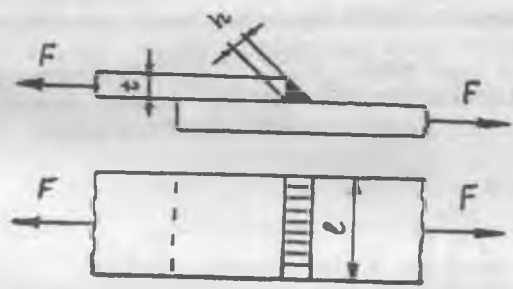
bo'ladi.

Ezilishda ham parchinlarning mustahkamlik sharti o'zgar-maydi. Eziladigan elementlarning eng kichik qalinligi δ list qalinligiga yoki ikki nakladka qalinliklari yig'indisiga teng.

Kesilish va ezilishdagi mustahkamlik shartiga ko'ra odatda, birikmadagi parchinlar soni aniqlanadi. Hosil bo'lgan ikki parchinlar sonidan kattasi tanlanadi va GOST bo'yicha butun songacha yaxlitlanadi.



6.6-rasm.



6.7-rasm.

Bolti birikmalar ham shu tariqa hisoblanadi.

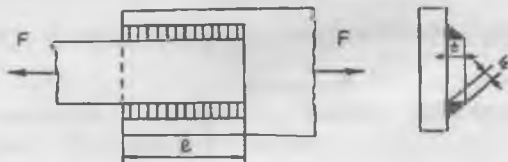
b) Payvand birikmalar. Bo'rtma choklar yordamida uchma-uch qilib payvandli biriktirish, payvand birikma deb ataladi. Bunday birikma kesilishga ishlaydi. Choklar ro'para (lobovye) va yonlama (flangovye) xillarga bo'linadi, Bunday choklar shartli ravishda asosiy kesim bo'yicha kesilishga hisoblanadi. Asosiy kesim yuzasi:

$$A_s = hl.$$

Ro'para chok. Ro'para choklar (6.7-rasm) deb ta'sir etuvchi kuch F yo'nalishiga tik choklarga aytiladi. Chok kesimi balandligini h bo'lgan teng yonli to'g'ri burchakli uchburchak ko'rinishida qabul qilamiz. Kesilish shu kesim bo'yicha yuz beradi. Chok kateti payvandlanadigan list alinligi t ga teng.

Chok balandligi $h = t \cos 45^\circ = 0,7t$,
xavfli kesim yuzasi $A_s = 0,7tl$.

Payvand chokning mustahkamlik sharti



6.8-rasm.

$$\tau_{\omega} = \frac{F}{0,7tl} \leq \tau_{adm, \omega}, \quad (6.25)$$

bunda, l — chokning hisobiy uzunligi.

Yonlama chok. Yonlama chok (6.8-rasm) deb ta'sir etuvchi kuch F yo'nalishiga parallel choklarga aytiladi. Bunday birikmada kuch F ni ikki chok o'ziga qabul qiladi.

Mustahkamlik sharti

$$\tau_{\omega} = \frac{F}{2 \cdot 0,7tl} \leq \tau_{adm, \omega}. \quad (6.26)$$

Elektr payvand choklarning kesishishga yo'l qo'yiladigan kuchlanish:

$$\tau_{adm, \omega} = (0,60 \div 0,65) \sigma_{adm}. \quad (6.27)$$

Payvand choklarning loyiha uzunligi:

$$l_0 = l + 10 \text{ mm.}$$

VII bob. BURALISH

O'qiga tik tekisliklarda uchlariga teng va qarama-qarshi yo'nalgan kuchlar jufti m qo'yilgan g'olacha (brus)ning deformatsiyalanishi buralish deb ataladi (7.1-rasm). Buralishda g'olachaning ko'ndalang kesimlarida burovchi momentlar T vujudga keladi. Buralishga ishlaydigan to'g'ri g'olacha val deb ataladi.

Podshipniklarga tayanadigan va ikki shkviv mahkamlangan valni ko'rib chiqamiz (7.2-rasm). Tasmali uzatma orqali elektr dvigatelga biriktirilgan shkviv 1 valni aylantiradi, shkviv 2 tasmali uzatma orqali harakatni stanokka uzatadi. Tasmali uzatma yetakchi va yetaklanuvchi tarmoqlarining taranglanish kuchlari har xilligi tufayli val aylanadi.

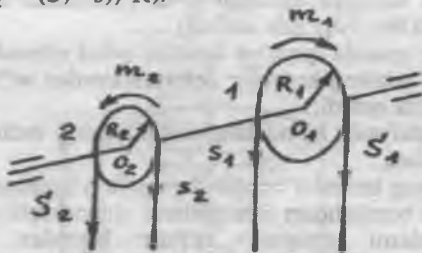


7.1-rasm.

Tasma yetakchi tarmog'ining taranglanish kuchi S yetaklanuvchi tarmog'ining kuchi s dan katta. Bu kuchlar shkvivlarda har xil tomonga yo'nalgan kuchlar jufti m ni vujudga keltiradi:

$$1 \text{ shkvivda } m_1 = (S_1 - s_1) R_1.$$

$$2 \text{ shkvivda } m_2 = (S_2 - s_2) R_2.$$



7.2-rasm.

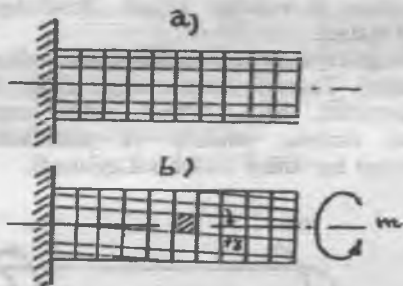
Shkvivlar bir tekis aylanganda podshipniklardagi ishqalanishii hisobga olmaganda

$$m_1 = m_2 = T.$$

Valning shkvivlar orasidagi qismi buraladi. Valni burovchi kuchlar jufti momenti burovchi moment deb ataladi.

1-§. Dumaloq g'olachaning buralishidagi kuchlanishlarni aniqlash

Buralishda g'olachaning ko'ndalang kesimlariga urinma kuchlanishlar τ ta'sir qiladi. Hisoblash formulalarini chiqarishdan oldin elastiklik chegarasida buralish deformatsiyasini amaliy tadqiq qilish natijalariga murojaat qilamiz. Silindrik rezina g'olacha sirtida bir xil masofadagi diametrlar va yasovchilardan to'g'ri to'rtburchak to'r chizamiz (7.3-rasm, a).



7.3-rasm.

G'olacha kuchlar jufti bilan buralganda silindr yasovchilari bir xil burchak γ ga buralishini ko'ramiz (7.3-rasm, b). To'r to'g'ri to'rtburchaklari parallelogramlarga aylanadi, bu siljish deformatsiyasi yuz berganini ko'rsatadi. Buraladigan g'olachaning buralish o'qi deb ataladigan o'qi to'g'riligicha qoladi, uzunligi va diametri o'zgarmaydi.

Buralishdagi deformatsiya har qaysi ko'ndalang kesimni g'olacha o'qi atrofida boshqa kesimga nisbatan biror burchakka burishdan iborat (bu burchak buralish burchagi deb ataladi).

Kuzatishlar asosida quyidagi farazlar qabul qilinadi:

- 1) yassi ko'ndalang kesimlar deformatsiyadan so'ng yassi va g'olacha o'qi normalligicha qoladi;
- 2) deformatsiyada ko'ndalang kesimlarning radiuslari buriladi, lekin to'g'riligicha qoladi;
- 3) ko'ndalang kesimlar orasidagi masofa o'zgarmaydi.

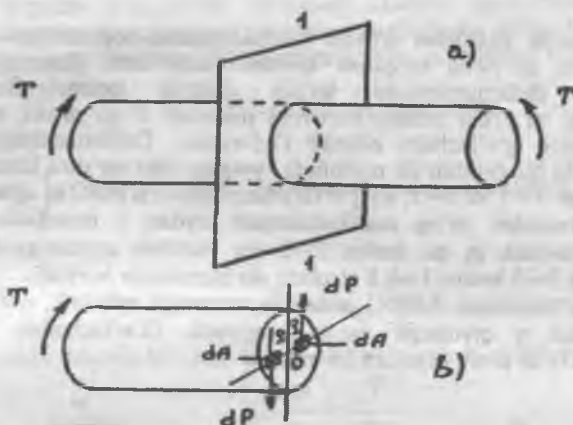
Bu farazlar buralishdagi formulalarni chiqarishni sodda-lashtiradi.

Kuchlanishlarni aniqlash uchun kesimlar usuli qo'llaniladi. Buralayotgan g'olachani o'qqa tik tekislik 1—1 bilan ikki qismga kesamiz (7.4-rasm, a). O'ng qismni tashlab yuborib, burovchi moment T va tashlab yuborilgan qismdan uzatiladigan kesimda kuchlar ta'siridagi chap qismning muvozanatini ko'rib chiqamiz (7.4-rasm, b).

Kesim markazidan ρ masofadagi istalgan nuqta atrofida elementar yuzacha dA ni ajratamiz. Yuzachaga qo'yilgan urinma kuchlanish

$$dP = \tau_{\rho} dA, \quad (7.1)$$

bunda, τ_{ρ} — ko'rilayotgan nuqtadagi urinma kuchlanish.



7.4-rasm.

Kuch dP kesim markaziga nisbatan hosil qiladigan elementar moment:

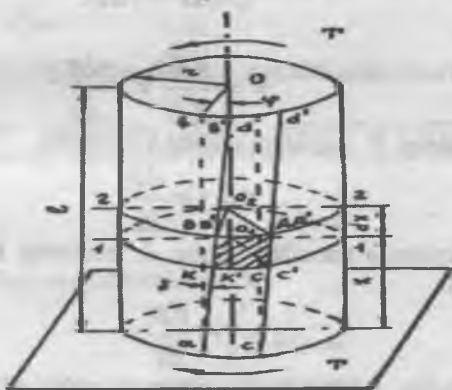
$$dM_{\tau} = dP \cdot \rho = \tau_{\rho} dA \cdot \rho. \quad (7.2)$$

Kesimda ta'sir qiladigan kuchlar momentlari yig'indisi:

$$\sum M_{\tau} = \int_A \tau_{\rho} dA \cdot \rho. \quad (7.3)$$

Kesib olingan qismning muvozanatlik sharti:

$$T - \int_A \tau_{\rho} dA \cdot \rho = 0. \quad (7.4)$$

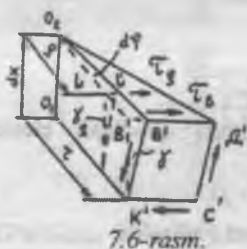


7.5-rasm.

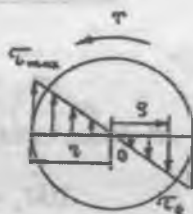
Muvozanatlik shartidan urinma kuchlanishlarni topish qiyin, chunki ularning kesim bo'yicha tarqalish qonuni noma'lum. Shuning uchun g'o'lachaning deformatsiyasini ko'rib chiqish lozim. Bir uchi mahkamlangan va erkin uchiga burovchi moment T qo'yilgan, radiusi r bo'lgan dumaloq g'o'lachani olamiz (7.5-rasm). Deformatsiyaga qadar g'o'lacha sirtida bir-biridan dx masofada yotgan ikki qo'shni kesim $a\theta$ va cd , ikkita kesim 1—1 va 2—2, to'g'ri to'rtburchak — KBDC ni ajratamiz.

Deformatsiyadan so'ng mahkamlangan joydan x masofada yotgan kesim 1—1 burchak φ_x ga, kesim 2—2 esa burchak $\varphi_x + d\varphi$ ga buriladi. Demak, kesim 2—2 kesim 1 — 1 atrofida $d\varphi$ burchakka buriladi.

To'g'ri to'rtburchak KBDC parallelogrammaga aylanadi, chunki uning burchaklari γ qiymatga qarab o'zgaradi. G'o'lachadan element $K^1B^1D^1C^1O_1O_2$ ni kesib olamiz (7.6-rasm).



7.6-rasm.



7.7-rasm.

Element materiali siljish deformatsiyasiga uchraydi. Uning yon yoqlari bo'ylab urinma kuchlanishlar ta'sir qiladi. Bu kuchlanishlarni Guk qonuni formulalari bo'yicha nisbiy siljish γ orqali ifodalaymiz:

$$\tau = G\gamma.$$

Elementning mutlaq siljishi:

$$\cup BB' = rd\varphi. \quad (7.5)$$

Nisbiy siljish

$$\gamma = \frac{BB'}{K'B} = r \frac{d\varphi}{dx}. \quad (7.6)$$

G'o'lacha sirtidagi V' nuqtadagi urinma kuchlanish:

$$\tau = Gr \frac{d\varphi}{dx}. \quad (7.7)$$

Kesim markazidan ρ masofada yotgan L' nuqtadagi kuchlanish ham shunday aniqlanadi:

$$\tau_\rho = G_\rho \frac{d\varphi}{dx}. \quad (7.8)$$

Ko'rinib turibdiki, urinma kuchlanishlar va nisbiy siljish ρ masofaga mutanosib. Olingan formulalar urinma kuchlanishlarning chiziqli tarqalish qonunini aniqlaydi. 7.7-rasmda urinma kuchlanishlarning g'o'lacha kesimi

radiusi bo'yicha o'zgarishini ko'rsatadi. Kesim markazida eng kichik kuchlanish nolga teng; eng katta kuchlanish g'olacha sirtiga to'g'ri keladi.

τ_ρ qiymatini muvozanatlik shartiga qo'yib, quyidagini hosil qilamiz:

$$T - G \frac{d\varphi}{dx} \int_A \rho^2 dA = 0. \quad (7.9)$$

$J_p = \int_A \rho^2 dA$ — qutbiy inersiya momenti ekanligini hisobga olib, quyidagini olamiz:

$$T = GJ_p \frac{d\varphi}{dx}. \quad (7.10)$$

U holda uzunlik birligiga to'g'ri kelgan buralish burchagi

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{T}{GJ_p}.$$

Bu qiymatni tenglama (7,8) ga qo'yib, kesimning istalgan nuqtasidagi urinma kuchlanishlarning formulasini hosil qilamiz:

$$\tau_\rho = \frac{T}{J_p} \cdot \rho. \quad (7.11)$$

Urinma kuchlanishlar quyidagi holda eng katta qiymatiga erishadi:

$$\rho = \rho_{\max} = r.$$

$$\tau_{\max} = \frac{T}{J_p} \rho_{\max} = \frac{T}{W_p}, \quad (7.12)$$

bunda, $W_p = \frac{J_p}{\rho_{\max}}$ — buralishdagi qutbiy qarshilik momenti.

2-§. Buralishdagi mustahkamlik sharti

Buralishga ishlaydigan inshoot elementlarining mustahkamligini hisoblashda urinma kuchlanishlar yo'l qo'yiladigan qiymatdan oshmasligi kerak:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{adm}. \quad (7.13)$$

Buralishdagi mustahkamlik sharti

$$\tau_{\max} = \frac{T}{W_p} \leq \tau_{adm}. \quad (7.14)$$

Po'latning buralishdagi yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanish:

$$\tau_{adm} = (0,5 \div 0,6)\sigma_{adm,t} \quad (7.15)$$

Mustahkamlik shartidan foydalanib, quyidagi hisoblar baja-riladi:

a) **Tekshirish uchun hisoblash.** Kesimning ma'lum o'lchamlari va burovchi moment bo'yicha urinma kuchlanish topilib, u elementning mustahkamligini baholash uchun yo'l qo'yiladigan kuchlanishga taqqoslanadi:

$$\tau_{max} = \frac{T}{W_p}$$

b) **Loyihalash uchun hisob xavfli kesimdagi ma'lum burovchi moment va yo'l qo'yiladigan kuchlanish bo'yicha qutbiy qarshilik momenti aniqlanadi:**

$$W_p \geq \frac{T}{\tau_{adm}}$$

so'ngra zarur o'lcham hisoblanadi: dumaloq kesim

$$D = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi}}$$

doiraviy halqa kesim

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_p \cdot 16}{\pi(1-\alpha^4)}}$$

d) **Yo'l qo'yiladigan burovchi momentni aniqlash.** Kesimning ma'lum o'lchamlari va yo'l qo'yiladigan kuchlanish bo'yicha:

$$T_{adm} \leq \tau_{adm} \cdot W_p$$

3-§. Buralishda g'o'lachaning deformatsiyalanishi

Buralishda dumaloq g'o'lachaning deformatsiyalanishida g'o'lacha kesimlari qo'zg'almas kesimga nisbatan siljiydi (7.5-rasm). Mahkamlangan joydan x masofada g'o'lachaning buralish burchagi quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$\frac{d\varphi}{dx} = \frac{T}{GJ_p} \quad \text{yoki} \quad d\varphi = \frac{Tdx}{GJ_p} \quad (7.16)$$

Buni integrallaymiz:

$$\varphi_x = \int_0^x \frac{Tdx}{GJ_p}$$

T , G va J_p larning doimiy qiymatlarida:

$$\varphi_x = \frac{T \cdot x}{GJ_p}. \quad (7.18)$$

Radianlarda o'lchanadigan eng katta buralish burchagi $x=l$ da g'o'lacha oxiriga to'g'ri keladi:

$$\varphi_x = \frac{T \cdot l}{GJ_p}.$$

Hosila GJ_p ni buralishda g'o'lachaning bikirligi deb ataladi.

G'o'lachaning buralish burchagi burovchi moment, g'o'lacha uzunligiga nisbatan to'g'ri mutanosib, buralishdagi bikirlikka nisbatan teskari mutanosibdir.

G'o'lachaning ko'ndalang kesimi pog'onali o'zgarganda yoki uning ayrim qismlari chegarasida burovchi moment doimiy bo'lganda buralish burchagi har bir qism uchun (7.18) formula bo'yicha alohida hisoblanadigan buralish burchaklari algebraik yig'indisi bilan aniqlanadi.

Uzunlik birligiga to'g'ri keladigan buralish burchagi nisbiy buralish burchagi deb ataladi:

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{T}{GJ_p} \quad (7.19)$$

yoki

$$\theta^0 = \frac{180}{\pi} \frac{T100}{GJ_p}. \quad (7.20)$$

Nisbiy buralish burchaklari θ va θ^0 ning o'lchamlari tegishlicha rad/m va grad/m.

Val bikirligini ta'minlash uchun uning eng katta nisbiy buralish burchagi valning vazifasiga ko'ra belgilanuvchi yo'l qo'yiladigan qiymatdan oshmasligi kerak:

$$\theta \leq \theta_{adm}. \quad (7.21)$$

Buralishdagi bikirlik sharti

$$\theta^0 = \frac{180}{\pi} \frac{T100}{GJ_p} \leq \theta^0_{adm}. \quad (7.22)$$

Yo'l qo'yiladigan nisbiy buralish burchagi

$$\theta^0_{adm} = 0,25 \div 1,0 \text{ grad/m.}$$

Bu shart xuddi mustahkamlikka hisoblashdagidek hisoblarni bajarishga imkon beradi.

4-§. Burovchi momentlarni hisoblash

Amaliy masalalarda odatda, val uzatadigan quvvat N (ot kuchida o'lchanadi) va valning aylanishlar soni n (daqiqalarda o'lchanadi) ma'lum bo'ladi. Endi valning burovchi momenti, quvvati va aylanishlar soni orasidagi bog'lanishni chiqaramiz. Mexanika qonun-qoidalariga ko'ra aylanuvchi moment quvvati bur-chak tezligiga ko'paytirilgan juftlar momentiga teng:

$$W = T\omega = T \frac{\pi n}{30} g \cdot m / sek. \quad (7.23)$$

Boshqa tomondan

$$W = 75N g \cdot m / sek. \quad (7.24)$$

Bu ifodalarning o'ng tomonlarini tenglashtirib, quyidagilarni olamiz:

$$T \frac{\pi n}{30} = 75N.$$

Bundan burovchi moment ushbuga teng:

$$T = \frac{30 \cdot 75 N}{\pi n} = 716,2 \frac{N}{n} g \cdot m. \quad (7.25)$$

1 o.k.=0,736 kVt ekanligini hisobga olib, kilovatlarda berilgan quvvat K uchun quyidagini olamiz:

$$T = 973,6 \frac{K}{n} g \cdot m. \quad (7.26)$$

5-§. Burovchi momentlar epuralarini yasash

G'o'lacha (brus) ning xavfli kesimini topish uchun uning ayrim qismlariga ta'sir qiladigan burovchi momentlarni aniqlash kerak. G'o'lachaning uzunligi bo'yicha burovchi momentning o'zgarish grafigi burovchi momentlar epurasi deb ataladi.

Epuralarni yasashda g'o'lachani kuchlar qo'yiladigan qismlarga bo'lib chiqamiz va kesish usulini qo'llaymiz. G'o'lachani tekislik bilan xayolan qismlarga bo'lamiz, bir qismini tashlab yuboramiz va qolgan qismining muvozanatlik shartini ko'rib chiqamiz. G'o'lachaning ixtiyoriy kesimidagi burovchi moment kesimning bir tomonida g'o'lacha qo'yilgan tashqi burovchi momentlar (o'qqa nisbatan) algebraik yig'indisiga teng.

Epuralarni yasashni soddalashtirish uchun quyidagi ishoralar qonunini qabul qilamiz: agar g'o'lachaning kesib olingan qismining toresiga (yon

tomoniga) qaraganda burovchi moment soat mili bo'yicha yo'nalgan bo'lsa, burovchi moment musbat, agar aksincha yo'nalgan bo'lsa, manfiy ishorali bo'ladi.

Shu qabul qilingan qoidani epuraning boshidan oxirigacha saqlash kerak. Tashqi burovchi momentlar $m_1=200$ H·m, $m_2=500$ H·m va $m_3=300$ H·m bilan yuklangan val uchun burovchi momentlar epuralarini yasash misolini ko'rib chiqamiz. Moment m_2 valning aylanish tomoniga, m_1 va m_3 lar esa teskari tomonga yo'nalgan (7.8-rasm).

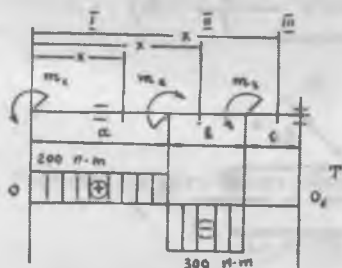
Valni uch qismga bo'lamiz, ularni ketma-ket koordinatalar boshidan x masofada tekislik bilan kesamiz. Qabul qilingan qoidadan foydalanib, valning kesilgan chap qismlari muvozanatlik shartidan kesimlar burovchi momentlar kattaligi va ishorasini aniqlaymiz. Valning ayrim qismlardagi burovchi momentlar:

$$T^I = m_1 = 200 \text{ H·m};$$

$$T^{II} = m_1 - m_2 = -300 \text{ H·m};$$

$$T^{III} = m_1 - m_2 + m_3 = 0.$$

Nolinci chiziq OO_1 dan epuralar yasashda qismlardagi burovchi momentlarga teng ordinalarni tanlangan masshtabda qo'yamiz. Musbatlarni yuqoriga, manfiylarni pastga qo'yamiz. Qismlardagi burovchi momentlar doimiy. Epura ikki to'g'ri to'rtburchak shaklida bo'lib, burovchi moment qo'yilgan kesimda burovchi momentlar epurasi shu moment qiymatiga sakrash bilan o'zgaradi.



7.8-rasm.



7.9-rasm.

6-§. Buralishdagi asosiy kuchlanishlar

Val buralganda uning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar vujudga keladi. Urinma kuchlanishlarning juftligi qonuniga ko'ra bo'ylama kesimlarda ham shunday kuchlanishlar ta'sir qiladi. Val sirtida yotgan nuqtalar eng zo'riqqa joylar hisoblanadi. KBCD elementni ajratamiz (7.9-rasm). Elementning ko'ndalang va bo'ylama tekisliklari bilan cheklangan yon yoqlari bo'yicha faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qiladi. Element yassi zo'riqish, ya'ni—sof siljish holatida bo'ladi.

Yassi zo'riqqanlik holatining umumiy holidagi asosiy kuchlanishlar:

$$\sigma_{\max}^{\min} = \frac{\sigma_a + \sigma_\beta}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_a - \sigma_\beta)^2 + 4 \cdot \tau^2} \quad (7.27)$$

Buralishda

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_{\beta} = 0$$

Demak, asosiy kuchlanishlar urinma kuchlanishlarga teng ekan:

$$\sigma_{\max} = \tau \quad \text{va} \quad \sigma_{\min} = -\tau. \quad (7.28)$$

Ulardan biri — σ_{\max} — cho'zuvchi, ikkinchisi, σ_{\min} — siquvchi kuchlanish.

Asosiy yuzachalarning qiyalik burchagi:

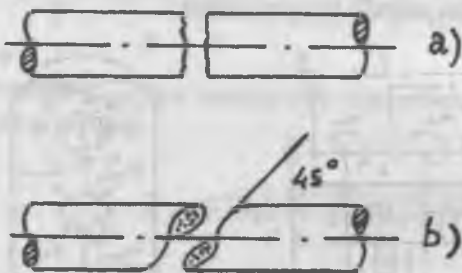
$$\operatorname{tg} 2\alpha = -\frac{2\tau}{\sigma_{\alpha} - \sigma_{\beta}} = \infty. \quad (7.29)$$

U holda $\alpha' = 45^{\circ}$

va

$$\alpha'' = 135^{\circ}.$$

Asosiy yuzachalar val o'qiga 45° va 135° burchak ostida qiya turadi (7.9-rasm). Buralishda vujudga keladigan urinma va normal kuchlanishlar qiymat jihatidan teng bo'lganligi uchun yemirilish-ning ikki xili: kesilish va uzilishi bilan farq qilinadi. Yemirilish tarzi materialga, uning kesilish va uzilishiga bo'lgan qarshiligiga bog'liq.



7.10-rasm.

Plastik materiallarning yemirilishi urinma kuchlanishlar ta'sirida ko'ndalang kesim bo'yicha kesilish yo'li bilan yuz beradi (7.10-rasm, a). Mo'rt materiallarning yemirilishi normal kuchlar ta'sirida val yasovchisiga 45° burchak qiya yotgan vintsimon sirt bo'yicha uzilish yo'li bilan yuz beradi (7.10-rasm, b). Kesilish va uzilishni o'z ichiga oladigan aralash yemirilishlar ham uchraydi.

7-§. Buralishdagi potensial energiya

G'olacha (brus) elastiklik chegarasida buralganda tashqi momentlar ish bajaradi, u g'olachada potensial energiya tarzida to'planadi. Tashqi momentlar olingandan so'ng bu energiya g'olachani o'z holiga qaytarishga sarflanadi. Buralishdagi potensial energiya ifodasining xulosasi cho'zilishdagiga o'xshaydi.

Statik tashqi burovchi momentning to'liq ishi shu moment qiymati g'olachani burash burchagi qiymatiga ko'paytmasining yarmiga teng:

$$W = \frac{m_1 \varphi_1}{2}. \quad (7.30)$$

Buralish yo'nalishidan teskari tomonga yo'nalgan ichki elasiklik kuchlarining ishi ishorasi manfiy. Ichki kuchlarning elementlar ishi:

$$dW_f = -\frac{1}{2} T d\varphi, \quad (7.31)$$

bunda, T — ichki burovchi moment;

$d\varphi$ — uzunligi dx elementning buralish burchagi.

Ushbu $d\varphi = \frac{T dx}{GI_p}$ ekanligini hisobga olib quyidagini hosil qilamiz:

$$dW_f = -\frac{T^2 dx}{2GI_p}. \quad (7.32)$$

Bu ifodani integrallab, l uzunlikdagi g'olacha uchun ichki kuchlarning to'liq ichki ishini topamiz:

$$W_f = -\int_0^l \frac{T^2 dx}{2GI_p}, \quad (7.33)$$

Potensial energiya teskari ishorali ichki kuchlar ishiga teng:

$$U = -W_f = \int_0^l \frac{T^2 dx}{2GI_p}. \quad (7.34)$$

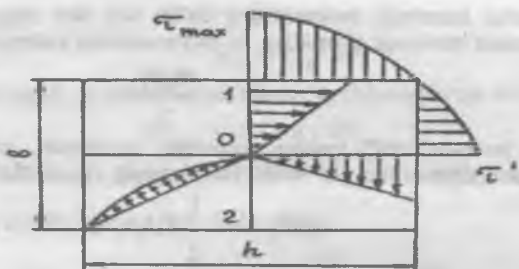
G'olacha uzunligi bo'yicha burovchi moment qiymatlari va bikirligi o'zgaray qolganda:

$$U = \frac{T^2 e}{2GI_p} \quad (7.35)$$

bo'ladi.

8-§. To'g'ri to'rtburchak kesimli g'olachalarning buralishi

Ko'ndalang kesimi doiraviy bo'lmagan sterjenlar buralganda ko'ndalang kesimlar qiyshayadi. Bunday g'olachalar uchun yassi kesimlar gipotezasi yaramaydi. Bu holda urinma kuchlanishlarni aniqlash elasiklik nazariyasi usullari bilan yechiladigan murakkab masala hisoblanadi.



7.11-rasm.

A. Sen-Venan tadqiqotlarining to'g'ri to'rtburchak kesimli g'olchalar uchun $h > b$ da olingan natijalarini keltiramiz. 7.11-rasmda bu kesimning konturi, o'qlari va diagonal bo'yicha urinma kuchlanishlarning tarqalish epyuralari ko'rsatilgan.

Eng katta urinma kuchlanishlar kesimning uzun tomonlari o'rtasida yotgan 1 va 2 nuqtalarida vujudga keladi, u quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{\alpha h b^2} = \frac{T}{W_k}. \quad (7.36)$$

Burchaklardagi nuqtalarda urinma kuchlanishlar nolga teng. Kalta tomonlarning o'rtasidagi urinma kuchlanishlar:

$$\tau' = \gamma \cdot \tau_{\max}. \quad (7.37)$$

Sterjenning buralish burchagi:

$$\varphi = \frac{Tl}{G\beta h b^3} = \frac{Tl}{GI_k} \quad (7.38)$$

bunda, α , β va γ tomonlar nisbatiga bog'liq koeffitsiyent. To'g'ri to'rtburchak kesimli sterjen uchun α , β va γ koeffitsiyentlari:

h/b	1	2	3	4	6	8	10	∞
α	0,208	0,246	0,267	0,282	0,299	0,307	0,313	0,333
β	0,141	0,229	0,263	0,281	0,299	0,307	0,313	0,333
γ	1,000	0,796	0,753	0,745	0,743	0,742	0,742	0,742

Qiyamat $W_k = \alpha h b^2$ buralishdagi qarshilik momenti deb ataladi.

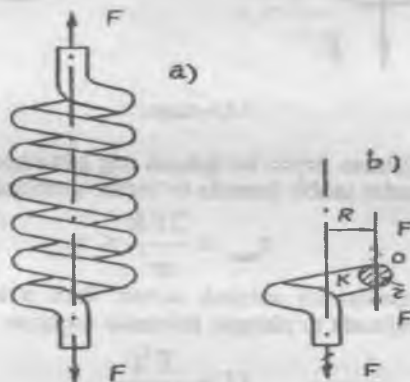
Sterjen kesimning geometrik tafsiloti $I_k = \beta hb^3$ burilishdagi inersiya momenti deb ataladi.

9-§. Vintsimon prujinalarni hisoblash

Mashinasozlikda prujinalar qayishqoq elementlar sifatida keng ishlatiladi. Vintsimoi prujina deb o'qi vint chiziqni tashkil qiladigan uchun ingichka sterjenga, aytiladi. Silindrik, konussimon va shakldor prujinalar bor.

O'ramlari qadami kichik, o'qaviy kuchlar F bilan cho'zilgan (7.12-rasm, a) silindrik vintsimon prujinani taqribiy hisoblashni ko'rib chiqamiz. Prujina o'ramining o'rta radiusi R sterjen radiusi r va o'ramlar soni n . Prujina materialining siljish moduli G .

Prujina sterjenini uning o'qi orqali o'tadigan tekislik bilan kesamiz va yuqori qismini tashlab yuboramiz. Pastki qismini muvozanatlash uchun o'ram kesimi o'rtasiga prujina o'qiga parallel qilib ikkita qarama-qarshi yo'nalgan kuch F ni qo'yamiz (7.12-rasm, b).



7.12-rasm.

Ko'rinib turibdiki, o'ramning ko'ndalang kesimida burovchi moment $T = FR$ va ko'ndalang kuch $Q = F$ ta'sir qiladi, ular urinma kuchlanishni vujudga keltiradi.

Urinma kuchlanishlar:

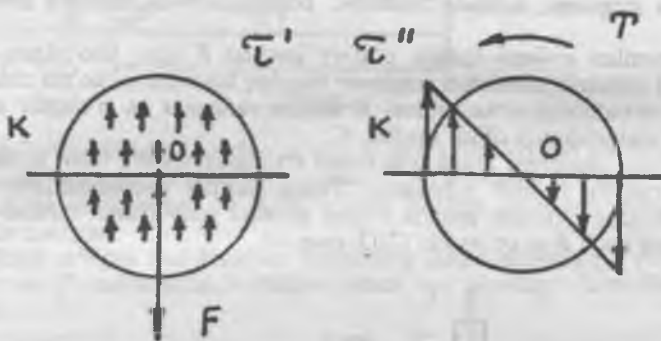
$$\text{siljishdan: } \tau' = \frac{Q}{A} = \frac{F}{\pi r^2}, \quad (7.39)$$

$$\text{buralishdan: } \tau'' = \frac{T}{W_p} = \frac{2FR}{\pi r^3}. \quad (7.40)$$

7.13-rasmda siljish va buralishdan o'ram ko'ndalang kesimida urinma kuchlanishlarning tarqalishi ko'rsatilgan. Eng katta urinma kuchlanish

o'ramning ichki tomonidagi K nuqtada paydo bo'ladi; bu nuqtada siljish va buralishdan paydo bo'ladigan kuchlanishlarning yo'nalishlari moc keladi.

$$\tau_{\max} = \tau' + \tau'' = \frac{F}{\pi r^2} + \frac{2FR}{\pi r^3} = \frac{F}{\pi r^2} \left(1 + \frac{2R}{r} \right). \quad (7.41)$$



7.13-rasm

Ko'pincha siljishdan paydo bo'ladigan eng katta kuchlanishlar hisobga olinmaydi va prujinalar ushbu formula bo'yicha hisoblanadi:

$$\tau_{\max} = \frac{2FR}{\pi r^3} \leq \tau_{adm}. \quad (7.42)$$

Prujina deformatsiyasini aniqlash uchun: faqat o'ramlarning buralishi hisobga olinadi. Prujinada to'plangan potensial energiya:

$$U = \frac{T^2 l}{2GI_p}.$$

Prujinaning to'g'rilangan uzunligi $l = 2\pi Rn$.

Formulada T , l va I_p larni almashtirib ushbu hosil qilamiz:

$$U = \frac{2F^2 R^3 n}{Gr^4}. \quad (7.43)$$

Prujinaga qo'yilgan kuchlar F ning ishi

$$W = \frac{F\lambda}{2}, \quad (7.44)$$

bunda, λ — prujina deformatsiyasi.

Energiyaning saqlanish qonuniga ko'ra
 $W=U$

yoki

$$\frac{F\lambda}{2} = \frac{2F^2 R^3 n}{Gr^4},$$

prujina deformatsiyasi

$$\lambda = \frac{4FR^3 n}{Gr^4}. \quad (7.45)$$

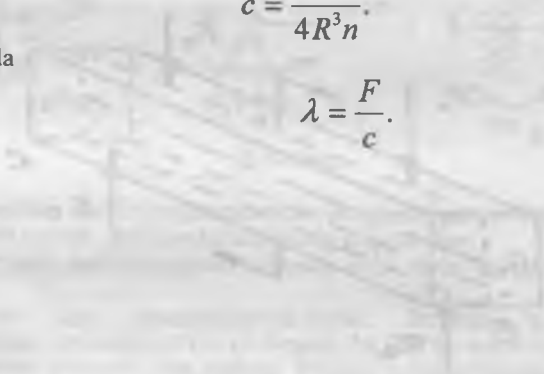
Kuch F ning prujina deformatsiyasi birga teng bo'ladigan qiymati prujina bikirligi deb ataladi. U c harfi bilan belgilanadi va H/m bilan o'lchanadi.

(7.45) formuladan ko'rinadiki:

$$c = \frac{Gr^4}{4R^3 n}.$$

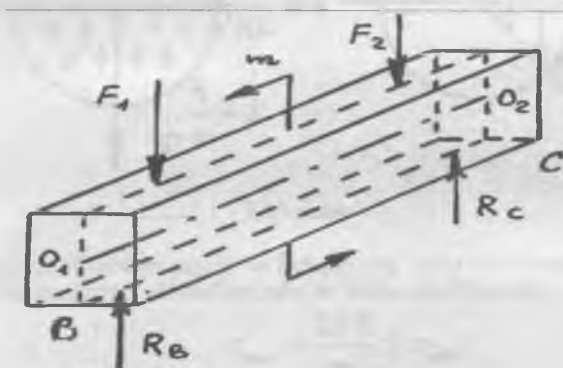
U holda

$$\lambda = \frac{F}{c}. \quad (7.46)$$



VIII bob. EGILISH

Egilish deb bo'ylama o'qqa perpendikular yuklar yoki shu o'q orqali o'tuvchi kuchlar jufti ta'sirida g'o'lachaning deformatsiyalanishiga aytiladi (8.1-rasm). Ikki uchi tayanchlarda yotadigan va egilishga ishlaydigan g'o'lacha (brus) to'sin (balka) deb ataladi. To'singa tashqi og'irliklar va tayanchlarning reaksiyalari ta'sir etadi. Bular ta'sirida to'sin egiladi va o'qi qiysha-yadi.



8.1-rasm.

Egilishda to'sinning ko'ndalang kesimlarida eguvchi moment-lar M va ko'ndalang kuchlar Q vujudga keladi. Shu munosabat bilan kesimning har bir nuqtasida normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qiladi. To'sinning egilishi og'irliklar ta'sir qiladigan tekislikda yuz beradi; bu tekislik kuch tekisligi deb ataladi.

Agar kuch tekisligi to'sin ko'ndalang kesimining asosiy marka-ziy inersiya o'qlaridan biri orqali o'tsa, bunday egilish to'g'ri yoki yassi egilish deb ataladi. Kesimlarda faqat bir ichki zo'riqish—eguvchi moment vujudga kelgan holdagi egilish sof egilish deyiladi. Kesimlarda eguvchi moment bilan birga ko'ndalang kuchlar ham mavjud bo'lsa, egilish odatda yassi ko'ndalang egilish deb ataladi.

1-§. Tayanchlar va to'sinlarning tayanch reaksiyalari

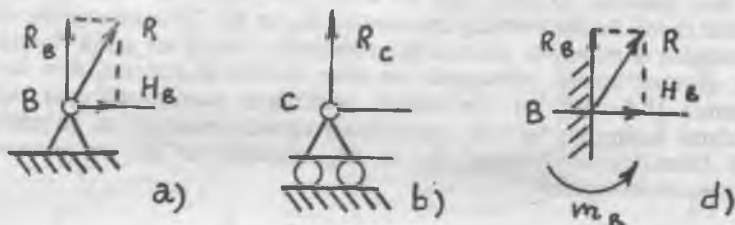
To'sin tayanchlarining asosiy uch xili farq qilinadi:

a) sharnirli-qo'zg'almas tayanch (8.2-rasm, a); to'sin uchlari-ning burilishiga yo'l qo'yadi va uning istalgan yo'nalishda ilgari lama harakat

qilishiga to'sqinlik qiladi; hosil bo'ladigan to'liq reaksiya R vertikal va gorizontal tekisliklarda ta'sir qiladigan ikki o'zaro ortogonal tashkil etuvchilar R_B va H_B ga bo'linadi;

b) sharmirli-qo'zg'aluvchan tayanch (8.2-rasm, b); to'sin uchlarning burilishiga va tayanch sirti bo'yicha ilgarilma harakatlanishiga yo'l qo'yadi. Vujudga keladigan reaksiya R_C shu sirtga tik yo'naladi.

d) qattiq qisilgan tayanch yoki mahkamlash (8.2-rasm, d); to'sin uchlarning burilishiga va istalgan yo'nalishda ilgarilama harakatlanishiga yo'l qo'ymaydi. Tayanchda to'liq reaksiya R vujudga keladi; u vertikal R_B va gorizontal H_B tashkil etuvchilarga hamda to'sinning burilishiga yo'l qo'ymaydigan reaktiv moment m_B ga ajraladi.

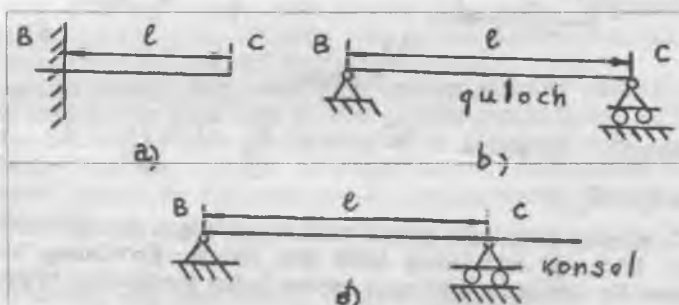


8.2-rasm.

Reaksiyalari statika tenglamalaridan aniqlanadigan to'sinlar statik aniq to'sinlar deb ataladi. Bunday to'sinlarning ikki xili bor:

a) bir uchi qattiq qisilgan; ikkinchi uchi erkin bo'lgan to'sin (8,3-rasm, a);

b) bir uchi sharmirli-qo'zg'almas, ikkinchi uchi sharmirli qo'zg'aluvchan tayanchli to'sin (8.3-rasm, b). To'sin tayanchlari orasidagi masofa quloch (пролет) deb ataladi. Bunday to'sinlar odatda bir qulochli yoki ikki tayanchli to'sinlar deb ataladi.



8.3-rasm.

To'sinning tayanchdan chiqib turadigan uchlari konsollar deb ataladi 8.3-rasm, d da konsolli bir qulochli to'sin ko'rsatilgan.

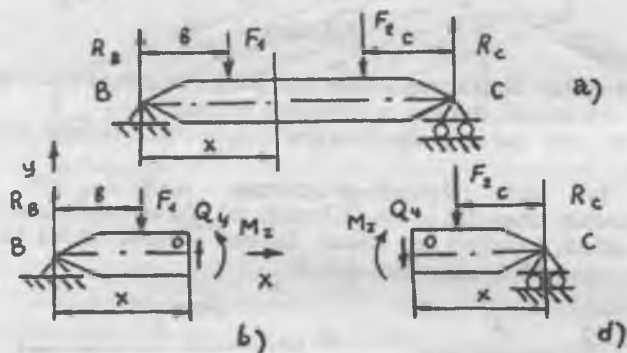
Bir tekislikda yotgan kuchlar ta'siridagi to'sinning tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun statikada uchta muvozanat tenglamasi mavjud:

$$\sum x = 0; \quad \sum y = 0; \quad \sum M_z = 0.$$

2-§. Ko'ndalang kuch va eguvchi moment

Yassi ko'ndalang egilishda to'sinning ko'ndalang kesimlarida ikkita ichki kuch: ko'ndalang kuch Q_y va eguvchi moment M_z paydo bo'ladi. Ularni aniqlash uchun kesimlar usuli qo'llaniladi.

Bir quloqli to'sinni olib ko'ramiz (8.4-rasm, a). Uni F_1 va F_2 kuchlar egadi; bu kuchlarning reaksiyalari R_B va R_C . To'sinni xayolan chap tayanchdan x masofada tekislik bilan kesamiz. Uning bir qismi, masalan, o'ng qismini tashlab yuboramiz va chap qismining muvozanatini ko'rib chiqamiz (8.4-rasm, b). To'sinning qoldirilgan qismiga qo'ygan tashqi kuchlarni kesimning og'irlik markazidagi eguvchi moment va ko'ndalang kuch bilan almash-tiramiz. Q_y va M_z qiymatlarini ikki muvozanatlik tenglamasidan topamiz:



8.4-rasm.

Birinchi tenglama $\sum y = 0; R_B - F_1 + Q_y = 0$, bundan $Q_y = F_1 - R_B$.

To'sinning qoldirilgan qismini tashlab yuborilgan qismiga nisbatan sil-jituvchi kuch Q_y ko'ndalang kuch deb ataladi. Ko'ndalang kuch Q_y kesimdan bir tomonda joylashgan barcha tashqi kuchlarning to'sin o'qiga normal proeksiyalari yig'indisiga teng:

$$Q_y = \sum (F_i)_y. \quad (8.1)$$

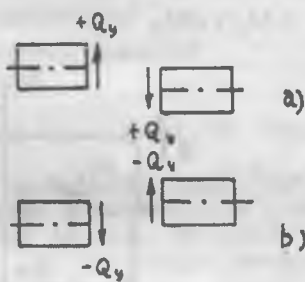
Ikkinchi tenglama $\sum M_0 = 0; R_B x - F_1(x-b) - M_Z = 0$, bundan, $M_Z = R_B x - F_1(x-b)$.

To'sinning qoldirilgan qismiga qo'yilgan juftlar momenti M_Z eguvchi moment deb ataladi. Eguvchi moment M_Z to'sin kesimi og'irlik markaziga nisbatan kesimning bir tomonida joylashgan barcha tashqi kuchlar momentlari algebraik yig'indisiga teng:

$$M_Z = \sum M_0(F_i). \quad (8.2)$$



8.5-rasm.



8.6-rasm.

To'sinning chap qismini tashlab yuborib, o'ng qismini ko'rib chiqqanimizda, Q_y va M_Z ham kesimda shunday qiymatga, lekin yo'nalishlari har xil bo'lganligini ko'ramiz (8.4-rasm, d). Bir kesimda to'sinning o'ng yoki chap qismida bo'lishidan qat'i nazar, bir xil qiymatli va ishorali ko'ndalang kuch va eguvchi moment olish uchun quyidagi ishoralar qoidasi qo'llaniladi. Eguvchi moment shu paytda musbat hisoblanadi, agar to'sinning qabariq tomoni pastga qarasa (8.5-rasm, a) yoki chap qismidagi moment soat mili bo'yicha bo'lsa, o'ng tomonidagi soat miliga teskari bo'lsa, aksincha yoki qabariq tomoni yuqoriga qarasa (8.5-rasm, b) eguvchi moment manfiy hisoblanadi.

Agar to'sinning chap qismi o'ng qismiga nisbatan yuqoriga surilsa yoki to'sinning o'ng qismi chap qismiga nisbatan pastga surilsa, ko'ndalang kuch musbat, teskari holda manfiy hisoblanadi (8.6-rasm, a, b).

To'sin kesimida vujudga keladigan normal kuchlanishlar eguvchi momentni, urinma kuchlanishlar esa ko'ndalang kuchni muvozanatlaydi. Shunday qilib:

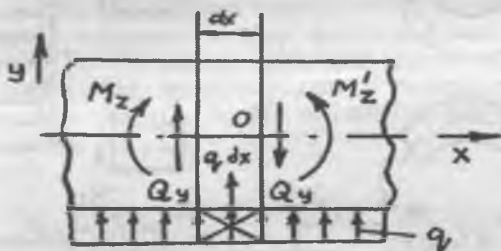
$$\sigma = f_1(M_Z) \quad \text{va} \quad \tau = f_2(Q_y), \quad (8.3)$$

To'sinning eng katta normal va urinma kuchlanishlar ta'sir qiladigan xavfli kesimlarini topish uchun eguvchi momentlar va ko'ndalang kuchlar epuralari quriladi. Bu epuralar to'sin uzunligi bo'yicha bu ichki kuch omillarining o'zgarish grafiklaridir.

3-§. Taqsimlangan yuk jadalligi ko'ndalang kuch va eguvchi moment orasidagi differensial bog'liqliklar

Taqsimlangan yuk jadalligi, ko'ndalang kuch va eguvchi moment orasida ma'lum bog'liqliklar bo'lib, uni birinchi bor rus olimi D.I. Juravskiy aniqlagan.

Taqsimlangan yuk q bilan yuklangan to'sindan dx uzunlikdagi elementni ajratib olamiz (8.7-rasm). Bu elementning chap qismi kesimida eguvchi moment M_z va ko'ndalang kuch Q_y ta'sir qiladi. O'ng kesimda qarama-qarshi yo'nalishlarda uzluksiz kichik o'sishdagi eguvchi moment $M'_z = M_z + dM_z$ va ko'ndalang kuch $Q'_y = Q_y + dQ_y$ ta'sir qiladi.



8.7-rasm.

Ajratilgan elementning muvozanatlik tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = 0; Q_y + qdx - (Q_y + dQ_y) = 0,$$

$$\sum M_0 = 0; M_z + Q_y dx + qdx \frac{dx}{2} - (M_z + dM_z) = 0.$$

Birinchi tenglamadan ushuni olamiz:

$$qdx - dQ_y = 0$$

yoki

$$\frac{dQ_y}{dx} = q, \quad (8.4)$$

ya'ni kesim abssissasi bo'yicha ko'ndalang kuch hosilasi taqsimlangan yuk jadalligiga bog'liq.

Ikkinchi tartibli uzluksiz kichik qiymatlarni hisobga olmasdan ikkinchi tenglamadan quyidagini hosil qilamiz:

$$Q_y dx - dM_z = 0$$

yoki

$$\frac{dM_z}{dx} = Q_y. \quad (8.5)$$

ya'ni to'sin kesimi absissasi bo'yicha eguvchi moment hosilasi ko'ndalang kuchga teng.

Hosil qilingan tenglikning ikkala qismidan hosilani olib, ushuni olamiz:

$$\frac{d^2 M_z}{dx^2} = \frac{dQ_v}{dx} = q, \quad (8.6)$$

ya'ni to'sin kesimi absissasi bo'yicha eguvchi moment ikkinchi hosilasi taqsimlangan yuk jadalligiga teng. Bu bog'liqliklardan epuralar yasashda foydalaniladi.

4-§. Ko'ndalang kuchlar va eguvchi momentlar epuralarini yasash

Oddiy to'sinlar uchun epuralar yasash misollarini ko'rib chiqamiz. Ularni qurish usullari quyidagicha:

1. To'sin tayanchlarida qiymatlari muvozanatlik tenglamalari-dan topiladigan noma'lum reaksiyalar aniqlanadi va keyin tekshirib ko'riladi.

2. To'sin kuch qo'yiladigan qismlarga bo'linadi. Bu qismlar-ning chegaralari to'singa tushadigan og'irlik turi o'zgaradigan ko'ndalang kesimlar, ya'ni to'plangan kuchlar va kuchlar jufti qo'yilgan, taqsimlangan og'irlik boshlanadigan yoki tugaydigan kesimlar hisoblanadi.

3. Har qaysi qism uchun kesish usulini qo'llab, ko'ndalang kuch va eguvchi momentning analitik ifodalari tuziladi, ularning qo'llanish chegaralari qayd qilinadi. O'tkazilgan kesimgacha bo'lgan masofa hisoblanadigan koordinatalar boshi to'sinning chekka chap (o'ng) nuqtasiga joylashtiriladi yoki qismdan qismga ko'chirib turiladi.

4. Har bir qismdagi yuk kesimlarda ko'ndalang kuch va eguvchi moment qiymatlari hisoblanadi: ular to'sin o'qiga parallel o'tkazilgan nolinch nuqtalardan boshlab ma'lum masshtablarda qo'yiladi.

Q_y va M_z larning musbat qiymatlari nolinch chiziqdan yuqoriga, manfiylari pastga qo'yiladi.

I-misol. Bir uchi qisilgan to'sinning erkin uchiga to'plangan kuch F qo'yilgan (8.8-rasm, a) Q_y va M_z larning epuralarini yasang.

Tayanchda vertikal reaksiya R_B va m_B reaktiv moment gorizontal reaksiya $H_B=0$ vujudga keladi. Koordinatalar boshini qisilgan joyga qo'yamiz. Muvozanatlik tenglamasini tuzamiz:

$$\sum y = 0; \quad R_B - F = 0,$$

$$\sum M_B = 0; \quad -m_B + Fl = 0.$$

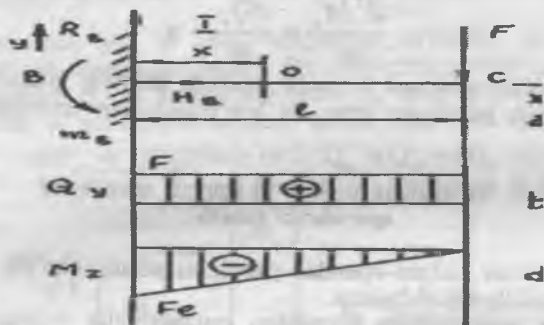
Bundan reaksiyalar

$$R_B = F \text{ va } m_B = Fl.$$

To'sinda bir qism (uchastka) bor. Koordinatalar boshidan x masofada to'sinni kesamiz va chap qismini ko'rib chiqamiz.

Kesimdagi ko'ndalang kuch $Q_y = R_B = F$, shu bilan birga $0 \leq x \leq l$.

Tenglamadan ko'rinib turibdiki, qismdagi ko'ndalang kuch doimiy qoladi va epura Q_y nolinch chiziqqa parallel to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi (8.8-rasm, b).



8.8-rasm.

Kesimdagi eguvchi moment

$$M_Z = -m_B + R_B x = -F(l - x),$$

$$0 \leq x \leq l.$$

shu bilan birga qisilgan joydagi va erkin uchidagi eguvchi momentlar qiymatini hisoblaymiz:

$$x = 0 \text{ da } M_Z = -Fl$$

$$x = l \text{ da } M_Z = 0.$$

Qismda eguvchi moment chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi va M_Z epurasi qiya to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi (8.8-rasm, d). Reaktiv moment m_B ga teng eng katta eguvchi moment to'sin qisilgan joyda ta'sir qiladi.

Koordinatalar boshini to'sinning erkin uchiga qo'yilganda masalani yechish osonlashadi. Xuddi shu holda to'sinning o'ng qismini ko'rib chiqayotganda tayanch reaksiyalarni hisoblash shart emas.

2-misol. Bir uchi qisilgan to'sin butun uzunligi bo'yicha jadal-ligi q bo'lgan bir tekis tarqalgan og'irlik bilan yuklangan (8.9-rasm, a). Tayanch reaksiyalarni aniqlamay, Q_y va M_Z epuralarni yasang.

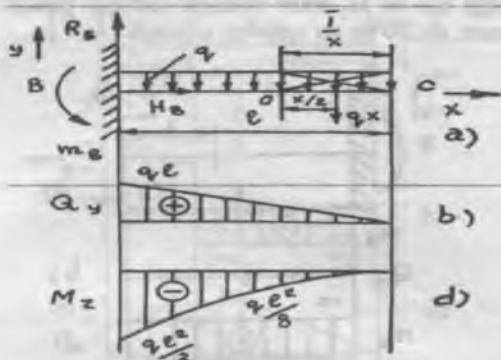
To'sinda bir qism bor. To'sinni uning erkin uchida joylashgan koordinatalar boshidan x masofada kesamiz. To'sinning chap qismini ko'rib chiqamiz; unda bir tekis tarqalgan og'irlikni kesimdan $x/2$ masofada qo'yilgan qx ga tekis to'plangan kuch bilan almash-tiramiz.

Kesimdagi ko'ndalang kuch $Q_y = qx$, shu bilan birga $0 \leq x \leq l$.

Ko'ndalang kuchlarning qiymatini hisoblaymiz:

$$x=0 \text{ da } Q_y=0, \quad x=l \text{ da } Q_y=ql.$$

Tenglamadan ko'rinadiki, ko'ndalang kuch chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi va Q_y epura qiya to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi (8.9-rasm, b). Tayanch reaksiya R_B ga teng bo'lgan ko'ndalang kuch qisilgan joyda ta'sir qiladi.



8.9-rasm.

Eguvchi moment ushbu ifoda bilan aniqlanadi:

$$M_z = - + qx \frac{x}{2} = -q \frac{x^2}{2},$$

shu bilan birga

$$0 \leq x \leq l.$$

Xarakterli kesimlarda eguvchi momentlar qiymatlarini hisoblaymiz:

$$x = 0 \text{ da } M_z = 0; \quad x = l/2 \text{ da } M_z = -\frac{ql^2}{8};$$

$$x = l \text{ da } M_z = -\frac{ql^2}{2}.$$

Tenglamadan ko'rinadiki, eguvchi moment eपुरasi kvadrat paraboladan iborat bo'lib, uning botig'i pastga qaragan va uchi koordinatalar boshida yotadi (8.9-rasm, d). Eguvchi moment to'sinning qisilgan joyida eng katta qiymatni oladi. U reaktiv moment m_B ga teng.

3-misol. Bir uchi qisilgan to'sinning erkin uchiga m moment qo'yilgan (8.10-rasm, a) Q_y va M_z eपुरalarini yasang. Tayanchdan faqat reaktiv moment m_B vujudga keladi, vertikal R_B va gorizontal H_B reaksiyalari nolga teng. Muvozanatlik tenglamasidan reaktiv momentni aniqlaymiz:

$$\sum M_B = 0; \quad -m + m_B = 0,$$

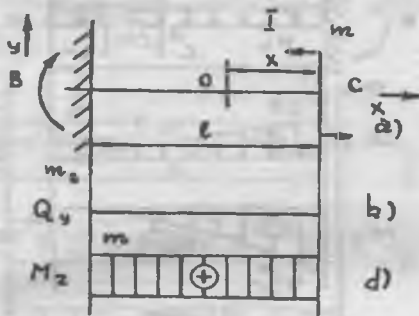
bundan

$$m_B = m.$$

Koordinatalar boshini to'sinning erkin uchiga joylashtiramiz: to'sinda bitta qism bor. Koordinatalar boshidan x masofada to'sinni kesamiz va o'ng tomonini ko'rib chiqamiz. Kesimdagi ko'ndalang kuch $Q_y=0$, eguvchi moment esa $M_z=m$, shu bilan birga $0 \leq x \leq l$ bo'ladi.

Tenglamadan ko'rinadiki, to'sinning butun uzunligi bo'yicha ko'ndalang kuch nolga teng (8.10-rasm, b). Istalgan ko'ndalang kesimdagi eguvchi moment

doimiy qiymatga ega va M_z epura nolinchii chiziqqa parallel to'g'ri chiziqdan iborat (8.10-rasm, d). To'sin sof egilishga uchraydi.



8.10-rasm.

4-misol. Bir quloqli to'sin to'plangan kuch F bilan yuklangan (8.11-rasm, a) Q_y va M_z epuralarni yasang.

To'sin tayanchlarida R_B , H_B va R_C reaksiyalar vujudga keladi. Muvozanatlik shartidan $\sum x = 0$, ushbu ni olamiz. $H_B = 0$.

Boshqa reaksiyalarni aniqlash uchun B va C tayanchlarga nisbatan momentlar tenglamalarini tuzamiz:

$$\sum M_B = 0; Fb - R_C l = 0$$

va

$$\sum M_C = 0; R_B l - Fc = 0.$$

Bundan reaksiyalar

$$R_B = \frac{F \cdot c}{l} \text{ va } R_C = \frac{Fb}{l}.$$

So'ngra hisoblab topilgan tayanch reaksiyalarni tekshiramiz:

$$\sum y = 0; R_B - F + R_C = 0$$

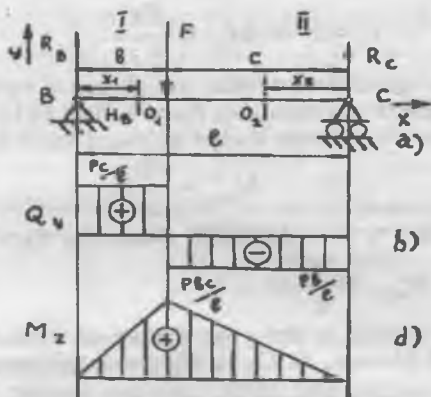
yoki

$$\frac{F \cdot c}{l} - F + \frac{Fb}{l} = F - F = 0.$$

Demak, reaksiya qiymati va yo'nalishi bo'yicha to'g'ri topilgan.

To'sinda ikki qism bor: birinchisi V tayanchdan F kuch qo'yilgan nuqttagacha, ikkinchisi S tayanchdan F kuch qo'yilgan nuqttagacha.

Birinchi qismni ko'rib chiqish uchun to'sinni V tayanchda joylashgan koordinatalar boshidan x_1 masofada kesamiz. Ikkinchi qismda to'sinni S nuqttaga ko'chirilgan koordinatalar boshidan x_2 masofada kesamiz.



8.11-rasm.

Kesimlardagi ko'ndalang kuchlar:
birinchi qismda

$$Q_{y1} = R_B = \frac{F \cdot c}{l},$$

shu bilan birga $0 \leq x_1 \leq b$;
ikkinchi qism

$$Q_{y2} = -R_C = -\frac{Fb}{l},$$

shu bilan birga $0 \leq x_2 \leq c$.

Har qaysi qismda ko'ndalang kuchlar doimiy va epura nolinch chiziqqa parallel ikki to'g'ri chiziqli kesmadan iborat (8.11-rasm, b).

F kuch qo'yilgan nuqtada ko'ndalang kuch sakrab-sakrab o'zgaradi.

Kesimlardagi eguvchi momentlar:

birinchi qism $M_{z1} = R_B x_1 = \frac{F \cdot c}{l} x_1,$

shu bilan birga $0 \leq x_1 \leq b$;

ikkinchi qism $M_{z2} = R_C x_2 = \frac{F \cdot b}{l} x_2,$

shu bilan birga $0 \leq x_2 \leq c$.

Xarakterli kesimlardagi eguvchi momentlar qiymatlarini hisoblaymiz:

birinchi qism $x_1 = 0$ da $M_{z1} = 0$;

$$x_1 = b \text{ da } M_{z1} = \frac{F \cdot c \cdot b}{l};$$

ikkinchi qism $x_2 = 0$ da $M_{z2} = 0$;

$$x_2 = c \text{ da } M_{z_2} = \frac{Fb \cdot c}{l}$$

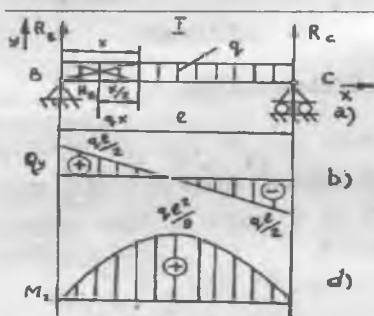
Bu qismlarda eguvchi momentlar chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi va M_Z epurasi ikki qiya to'g'ri chiziqdan iborat bo'ladi (8.11-rasm, d).

Eng katta eguvchi moment kuch F qo'yilgan joyda vujudga keladi:

$$M_{\max} = \frac{Fbc}{l}$$

Xususiyl holda $b=c=l/2$ da tayanch reaksiyalar $R_B=R_C=F/2$ eng katta eguvchi moment $M_{\max} = \frac{Fl}{4}$.

5-misol. Bir quloqli to'sin q jadallikdagi bir tekis tarqalgan og'irlik bilan yuklangan (8.12-rasm, a). Q_Y va M_Z epuralarni yasang.



8.12-rasm.

Epuralarni yasash uchun oldin tayanch reaksiyalar R_B , H_B va R_C ni aniqlash lozim. Muvozanat shartidan $\sum x=0$, $\sum H=0$. Yuk og'irligining simmetrikligini hisobga olib, tayanch reaksiyalar $R_B=R_C=ql/2$ ekanligi ko'rinadi.

To'sinda bitta qism bor. To'sinni B tayanchda joylashgan koordinatalar boshidan x masofada balkani kesamiz va uning chap qismini ko'rib chiqamiz.

Kesimdagi ko'ndalang kuch $Q_Y = Q_B - qx = q \frac{l}{2} - qx$, shu bilan birga $0 \leq x \leq l$.

Tenglamadan ko'rinadiki, ko'ndalang kuch chiziqli qonun bo'yicha o'zgaradi. Xarakterli nuqталarda uning qiymatlarini aniqlaymiz:

$$x = 0 \text{ da } Q_Y = ql/2; \quad x = l \text{ da } Q_Y = -ql/2.$$

Q_Y epura qiya chiziqdan iborat bo'lib, to'sin qulochi o'rtasida nolinch chiziqni kesadi (8.12-rasm, b). Kesimdagi eguvchi moment:

$$M_z = R_B x - qx \frac{x}{2} = q \frac{l}{2} x - q \frac{x^2}{2},$$

shu bilan birga

$$0 \leq x \leq l$$

Xarakterli kesimlardagi eguvchi moment qiymatlarini hisoblaymiz:

$$\begin{aligned} x = 0 \text{ da } M_z &= 0; \\ x = l/2 \text{ da } M_z &= ql^2/8; \\ x = l \text{ da } M_z &= 0. \end{aligned}$$

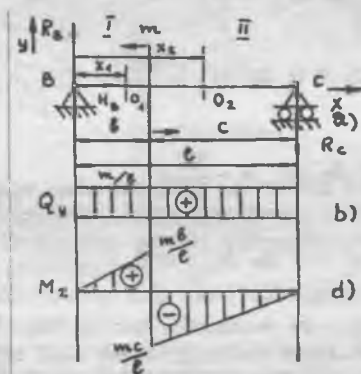
Tenglamadan ko'rinadiki, eguvchi moment epurasi kvadratik paraboladan iborat (8.12-rasm, d).

Eng katta eguvchi moment to'sin qulochining o'rtasida vujudga keladi, chunki bu kesimdagi eguvchi momentdagi birinchi hosila nolga teng:

$$\frac{dM_z}{dx} = Q_y = ql/2 - qx = 0.$$

Bundan $x = l/2$ $M_{\max} = ql^2/8$.

6-misol. Bir qulochli to'sin to'plangan moment m bilan yuklangan (8.13-rasm, a). Q_y va M_z epuralarni yasang.



8.13-rasm.

To'plangan moment m tayanchlarda qiymat jihatidan teng, lekin qarama-qarshi yo'nalgan vertikal reaksiyalarni vujudga keltiradi. Reaksiya R_B ni yuqoriga, reaksiya R_C ni pastga yo'naltiramiz. Gorizontaal reaksiya $H_B = 0$.

Muvozanatlik shartidan R_B va R_C reaksiyalarni aniqlaymiz

$$\sum M_B = 0; R_C l - m = 0, \text{ bundan } R_C = \frac{m}{l};$$

$$\sum y = 0; R_B - R_C = 0, \text{ bundan } R_B = R_C = \frac{m}{l}.$$

To'sinda ikki qism bor. Birinchi qism B tayanchdan moment m qo'yilgan nuqtagacha, ikkinchi qism moment m qo'yilgan nuqtadan tayanch S gacha. Koordinatalar boshini B tayanchga joylashtiramiz.

Birinchi va ikkinchi qismlarni ko'rib chiqib, balkani tegishli koordinatalar boshidan x_1 va x_2 masofalarda kesamiz.

Birinchi va ikkinchi kesimlardagi ko'ndalang kuchlar bir xil.

$$Q_{y_1} = Q_{y_2} = R_B = \frac{m}{l}.$$

Q_y epura nolinch chiziqqa parallel to'g'ri chiziqdan iborat (8.13-rasm. b).

Kesimlardagi eguvchi momentlar:

$$\text{birinchi qism } M_{z_1} = R_B x_1 = \frac{m}{l} x_1,$$

shu bilan birga $0 \leq x_1 \leq b$;

$$\text{ikkinchi qism } M_{z_2} = R_B x_2 - m = \frac{m}{l} x_2 - m,$$

shu bilan birga $b \leq x_2 \leq l$.

Xarakterli nuqtalardagi eguvchi momentlar qiymatlarini hisoblaymiz:

birinchi qism $x_1 = 0$ da $M_{z_1} = 0$;

$$x_1 = b \text{ da } M_{z_1} = \frac{mb}{l};$$

ikkinchi qism $x_2 = b$ da $M_{z_2} = -\frac{mc}{l}$;

$$x_2 = l \text{ da } M_{z_2} = 0.$$

Bu qismlardagi eguvchi momentlar har xil ishorali va chizikli qonun bo'yicha o'zgaradi. M_Z epura nolinch chiziq bilan bir xil burchak tashkil qiladigan qiya chiziqlardan iborat (8.13-rasm, d). To'plangan moment m qo'yilgan joyda eguvchi moment sakrab-sakrab o'zgaradi.

$$\text{Eng katta eguvchi moment } M_{\max} = -\frac{mc}{l}.$$

$$\text{Xususiyl holda } b = c = l/2 \text{ da } M_{\max} = \pm \frac{m}{2}.$$

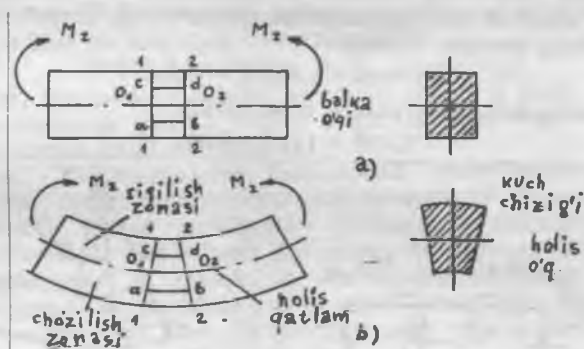
5-§. Egilishdagi normal kuchlanishlarni aniqlash

Eguvchi moment to'sinning ko'ndalang kesimlarida normal kuchlanishlar paydo qiladi. Formulani chiqarishni osonlashtirish uchun sof egilish holatini ko'rib chiqamiz.

Buning uchun normal kuchlanishlarning to'sin kesimlarida taqsimlanishi qonuniyatini aniqlaymiz va kesimda ta'sir qiladigan eguvchi moment bilan paydo bo'ladigan normal kuchlanishlar orasidagi bog'liqlikni topamiz.

To'sinning ko'ndalang kesimlaridagi ichki zo'riqishlarning taqsimlanish qonuniyatini va kattaligini aniqlash uchun muvo-zanatlik tenglamalari yetarli emas. Shuning uchun to'sinning deformatsiyalanish shartidan foydalanish kerak.

Ikkita bir-biriga teng va qarama-qarshi yo'nalgan momentlar egayotgan to'g'ri to'rtburchak kesimli rezina brusni ko'rib chiqamiz (8.14-rasm, a), bu moment bo'ylama simmetriya tekisligida to'sin uchlariga qo'yilgan.



8.14-rasm.

Deformatsiyaga qadar brusning yon sirtida uning o'qiga perpendikular qilib ikkita bir-biriga yaqin joylashgan kesim 1—1 va 2—2 o'tkazilgan. Bu kesimlar orasida brus o'qiga parallel qilib uning pastki va yuqori chetlariga ikki chiziq ab va cd o'tkaziladi.

Elastiklik chegarasidagi deformatsiyada tajribalar natijalari (8.14-rasm, b) quyidagilarni ko'rsatadi.

1. Egilishda brusning yassi ko'ndalang kesimlari 1—1 va 2—2 yassiligicha qoladi va bir-biriga nisbatan ma'lum burchakka buriladi.

2. Brusning qavariq tomonidagi tola ab cho'ziladi, botiq tomonidagi tola cd qisqaradi. Demak, brusning pastki toalari cho'ziladi, yuqori toalari qisiladi. Tola O_1O_2 uzunligi o'zgarmay qoladi. Brusning qisilgan qismini cho'zilgan qismidan ajratib turgan tolas O_1O_2 neytral (holis) qatlam deb ataladi. Neytral qatlamning ko'ndalang kesim tekisligi bilan kesishish chizig'i neytral o'q deb ataladi. Kuch tekisligining ko'ndalang kesim tekisligi bilan kesishish chizig'i kuch chizig'i deb ataladi.

3. Brusning cho'zilgan eni kichrayadi, qisilgan qismi esa kat-talashadi. Egilishni tajribada tekshirish natijasida quyidagi farazlarga yo'l qo'yiladi:

a) brusning deformatsiyaga qadar yassi bo'lgan qismi deformatsiyadan keyin ham yassiligicha qoladi (yassi kesimlar gipotezasi);

b) brusning bo'ylama tolalari bir-birini ezmaydi, balki chiziqli cho'ziladi yoki qisqaradi;

d) tolalarning deformatsiyalanishi brusning eni bo'yicha qanday joylashganligiga bog'liq bo'lmaydi. Chunki brus eni bo'yicha normal kuchlanishlar bir xil bo'ladi va kesimning baland-ligi bo'yicha o'zgarmaydi.

Qo'shni kesimlar mn va ks bilan balkadan dx uzunlikdagi elementni ajratamiz (8.15-rasm, a). To'sin egilganda element kesimlari neytral o'qda yotgan nuqtalar O_1 va O_2 nuqtalarga nisbatan burilib, $d\alpha$ burchakni hosil qiladi. Egilgan tolalarning egrilik markazi s nuqtada yotadi. Neytral qatlamning egrilik radiusi ρ orqali belgilangan.

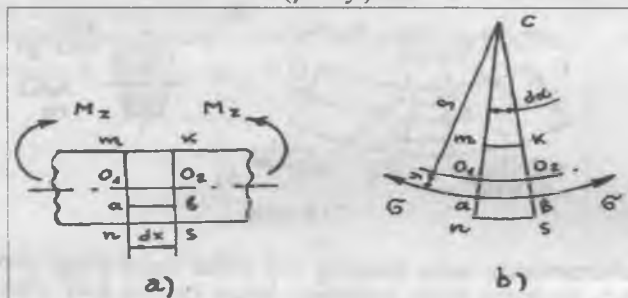
Neytral qatlamdan u masofada joylashgan va normal kuchlanish σ bilan cho'zilgan ab tolaniq uzayishini aniqlaymiz (8.15-rasm, b).

Tolaning dastlabki uzunligi

$$ab = dx = \cup O_1 O_2 = \rho d\alpha. \quad (8.7)$$

Tolaning deformatsiyadan keyingi uzunligi

$$\cup ab = (\rho + y)d\alpha. \quad (8.8)$$



8.15-rasm.

Tolaning mutlaq uzunligi

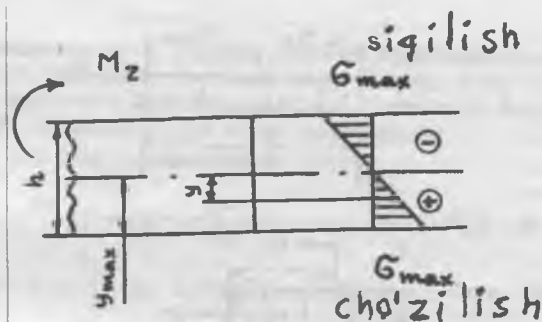
$$\Delta l_{ab} = (\rho + y)d\alpha - \rho d\alpha = yd\alpha. \quad (8.9)$$

Tolaning nisbiy uzunligi

$$\epsilon = \frac{yd\alpha}{\rho d\alpha} = \frac{y}{\rho}. \quad (8.10)$$

Har qaysi tola Guk qonuni bo'yicha chiziqli cho'zilishi va siqilishini hisobga olsak

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{y}{\rho} \text{ bo'ladi} \quad (8.11)$$



8.16-rasm.

Formuladan normal kuchlanishlar egilgan to'sinning kesimi balandligi bo'yicha neytral qatlamdan bo'lgan masofaga mutanosib tarzda, ya'ni chiziqli qonun bo'yicha o'zgarishi ma'lum bo'ladi.

Olingan formula amaliy hisoblar uchun yaramaydi, chunki kesim balandligi bo'yicha neytral qatlam vaziyati noma'lum, shuning uchun ρ va y qiymatlari ham ma'lum emas. Formulaga ko'ra:

$$y = 0 \text{ da } \sigma = 0; \quad y = y_{\max} \text{ da } \sigma = \sigma_{\max}.$$

Demak, normal kuchlanishlar kesimning yuqori va pastki chet-larida eng yuqori qiymatga erishadi, neytral o'qda esa nolga teng, 8.16-rasmda egilishdagi normal epura ko'rsatilgan.

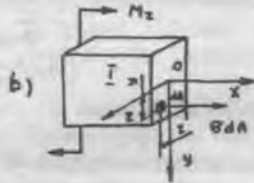
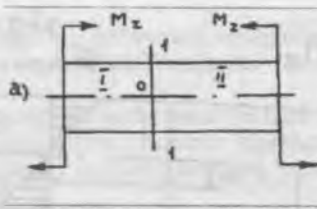
Normal kuchlanishlarning taqsimlanishi qonuniyatlarini aniqlab, muvozanatlik tenglamalaridan ularning qiymatlarini topamiz. Buning uchun kesish usulini qo'llaymiz. To'sinni xayolan uning o'qiga perpendikular 1—1 tekislik bilan ikki qismga bo'lamiz va o'ng tomonini tashlab yuboramiz (8.17-rasm, a). Ko'ndalang kesimning har qaysi nuqtasiga normal kuchlanishlar σ ta'sir qiladi. Biror nuqta atrofida (8.17-rasm, b) koordinatalari y va z bo'lgan elementar yuzacha dA ni ajratamiz. Bu yuzachaga qo'yilgan normal zo'riqish:

$$dN = \sigma dA = E \frac{y}{\rho} dA. \quad (8.12)$$

To'sinning tashlab yuborilgan qismining o'rmini bosuvchi M_z moment va normal kuch dN ta'siridagi qismining muvozanatini ko'rib chiqamiz. To'sin bu qismining muvozanatida statikaning olti tenglamasi bajarilishi kerak:

$$\begin{aligned} \sum x &= 0; \quad \sum y = 0; \quad \sum z = 0; \\ \sum M_x &= 0; \quad \sum M_y = 0; \quad \sum z = 0. \end{aligned}$$

$\sum y = 0$ va $\sum z = 0$ tenglamalar ayniyatga aylanadi, chunki elementar kuchlar σdA shu o'qlarga perpendikular.



8.17-rasm.

$\sum x = 0$ tenglamadan quyidagilarni olamiz:

$$\sum x = \sum dN = \frac{E}{P} \int_A y dA = 0 \quad (8.13)$$

$\frac{E}{\rho} \neq 0$ bo'lganligi uchun $\int_A y dA = 0$.

Bu integral to'sin ko'ndalang kesim yuzasining kesim neytral o'qqa nisbatan statik momentini ifodalaydi. U nolga teng, demak, egilishda neytral o'q kesimning og'irlik markazi orqali o'tadi.

$\sum M_x = 0$ tenglama ayniyatga aylanadi, chunki elementar kuchlar σdA o'q x ga parallel.

Yuzacha dA da ta'sir qiladigan ichki kuchning y va z o'qlarga nisbatan elementar momentlari quyidagilarga teng:

$$dNz = \frac{E}{\rho} y dA \cdot z$$

va

$$dNy = \frac{E}{\rho} y^2 dA \quad (8.14)$$

$\sum M_y = 0$ tenglamadan quyidagilarni olamiz:

$$\sum M_y = \sum dNz = \frac{E}{\rho} \int_A yz dA = 0. \quad (8.15)$$

$\frac{E}{\rho} \neq 0$ bo'lgani uchun $\int_A yz dA = 0$.

Bu integral y va z o'qlarga nisbatan markazdan qochma inersiya momentlarini ifodalaydi. U nolga teng, demak, y va z o'qlar to'sin ko'ndalang kesimining bosh inersiya o'qlari hisoblanadi. Ko'rinib turibdiki, kuch chizig'i to'sinning neytral o'qiga perpendikular.

$\sum M_z = 0$ tenglamadan ushbuni olamiz:

$$\sum M_z = M_z - \int dNy = M_z - \frac{E}{\rho} \int y^2 dA = 0. \quad (8.16)$$

Integral $I_z = \int y^2 dA$ ko'ndalang kesimning z o'qqa nisbatan o'qaviy inersiya momentini ifodalaydi. Ifodani quyidagicha o'zgartirib yozamiz:

$$M_z - \frac{E}{\rho} I_z = 0,$$

bundan

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EI_z}, \quad (8.17)$$

$\frac{1}{\rho}$ qiymati balka egilgan o'qining egriligini ifodalaydi va egilishdagi deformatsiya qiymatini bildiradi. EI_z hosilani to'sinning egilishdagi bikirligi deb atash qabul qilingan egilishda to'sin o'qining egriligi eguvchi momentga to'g'ri mutanosib, bikirligiga esa teskari mutanosib.

$\frac{1}{\rho}$ qiymatni (8.11) tenglamaga qo'yib, kesimning istalgan nuqtasi uchun egilishdagi normal kuchlanishlarni hisoblash formulasini olamiz:

$$\sigma = \frac{M_z y}{I_z}. \quad (8.18)$$

Olingan formula $Q \neq 0$ da ko'ndalang egilish uchun ham yaraydi. Ko'ndalang kuch urinma kuchlanishlarni paydo qiladi; ular esa to'sinning ko'ndalang kesimini biroz qiyshaytiradi. Biroq bu qiyshayish sof egilishdagi tolalar deformatsiyasining taqsimlanish qonunini o'zgartirmaydi.

Kesimdagi eng katta normal kuchlanishlar holis o'qdan eng uzoq tolalarda vujudga keladi.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z y_{\max}}{I_z} = \frac{M_z}{W_z}, \quad (8.19)$$

bunda, $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$ - kesimning o'qaviy qarshilik momenti.

Holis o'qqa nisbatan simmetrik kesimlarda, masalan, to'g'ri to'rtburchakda eng uzoq tolalardagi cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar bir xil.

Holis o'qqa nisbatan nosimmetrik kesimlarda, masalan, tavrda bu kuchlanishlar alohida-alohida hisoblanadi, chunki unda ikkita qarshilik momenti mavjud:

$$\sigma_{\max_1} = \frac{M_z}{W_z^1} \text{ va } \sigma_{\max_2} = \frac{M_z}{W_z^2},$$

bunda, W_z^1 va W_z^2 — eng uzoqda joylashgan cho'zilgan va siqilgan tolalarning qarshilik momentlari.

6-§. Normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti

To'sinlarning mustahkamligini hisoblashda xavfli kesimdagi eng katta cho'zuvchi va siquvchi kuchlanishlar yo'l qo'yiladigan kuchlanishlardan oshmasligi kerak:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{adm} \quad (8.20)$$

Egilishdagi mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z} \leq \sigma_{adm} \quad (8.21)$$

Mustahkamlik shartidan foydalanib, quyidagi hisoblar bajariladi:

a) **Tekshiruv hisobi.** Kesimning o'lchamlari va eguvchi moment ma'lum bo'lsa, eng katta normal kuchlanish aniqlanadi: bu to'sinning mustahkamligini baholash uchun yo'l qo'yiladigan kuchlanish bilan taqqoslanadi:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z}{W_z}.$$

b) **Loyiha hisobi.** Eguvchi moment va yo'l qo'yiladigan kuchlanish ma'lum bo'lsa, o'qaviy qarshilik momenti aniqlanadi:

$$W_z \geq \frac{M_z}{\sigma_{adm}}.$$

so'ngra to'sin kesimining o'lchamlari topiladi. Prokat profillar uchun W_z qiymati sortament jadvalarida keltiriladi.

d) **Yo'l qo'yiladigan eguvchi momentni hisoblash.** Kesim o'lchamlari va yo'l qo'yiladigan kuchlanish bo'yicha quyidagicha aniqlanadi:

$$M_{adm} \leq \sigma_{adm} W_z,$$

so'ngra eguvchi momentlar epurasi bo'yicha yo'l qo'yiladigan og'irlik qiymati topiladi.

7-§. Egilishdagi potensial energiya

Egilishda tashqi kuchlar ishi to'sinning potensial energiyasini o'zgartirishga sarflanadi.

Sof egilishdagi tashqi momentning elementar ishi:

$$dW = \frac{1}{2} m d\alpha. \quad (8.22)$$

Qiymat jihatdan manfiy bo'lgan ichki eguvchi momentlarning elementar ishi:

$$dW_f = -\frac{1}{2} M_z d\alpha. \quad (8.23)$$

Ikki qo'shni kesimning burilish burchagi (8.15-rasm, b)

$$d\alpha = \frac{dx}{\rho}$$

To'sinning egilgan o'qi egiriligi:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_z}{EI_z}. \quad (8.24)$$

Demak,

$$d\alpha = \frac{M_z dx}{EI_z}. \quad (8.25)$$

Unda

$$dW_f = -\frac{M_z^2 dx}{2EI_z} \quad (8.26)$$

Sof egilishda l uzunlikdagi to'sin uchun ichki kuchlarning to'liq ishi:

$$W_f = -\int_0^l \frac{M_z^2 dx}{2EI_z} = -\frac{M_z^2 l}{2EI_z}, \quad (8.27)$$

Potensial energiya teskari ishorali ichki kuchlar ishiga teng:

$$U = -W_f = \frac{M_z^2 l}{2EI_z}. \quad (8.28)$$

Ko'ndalang egilishda potensial energiya eguvchi momentlar va ko'ndalang kuchlar ishlariga mos ikki qismdan to'planadi. Kichik qiymatli hisoblarda ko'ndalang kuch ishi odatda hisobga olinmaydi.

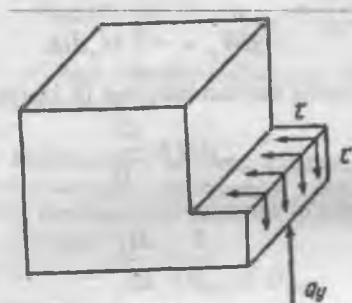
8-§. Egilishdagi urinma kuchlanishlarni aniqlash

Ko'ndalang kuch to'sinning ko'ndalang kesimlarida urinma kuchlanishlar τ ni va urinma kuchlanishlarning juftligi qonuniga binoan bo'ylama kesimlarda ham qiymati xuddi o'shancha kuchlanishlarni vujudga keltiradi (8.18-rasm). Urinma kuchlanishlar aniqlanadigan formulalarni chiqarishda D.I.Juravskiyning quyidagi farazlaridan foydalaniladi:

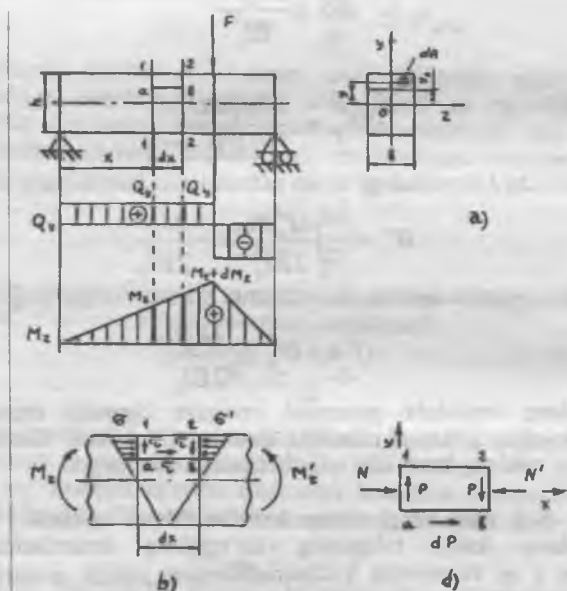
1. Urinma kuchlanishlar ko'ndalang kuchga parallel.

2. Urinma kuchlanishlar kesim eni bo'yicha bir tekis taqsimlanadi. F kuch qo'yilgan, balandligi h va eni b bo'lgan to'g'ri to'rtburchak kesimli to'sinni ko'rib chiqamiz (eguvchi momentlar va ko'ndalang kuchlar epuralari ham yasaladi (8.19-rasm,a). To'sindan 1—1 va 2—2 ko'ndalang

kesimlar dx uzunlikdagi va ab bo'ylama kesimli element 1 ab 2 ni ajratamiz: bo'ylama kesim neytral o'qdan y_0 masofada o'tadi. Element o'lchamlari dx , b va $h/2 - y_0$ bo'lgan uzluksiz ensiz parallelepiped ko'rinishida.



8.18-rasm.



8.19-rasm.

1—1 kesimga eguvchi moment M_z va ko'ndalang kuch Q_y , 2—2 kesimda esa eguvchi moment $M'_z = M_z + dM_z$ va ko'ndalang kuch Q_y qo'yilgan.

Ajratilgan element ichki elastiklik kuchlari ta'sirida muvo-zanatda turadi.

$$\text{Elementning chap yonida kuchlanishlar } \sigma = \frac{M_z \cdot y}{I_z}, \quad (8.29) \text{ o'ng}$$

yonida qiymati biroz kattaroq normal kuchlanishlar (8.19-rasm, b) vujudga keladi:

$$\sigma' = \frac{(M_z + dM_z) \cdot y}{I_z} \quad (8.30)$$

Bundan tashqari, elementning bu yonlariga urinma kuchlanishlar τ ham ta'sir qiladi.

Elementning pastki tomonida faqat urinma kuchlanishlar paydo bo'ladi, normal kuchlanishlar bo'lmaydi.

Elementning yon tomonlaridagi normal va urinma kuchlanishlar ta'sirini teng ta'sir etuvchi kuchlar N , N' va P bilan, pastki tomonidan esa urinma kuchlanishni dP bilan almashtiramiz (8.19-rasm, d). Elementning muvozanatlik tenglamasini tuzamiz.

$\sum y = 0$ tenglama ayniyatga aylanadi, chunki urinma kuchlanishlarning teng ta'sir etuvchilari miqdor jihatdan teng, yo'nalish jihatdan qarama-qarshi.

$$\sum x = 0 \text{ tenglamadan: } N + dP - N' = 0. \quad (8.31)$$

Neytral o'qdan y masofada yotgan element chap yonidagi yuza dA ga qo'yilgan elementar normal kuch

$$dN = \sigma dA = \frac{M_z \cdot y}{I_z} dA. \quad (8.32)$$

Element chap yonidagi normal zo'riqishlarning teng ta'sir etuvchisi bor

$$N = \int_{A_0} \sigma dA = \frac{M_z}{I_z} \int_{A_0} y dA = \frac{M_z}{I_z} S_z^*, \quad (8.33)$$

bunda, $S_z^* = \int_{A_0} y dA$ — kesib olingan yuza A_0 ning neytral o'qqa nisbatan statik momenti.

O'ng yonida teng ta'sir etuvchini ham xuddi shunday topamiz:

$$N' = \frac{M_z + dM_z}{I_z^*} S_z^*, \quad (8.34)$$

Sof egilishda

$$N = N'$$

Element pastki tomonidagi urinma zo'riqish:

$$dP = t b dx. \quad (8.35)$$

Bu zo'riqish elementning yon tomonlariga ta'sir qiladigan normal zo'riqishlar farqi hisobiga paydo bo'ladi.

$$\frac{M_z}{I_z} \cdot S_z^* + \tau dx - \frac{M_z + dM_z}{I_z} S_z^* = 0,$$

bundan:

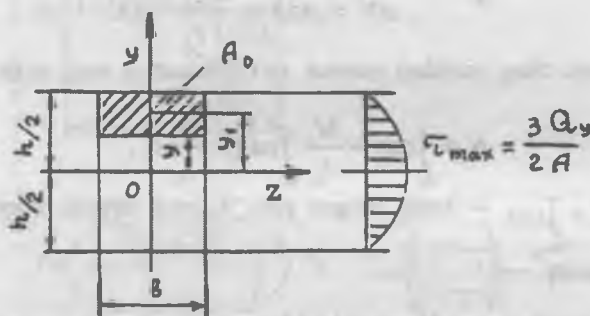
$$\tau = \frac{dM_z S_z^*}{dx I_z b} \quad (8.36)$$

$\frac{dM_z}{dx} = Q_y$ ekanligini hisobga olib, kesimning istalgan nuqtasi uchun egilishdagi urinma kuchlanishlarni hisoblash formulasini topamiz:

$$\tau = \frac{Q_y S_z^*}{I_z b} \quad (8.37)$$

Formuladan ko'rinadiki, balka kesimining balandligi, bo'yicha urinma kuchlanishlarning taqsimlanish qonuni statik momentning o'zgarish qonuni, bilan aniqlanadi, chunki Q_y , I_z va b doimiy miqdorlar.

To'g'ri to'rtburchakning shtrixlanmagan yuzasining statik momentini aniqlaymiz (8.20-rasm):



8.20-rasm.

$$S_z^* = A_0 y_1 \quad (8.38)$$

Kesib olingan qism yuzasi:

$$A_0 = b \left(\frac{h}{2} - y \right) \quad (8.39)$$

Uning og'irlik markazidan neytral o'qqacha bo'lgan masofa

$$y_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{h}{2} + y \right) \quad (8.40)$$

Statik moment

$$S_z^* = \frac{bh^2}{8} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right) \quad (8.41)$$

O'qaviy inersiya momenti: $I_z = \frac{bh^3}{12}$.

S_z^* va I_z ifodalarni hisobga olgandagi urinma kuchlanish:

$$\tau = \frac{3Q_y bh^2}{2bh} \left(1 - \frac{4y^2}{h^2} \right) \quad (8.42)$$

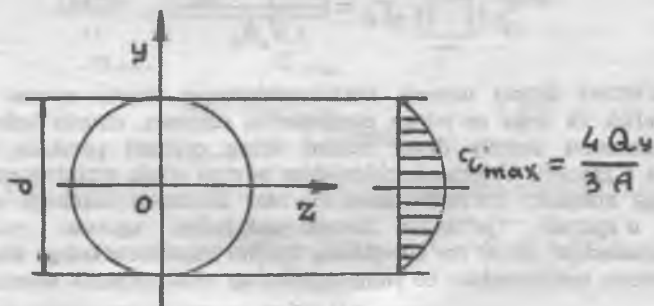
Demak, urinma kuchlanish to'g'ri to'rtburchak kesim balandligi bo'yicha parabola qonuniga muvofiq o'zgaradi.

Formuladan ushbu kelib chiqadi: $y = \pm \frac{h}{2}$ va $\tau = 0$;

$$y = 0 \text{ da } \tau_{\max} = \frac{3Q_y}{2A} \quad (8.43)$$

Egishdagi urinma kuchlanishlar epurasi 8.20-rasmda ko'rsatilgan. To'sinning chetki tolalarida urinma kuchlanishlar nolga teng, neytral o'qda esa eng katta qiymatga yetadi. Olingan formula (8.37) ko'ndalang kesimi boshqa ko'rinishda bo'lganda ham ishlatiladi.

Shunga o'xshab, dumaloq kesim uchun (8.21-rasm) neytral o'qqa tushadigan eng katta urinma kuchlanishli taqribiy formulaga ega bo'lamiz:



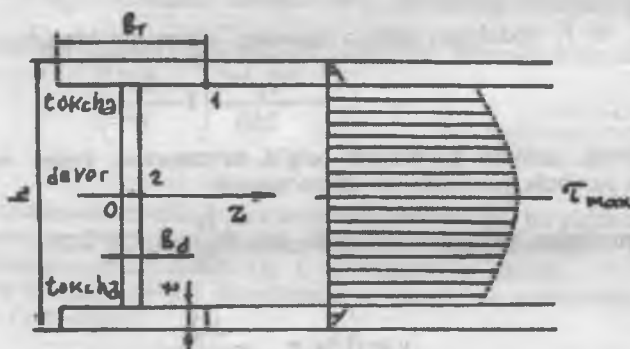
8.21-rasm.

$$\tau_{\max} = \frac{4Q_y}{3A} \quad (8.44)$$

Halqasimon kesim uchun

$$\tau_{\max} = \frac{2Q_y}{A} \quad (8.45)$$

Shartli ravishda to'g'ri to'rtburchaklardan tuzilgan qo'shtavr kesim tokchalari va devorida urinma kuchlanishlarning taqsimlanishini ko'rib chiqamiz (8.22-rasm).



8.22-rasm.

Tokchadagi kuchlanish (1 nuqta)

$$\tau_T = \frac{Q_y S_T^*}{I_z b_T} \quad (8.46)$$

Devordagi kuchlanish (2 nuqta)

$$\tau_d = \frac{Q(S_T^* + S_d^*)}{I_z b_d} \quad (8.47)$$

Qo'shtavr devori urinma kuchlanishlarining shartli epurasi to'g'ri to'rtburchak va unga qo'yilgan paraboladan tuzilgan, chunki tokchaning statik momenti doimiy devor uchun uning qiymati parabola qonuni bo'yicha o'zgaradi. Urinma kuchlanishlar neytral o'qda o'zining eng katta qiymatiga erishadi. Ko'rinib turibdiki, ular devordan tokchaga o'tishda keskin o'zgaradi. Qo'shtavr kesim tokchalari eguvchi momentni muvozanatlashga, devor esa ko'ndalang kuchni muvozanatlashga ishlaydi.

Urinma kuchlanishlar bo'yicha egilishdagi mustahkamlik sharti:

$$\tau_{\max} \leq \tau_{adm} \quad (8.48)$$

yoki

$$\tau_{\max} = \frac{Q_y S_{\max}^*}{I_z b} \leq \tau_{adm} \quad (8.49)$$

Po'lat to'sinlar uchun yo'l qo'yiladigan urinma kuchlanish:

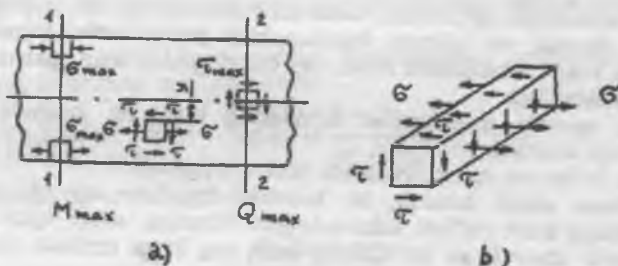
$$\tau_{adm} \approx 0,6\sigma_{adm}. \quad (8.50)$$

Bu mustahkamlik sharti to'sinlarni egilishga hisoblash uchun (normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti bilan birga) qo'llaniladi.

9-§. Egilishdagi bosh kuchlanishlar

To'sinlarni hisoblash uchun normal (8.21) va urinma (8.49) kuchlanishlar bo'yicha egilishdagi mustahkamlik shartidan foydalaniladi. Hisob epuralar bo'yicha topilgan, mutlaq qiymatlari bo'yicha eng katta eguvchi moment va ko'ndalang kuch ta'sir qiladigan xavfli kesmalari uchun bajariladi. Bunda kesimning yuqori va past chetlarida joylashgan ikki elementning shuningdek neytral qatlamda joylashgan elementning mustahkamligi tekshiriladi (8.23-rasm, a). Chetki elementlar cho'ziladi yoki siqiladi, o'rta element esa siljiydi.

Neytral o'qdan y masofada kesib olingan to'sin materiali elementini ko'rib chiqamiz. Elementning to'sin o'qiga perpendikular tomonlarida normal va urinma kuchlanishlar, to'sin o'qiga parallel yoqlarida faqat urinma kuchlanishlar ta'sir qiladi (8.23-rasm, b). To'sin elementining yon sirtlariga mos old tomonlarida kuchlanishlar bo'lmaydi. Demak, elementning old tomoni bosh yuzacha hisoblanadi, unga mos bosh kuchlanish esa nolga teng. Ajratib olingan element yassi zo'riqqan holatida turadi.



8.23-rasm.

Yassi zo'riqqan holatning umumiy holida bosh kuchlanishlar:

$$\sigma_{\max/\min} = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha + \sigma_\beta)^2 + 4\tau^2}.$$

Egilishda $\sigma_\alpha = \sigma$ va $\sigma_\beta = 0$.

U holda

$$\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (8.51)$$

bunda, $\sigma_{\max} = \sigma_1$ va $\sigma_{\min} = \sigma_3$.

Normal va urinma kuchlanishlar har qaysi hisob nuqtasi uchun ushbu formulalardan hisoblanadi:

$$\sigma = \frac{M_z \cdot y}{I_z} \quad \text{va} \quad \tau = \frac{Q_y S_z^*}{I_z b}$$

Ushbu $\frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \geq \frac{\sigma}{2}$ bo'lgani uchun $\sigma_{\max} \geq 0$ va $\sigma_{\min} \leq 0$.

Odatda, σ_{\max} — bosh cho'zuvchi kuchlanish, σ_{\min} — esa bosh siquvchi kuchlanish hisoblanadi.

To'sinning chekka nuqtalarida $\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \pm \sigma$, chunki $\tau = 0$.

Neytral qatlamida $\sigma_{\frac{\max}{\min}} = \pm \tau$, chunki $\sigma = 0$.

To'sindagi eng katta urinma kuchlanish

$$\tau_{\frac{\max}{\min}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (8.52)$$

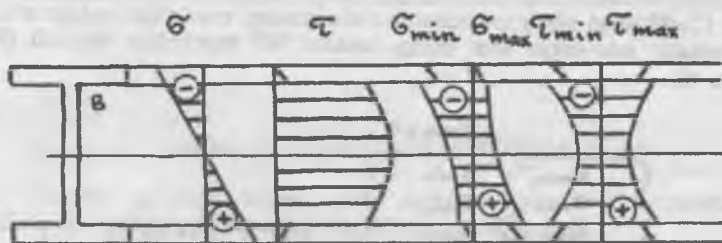
Formuladan ko'rinadiki, bosh kuchlanishlar qiymati σ va τ ga bog'liq ekan. Normal va urinma kuchlanishlar ancha katta qiymatlarga ega bo'lgan nuqta tekshirilishi kerak. Bu quyidagi ikki shart mavjud bo'lganda amalga oshiriladi:

a) eguvchi moment va ko'ndalang kuch bir kesimda eng katta qiymatiga erishadi:

b) to'sin eni kesim chetlarida keskin o'zgaradi.

Shuni aytish kerakki, bir kesimda eng katta eguvchi moment va ko'ndalang kuch bo'lishi kam uchraydi. Shuning uchun eguvchi moment eng katta kesimda va ko'ndalang kuch eng katta kesimda mustahkamlik tekshiriladi

Odatda, chekka tolalar yaqinida eni keskin kichrayadigan kesimlik to'sinlar (prokat profillar) uchun bosh kuchlanishlar hisoblab topiladi. Mustahkamlikni tekshirish bir endan ikkinchi eng o'tayotgan joydagi nuqtada bajariladi. Masalan, qo'shtavr uchun bunday nuqta *B* uning devoridagi nuqtadir. Keltirilgan formulalardan foydalanib qo'shtavr balandligi bo'yicha bir necha nuqtalarida kuchlanishlarni hisoblab, 8.24-rasmda ko'rsatilgan σ_{\max} , σ_{\min} , τ_{\max} va τ_{\min} eparalari yasaladi.



5.24-rasm.

Bosh kuchlanishlar aniqlangandan so'ng biror mustahkamlik nazariyasi bo'yicha hisobiy kuchlanish aniqlanadi va yo'l qo'yiladigan kuchlanish bilan taqqoslanadi. Mustahkamlik sharti quyidagi tarzda birinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$\sigma_{red}^I = \frac{1}{2} \left[\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \right] \leq \sigma_{adm}, \quad (8.53)$$

ikkinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$\sigma_{red}^{II} = 0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}, \quad (8.54)$$

uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha

$$\sigma_{red}^{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}; \quad (8.55)$$

to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha

$$\sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \tau_{adm} \quad (8.56)$$

yoziladi.

Kesimdagi hisoblash nuqtasining o'ri yukning qandayligiga, kesim xiliga va balka qulochiga bog'liq.

To'sindagi bosh kuchlanishlar yo'nalishini aniqlaymiz. Yassi zo'riqqanlik holatining umumiy holida

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

Egishda $\sigma_\alpha = \sigma$ va $\sigma_\beta = 0$. Unda

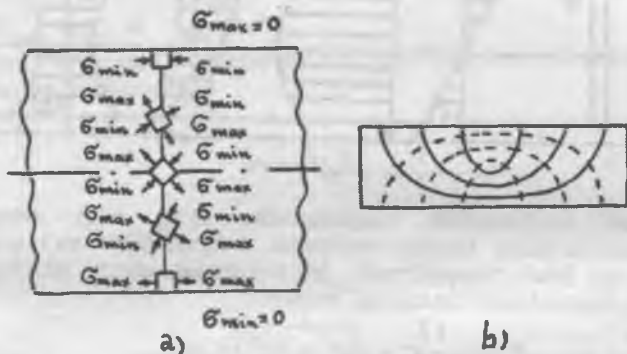
$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{-2\tau}{\sigma}, \quad (8.57)$$

bunda, σ va τ — hisoblash normal va urinma kuchlanishlar.

Kesimning chekka nuqtalari uchun $\tau=0$ va $\operatorname{tg} 2\alpha=0$ ni olamiz, bundan $\alpha=0$. Bu nuqtalarda bir bosh yuzacha ko'ndalang kesim bilan mos tushadi, ikkinchi yuzacha to'sin o'qiga parallel.

Neytral qatlamda joylashgan nuqtalar uchun $\sigma=0$ do $\operatorname{tg} 2\alpha=\infty$ ni olamiz, bundan $\alpha=45^\circ$. Bosh yuzachalar balka o'qiga 45° burchak ostida joylashgan.

Chekkadagi siqilgan tolalardan chekkadagi cho'zilgan tolaga o'tishda yuzachalar asta-sekin soat miliga teskari 90° burchakka buriladi (8.25-rasm, a).

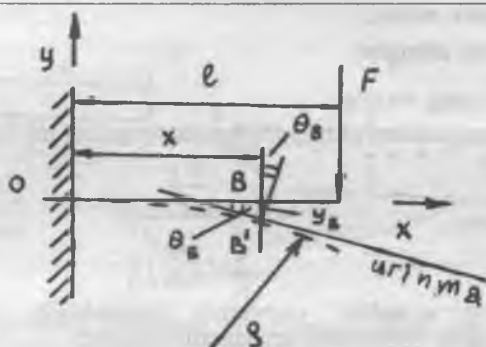


8.25-rasm.

Bosh kuchlanishlar yo'nalishini yaqqol tasvirlash uchun egri bosh kuchlanishlar traektoriyalari yasaladi. 8.25-rasm, b da bosh cho'zuvchi kuchlanishlar σ_{max} traektoriyalari tutash chiziq; bosh siquvchi kuchlanishlar σ_{min} traektoriyalari — shtrix chiziq. Temir-beton to'sinlarda po'lat armaturani joylashtirishda bosh cho'zuvchi kuchlanishlar traektoriyalarining yo'nalishi hisobga olinadi.

IX bob. EGILISHDAGI DEFORMATSIYA

To'singa qo'yilgan tashqi yuklar ta'sirida uning to'g'ri chizikli o'qi egiladi. To'sinning egilgan o'qi, elastik chiziq deb ataladi.



9.1-rasm.

Egilish deformatsiyasi egilgan to'sin kesimining ikki xil ko'chishi: egilish va kesimlarning burilish burchagi mavjudligi bilan ifodalanadi (9.1-rasm).

Kesim og'irlik markazining to'sin o'qiga perpendikular yo'nalishdagi Y_B ko'chishi deb ataladi.

Kesim o'qining dastlabki vaziyatiga nisbatan buriladigan burchak θ_B kesimning burilish burchagi deb ataladi.

To'sinning ixtiyoriy kesimlarida bukilish har xil yuz beradi, chunki x funksiyasi hisoblanadi. Elastik chiziqning umumiy holdagi tenglamasi:

$$y = f(x).$$

Matematikadan ma'lumki, berilgan nuqtada yassi egri chiziqqa urinmaning qiyalik burchagi tangensi x bo'yicha birinchi hosilaga teng:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{dy}{dx}.$$

Odatda, qurilmalarda θ burchak 1° oshmaydi, shuning uchun $\operatorname{tg}\theta \approx \theta$

$$\text{bu holda } \theta = \frac{dy}{dx}, \quad (9.1).$$

Demak, kesimning burilish burchagi shu kesimdagi bukilish hosilasi qiymatiga teng. 9.1-rasmdan ko'rinadiki, to'sin kesimining burilish burchagi urinmaning qiyalik burchagiga mos keladi.

To'sinlar deformatsiyasini aniqlashning quyidagi usullari bor: a) analitik usul; b) grafik usul; d) grafoanalitik usul; e) energetik usul.

1-§. Elastik chiziqning differensial tenglamasi

Egilishdagi ko'chishlarni aniqlash uchun to'sin elastik chizig'ining tenglamasi ma'lum bo'lishi kerak. To'sin o'qining egriligini eguvchi moment bilan bog'lovchi formuladan foydalanamiz:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{(x)}}{EI_z}$$

bunda, ρ — egrilik radiusi;

$M_{(x)}$ — eguvchi moment;

EI_z — to'sinning bikirligi.

Matematik analizdan chiziqning egrilik formulasi ma'lum:

$$\frac{1}{\rho} = \pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}}$$

Ifodalarning o'ngdagi qismlarini tenglashtirib, to'sin elastik chizig'ining aniqroq differensial tenglamasini olamiz:

$$\pm \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}} = \frac{M_{(x)}}{EI_z} \quad (9.2)$$

Uzluksiz kichik qiymat $\left(\frac{dy}{dx}\right)^2$ ni hisobga olmay to'sin elastik

chizig'ining taqribiy differensial tenglamasini olamiz: $\pm \frac{d^2 v}{dx^2} = \frac{M_{(x)}}{EI_z}$.

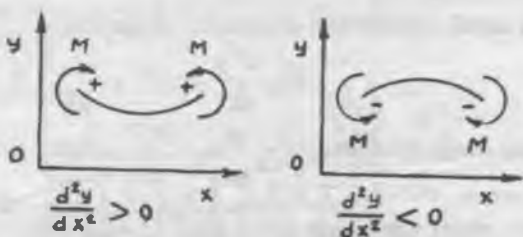
Ishora qabul qilingan koordinatalar tizimiga qarab tanlanadi. O'q y yuqoriga yo'nalganda tenglama quyidagi ko'rinishda ishlatiladi:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M_{(x)}}{EI_z} \quad (9.3)$$

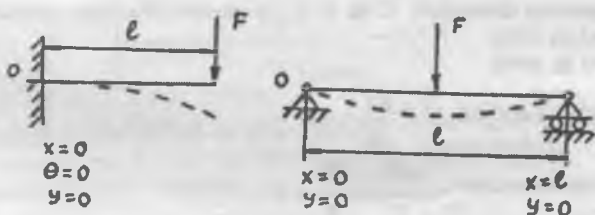
chunki eguvchi moment va egrilik bir xil ishoralarga ega (9.2-rasm).

(9.3) tenglamani birinchi marta integrallab, burilish burchaklari tenglamasini olamiz:

$$\frac{dy}{dx} = \theta = \frac{1}{EI_z} \int M_{(x)} dx + C \quad (9.4)$$



9.2-rasm.



9.3-rasm.

Uni ikkinchi marta integrallab, ko'chishlar tenglamasini olamiz:

$$y = \frac{1}{EI_z} \int dx \int M_{(x)} dx + Cx + D, \quad (9.5)$$

bunda, C va D — integrallash doimiylari.

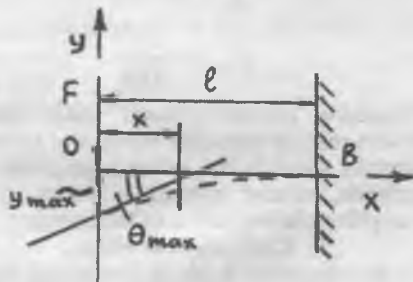
Integrall doimiylari chegaraviy shartlardan, ya'ni to'sinning mahkamlanish shartidan aniqlanadi (9.3-rasm).

To'sinlar deformatsiyasini aniqlashga oid misollarni ko'rib chiqamiz.

1-misol. Bir uchi qisilgan va erkin uchiga to'plangan yuk F qo'yilgan to'sinning eng katta egilishini va kesimining burilish burchagini aniqlang (9.4-rasm).

Koordinatalar boshi (0 nuqta) dan x masofadagi kesimdagi eguvchi moment.

$$M_{(x)} = -Fx.$$



9.4-rasm.

To'sin elastik chizig'ining differensial tenglamasi:

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = -F \cdot x.$$

Birinchi marta integrallab $EI_z \frac{dy}{dx} = -\frac{Fx^2}{2} + C.$

Ikkinchi marta integrallab $EI_z y = -\frac{Fx^3}{6} + Cx + D.$

Integrallash doimiylari C va D ni chegaraviy shartdan aniqlaymiz:

1) $x=l$ da $\theta=0$;

2) $x=l$ da $y=0$.

Birinchi shartdan: $C = \frac{Fl^2}{2}.$

Ikkinchi shartdan: $-\frac{Fl^3}{6} + \frac{Fl^3}{2} + D = 0,$

bundan, $D = -\frac{Fl^3}{3}.$

Kesimlarning burilish burchaklari va bukilishlar tenglamalari:

$$\theta = \frac{1}{EI_z} \left[-\frac{Fx^2}{2} + \frac{Fl^2}{2} \right];$$

$$y = \frac{1}{EI_z} \left[-\frac{Fx^3}{6} + \frac{Fl^2}{2}x - \frac{Fl^3}{3} \right].$$

Tenglamalardan ko'rinadiki, θ_{max} va y_{max} To'sinning erkin uchida ($x=0$ bo'lganda) yuz beradi:

$$\theta_{max} = \frac{Fl^2}{2EI_z}$$

va

$$y_{max} = \frac{Fl^3}{3EI_z}.$$

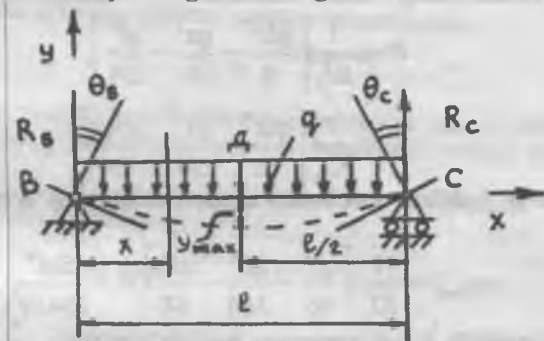
Burilish burchagining musbat qiymati kesim soat miliga teskari, manfiy qiymati esa soat mili yo'nalishida burilishini ko'rsatadi.

Bukilishning manfiy qiymati esa to'sin kesimining og'irlik markazi y o'qqa teskari yo'nalishda, musbat qiymati $-y$ o'qi yo'nalishida siljishini ko'rsatadi. $x=0$ da quyidagicha bo'lishini ta'kidlaymiz:

$$C = EI_z \theta_0 \text{ va } D = EI_z y_0,$$

bunda, θ_0 va y_0 — koordinatalar boshida kesimning burilish burchagi va bukilish.

Integrallash doimiylarining o'lchamliligi: S — $\text{KN}\cdot\text{m}^2$ va D — $\text{KN}\cdot\text{m}^3$.



9.5-rasm.

2-misol: q jadallikdagi og'irlik bilan yuklangan bir quloqli to'sin (9.5-rasm) qulochining o'rtasidagi bukilishni va tayanchlardagi kesimlarning burilish burchaklarini aniqlang.

To'sinning tayanch reaksiyalari $R_B = R_C = \frac{ql}{2}$.

Koordinatalar boshi (B nuqta) dan x masofada yotgan kesimdagi eguvchi moment:

$$M_{(x)} = R_B x - \frac{qx^2}{2} = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2}$$

To'sin elastik chizig'ining differensial tenglamasi:

$$EI \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2}$$

Integrallab ushbuni olamiz:

$$EI \frac{dy}{dx} = \frac{qlx^2}{4} - \frac{qx^3}{6} + C;$$

$$EI y = \frac{qlx^3}{12} - \frac{qx^4}{24} + Cx + D.$$

Integrallash doimiylari C va D ni chegaraviy shartlardan aniqlaymiz:

1) $x=0$ da $y=0$;

2) $x=l$ da $y=0$

Birinchi shartdan $D=0$.

Ikkinchi shartdan $\frac{ql^4}{12} - \frac{ql^4}{24} + Cl = 0$,

bundan,

$$C = -\frac{ql^3}{24}$$

To'sin kesimlarining burilish burchaklari va bukilishlar tenglamalari:

$$\theta = \frac{1}{EI_z} \left[\frac{qlx^2}{4} - \frac{qx^3}{6} - \frac{ql^3}{24} \right]$$

$$y = \frac{1}{EI_z} \left[\frac{qlx^3}{12} - \frac{qx^4}{24} - \frac{ql^3x}{24} \right]$$

Eng katta bukilish $x=l/2$ da to'sin qulochining o'rtasida paydo bo'ladi:

$$y_{\max} = \frac{1}{EI_z} \left[\frac{ql^4}{96} - \frac{ql^4}{384} - \frac{ql^4}{48} \right] = -\frac{5ql^4}{384EI_z}$$

$x=0$ da tayanchi B dagi kesimning burilish burchagi:

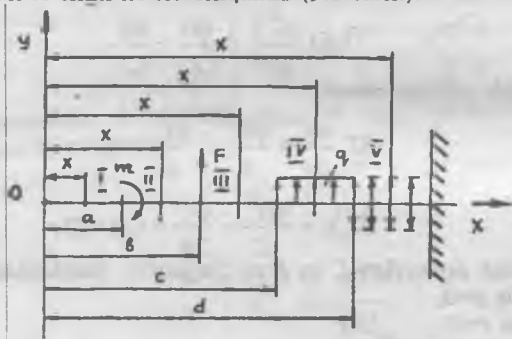
$$\theta_B = -\frac{ql^3}{24EI_z}$$

$x=l$ da tayanchi S dagi kesimning burilish burchagi

$$\theta_C = -\frac{ql^3}{24EI_z}$$

2-§. To'sin elastik chizig'ining universal tenglamasi

To'sin elastik chizig'ining universal tenglamasidan foydalanilganda egilishdagi siljishlarni aniqlash soddalashadi. Musbat og'irliklar to'plangan moment m to'plangan kuch F va q jadallikdagi tekis taqsimlangan yuk ta'sir qilayotgan to'sinning ko'rib chiqamiz (9.6-rasm).



9.6-rasm.

Koordinatalar boshini to'sinning chap uchidagi O nuqtaga qo'yamiz: tenglamani chiqarishda quyidagi usullardan foydalaniladi:

1) eguvchi moment tenglamasini tuzishda kesim bilan koordinatalar orasida ta'sir qiladigan og'irliklar hisobga olinadi;

2) tashqi to'plangan moment m uchun ko'paytirgich $(x-a)^0=1$ kiritiladi;

3) qavsni ochmay, quyidagi shaklda integrallanadi

$$\int F(x-b)^n dx = \frac{F(x-b)^{n+1}}{n+1} + C;$$

4) tekis taqsimlangan yukni to'sin oxirigacha davom ettiriladi va ayni paytda qiymat jihatdan teng, shunday jadallikdagi teskari yo'nalishli yuk qo'shiladi.

To'sinni qismlarga bo'lib, egilishning differensial tenglamasini tuzamiz va uni integrallaymiz.

I qism

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = 0;$$

$$EI_z \frac{dy}{dx} = C_1;$$

$$EI_z y = C_1 x + D_1.$$

II qism

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = m(x-a)^0;$$

$$EI_z \frac{dy}{dx} = m(x-a) + C_2;$$

$$EI_z y = \frac{m(x-a)^2}{2} + C_2 x + D_2$$

III qism

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = m(x-a)^0 + F(x-b);$$

$$EI_z \frac{dy}{dx} = m(x-a) + \frac{F(x-b)^2}{2} + C_3;$$

$$EI_z y = \frac{m(x-a)^2}{2} + \frac{F(x-b)^3}{6} + C_3 x + D_3.$$

IV qism

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = m(x-a)^0 + F(x-b) + \frac{q(x-c)^2}{2};$$

$$EI_z \frac{dy}{dx} = m(x-a) + \frac{F(x-b)^2}{2} + \frac{q(x-c)^3}{6} + C_4;$$

$$EI_z y = \frac{m(x-a)^2}{2} + \frac{F(x-b)^3}{6} + \frac{q(x-c)^4}{24} + C_4 x + D_4$$

V qism

$$EI_z \frac{d^2 y}{dx^2} = m(x-a)^0 + F(x-b) + \frac{q(x-c)^2}{2} - \frac{q(x-d)^2}{2};$$

$$EI_z \frac{dy}{dx} = m(x-a) + \frac{F(x-b)^2}{2} + \frac{q(x-c)^3}{6} - \frac{q(x-d)^3}{6} + C_5;$$

$$EI_z y = \frac{m(x-a)^2}{2} + \frac{F(x-b)^3}{6} + \frac{q(x-c)^4}{24} - \frac{q(x-d)^4}{24} + C_5 x + D_5.$$

Qismlar soni qancha bo'lishidan qat'i nazar tenglamalarda integrallash doimiylari ikkitaga keltiriladi. Doimiylar tengligi $C_1=C_2=, \dots =C$ va

$D_1=D_2= \dots =D$ qo'shni (qismlarning chegarasiga mos x qiymatlari qo'yiladigan tenglamalarni taqqoslashdan kelib chiqadi.

Masalan: $x = c$ da III va IV qismlarning burilish burchaklari tenglamalaridan $C_3=C_4$ chiqadi.

$$m(c-a) + \frac{F(c-b)^2}{2} + C_3 = m(c-a) + \frac{F(c-b)^2}{2} + \frac{q(c-c)^2}{6} + C_4.$$

$S=EI_z\theta_0$ va $D=EI_z y_0$ ekanligini hisobga olib va yuklarning ko'p takrorlanishi holini ko'rib chiqib, V qism umumiy tenglamalaridan universal tenglamalarni olamiz:

kesimlarning burilish burchaklari:

$$\theta = \theta_0 + \frac{1}{EI_z} \left[\sum m(x-a) + \sum \frac{F(x-b)^2}{2} + \sum \frac{q(x-c)^2}{6} - \sum \frac{q(x-d)^2}{6} \right] \quad (9.6)$$

va bukilishlar:

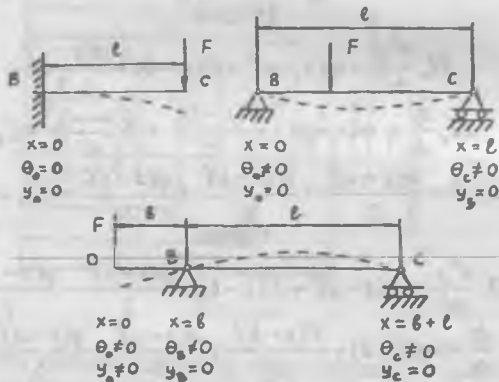
$$y = y_0 + \theta_0 x + \frac{1}{EI_z} \left[\sum \frac{m(x-a)^2}{2} + \sum \frac{F(x-b)^3}{6} + \sum \frac{q(x-c)^4}{24} - \sum \frac{q(x-d)^4}{24} \right] \quad (9.7)$$

Tenglamalardagi θ_0 va y_0 — kesimning burilish burchagi va koordinata boshidagi bukilish;

m , F va q — to'plangan moment, to'plangan kuch va teng taqsimlangan yuk jadalligi;

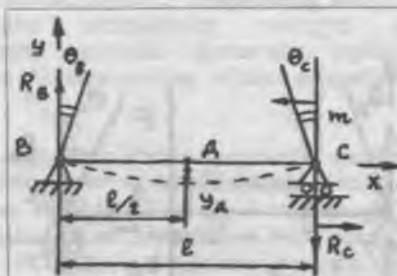
a , b , d va e — koordinatalar boshidan yuk qo'yish nuqtasigacha masofa.

θ_0 va y_0 qiymatlari chegaraviy shartdan, ya'ni to'sinning tiralish shartidan aniqlanadi (9.7-rasm). To'sinlar deformatsiyasini aniqlashga doir misollarni ko'rib chiqamiz.



9.7-rasm.

1-misol. Tayanchda to'plangan moment m bilan yuklangan bir quloqli to'sin qulochining o'rtasidagi bukilishni va kesimlarning burilish burchagini aniqlang (9.8-rasm).



9.8-rasm.

To'sinning tayanch reaksiyalari

$$R_B = R_C = \frac{m}{l}.$$

Koordinata boshini chap tayanch B ga joylashtiramiz: shunda $y_0=0$.

θ_0 dan foydalanish uchun bukilishlar tenglamasidan va $x=l$ da $y_c=0$ bo'lishi shartidan foydalanib, quyidagini hosil qilamiz:

$$y_c = \theta_0 l + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{R_B l^3}{6} \right] = 0,$$

bundan,

$$\theta_0 = -\frac{1}{EI_z l} \left[\frac{ml^3}{16} \right] = -\frac{ml}{6EI_z}.$$

Burchak $\theta_0 = \theta_B$.

$x=l/2$ da to'sin qulochining o'rtasidagi D nuqtada bukilish:

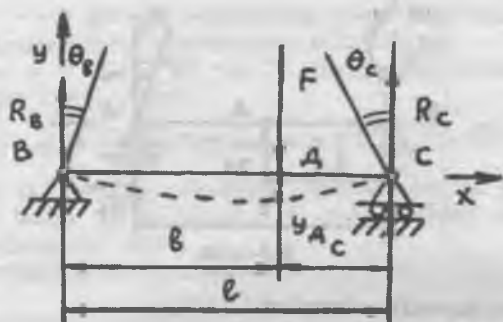
$$y_D = -\frac{ml}{6EI_z} \cdot \frac{l}{2} + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{R_B (l/2)^3}{6} \right] = -\frac{ml^2}{12EI_z} + \frac{ml^2}{48EI_z} = -\frac{ml^2}{16EI_z}.$$

$x=l$ da C tayanchdagi kesimning burilish burchagi

$$\theta_c = -\frac{ml}{6EI_z} + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{R_B l^2}{2} \right] = -\frac{ml}{6EI_z} + \frac{ml}{2EI_z} = \frac{ml}{3EI_z}.$$

Ko'rinib turibdi-ki, to'plangan moment qo'yilgan tayanchda kesimning burilish burchagi qarama-qarshi tayanchdagi kesimning burilish burchagidan ikki marta katta.

2-misol. Bir qulochli to'sinning to'plangan kuch F qo'yilgan nuqtasidagi bukilishni va tayanchlardagi burilish burchaklarini aniqlang (9.9-rasm).



9.9-rasm.

To'sinning tayanch reaksiyalari

$$R_B = \frac{F \cdot c}{l} \quad \text{va} \quad R_C = \frac{Fb}{l}.$$

Koordinatalar boshini chap tayanch B ga joylashtiramiz, unda $y_0=0$.

θ_0 ni olish uchun bukilishlar tenglamasidan va $x=l$ da bukilish $y_C=0$ ekanligi shartidan foydalanamiz:

$$y_c = \theta_0 l + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{R_B l^3}{6} - \frac{F c^3}{6} \right] = 0,$$

bundan,

$$\theta_0 = -\frac{1}{EI_z l} \left[\frac{F c l^3}{16} - \frac{F c^3}{6} \right] = -\frac{F c (l^2 - c^2)}{6 E I_z l}.$$

Burchak $\theta_0 = \theta_B$.

To'sinning $x=b$ da to'plangan kuch F qo'yilgan nuqtasidagi egilish

$$y_D = -\frac{F c (l^2 - c^2)}{6 E I_z l} b + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{F c b^3}{16} \right] = -\frac{F b^2 c^2}{3 E I_z l}.$$

$x=l$ da C tayanchdagi kesimning burilish burchagi

$$\theta_C = -\frac{F c (l^2 - c^2)}{6 E I_z l} + \frac{1}{EI_z} \left[\frac{F c l^2}{12} - \frac{F c^2}{2} \right] = \frac{F b (l^2 - b^2)}{6 E I_z l}.$$

Xususiyl holda $b=c=l/2$ bo'lganda: kesimlarning burilish burchaklari

$$\theta_B = -\frac{F l^2}{16 E I_z} \quad \text{va} \quad \theta_C = \frac{F l^2}{16 E I_z}.$$

to'sin qulochining o'rtasidagi eng katta egilish

$$y_{\max} = -\frac{F l^3}{48 E I_z}.$$

3-§. Deformatsiyalarni aniqlashning energiya usuli

Deformatsiyalarni aniqlashning energiya usuli cho'ziluvchi tizimlarning potensial energiyasi qiymatidan foydalanishga asoslangan bo'lib, ishlar bilan ko'chishlarning o'zaro aloqadorlik nazariyasi bilan bog'langan.

1. Ishlarning o'zaro aloqadorlik nazariyasi

Turli ikki holatdagi to'sin ko'rinishidagi elastik sistemani ko'ramiz, unga har xil ketma-ketlikda F_1 va F_2 kuchlarni qo'yamiz (9.10-rasm). Sistemaning ko'chishlari 1 va 2 indeksli Δ harfi bilan belgilangan. Birinchi indeks ko'chishlar yo'nalishini, ikkinchisi esa uni paydo qilgan sababni ko'rsatadi. Masalan:

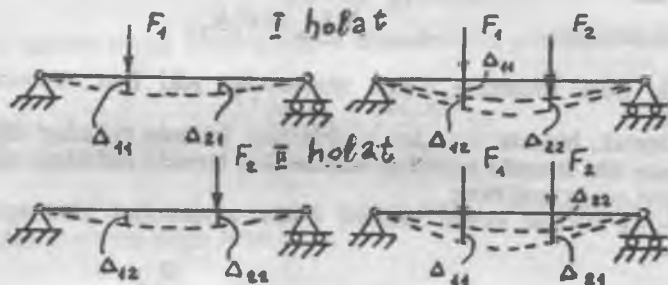
Δ_{11} — F_1 kuch yo'nalishidagi ko'chish; F_1 kuch ta'sirida;

Δ_{21} — F_2 kuch yo'nalishida: F_1 kuch ta'sirida.

Δ_{11} va Δ_{22} ko'chishlar asosiy, Δ_{12} va Δ_{21} ko'chishlar esa qo'shimcha ko'chishlar deb ataladi.

I holat. To'singa oldin F_1 kuchni qo'yamiz, keyin deformatsiyalangan to'singa F_2 kuchni qo'yamiz. Tashqi kuchlar ishini aniqlaymiz.

F_1 kuch ta'sirida Δ_{11} siljishga F_1 kuch sarflangan ish:



9.10-rasm.

$$W_{11} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2}.$$

F_2 kuch ta'sirida Δ_{22} ko'chishga F_2 kuch sarflangan ish:

$$W_{22} = \frac{F_2 \Delta_{22}}{2}.$$

F_2 kuch ta'sirida Δ_{12} ko'chishga F_1 kuch sarflangan qo'shimcha ish:

$$W_{12} = F_1 \Delta_{12}.$$

Boshqa kuch ta'sirida siljishga kuch sarflagan ish virtual ish deb ataladi.

Tashqi kuchlarning to'liq ishi

$$W_I = W_{11} + W_{22} + W_{12} \quad (9.8)$$

II holat. To'singa oldin F_2 kuchni, keyin F_1 kuchni qo'yamiz. Yuqoridagiga o'xshab:

$$W_{22} = \frac{F_2 \Delta_{22}}{2};$$

$$W_{11} = \frac{F_1 \Delta_{11}}{2};$$

$$W_{21} = F_2 \Delta_{21}.$$

Tashqi kuchlarning to'liq ishi

$$W_{II} = W_{22} + W_{11} + W_{21}. \quad (9.9)$$

Kuchlarning ishi ularni qo'yish tartibiga bog'liq bo'lmaganligi uchun

$$W_I = W_{II},$$

bundan,

$$W_{12} = W_{21}$$

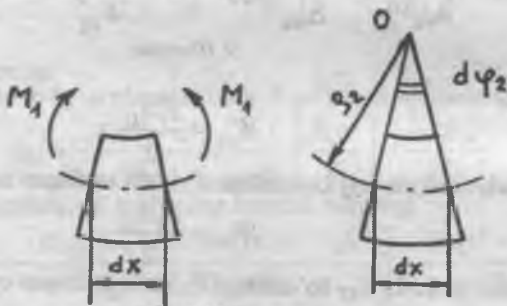
yoki

$$F_1 \Delta_{12} = F_2 \Delta_{21}. \quad (9.10)$$

Bu ifoda ishlarning o'zaro aloqadorligi yoki Betti teoremasi deb ataladi.

Demak, birinchi holatdagi kuchlarning ikkinchi holatdagi siljishlarga sarflagan ishi ikkinchi holatdagi kuchlarning birinchi holatdagi siljishlarga sarflagan ishiga teng ekan.

Ichki kuchlar virtual ishining o'zaro aloqadorligi ham shu tarzda topiladi:



9.11-rasm.

$$W_{f12} = W_{f21}. \quad (9.11)$$

To'sinning dx uzunlikdagi elementi (9.11-rasm) uchun virtual ishi W_{f12} :

$$dW_{f12} = M_1 d\varphi_2. \quad (9.12)$$

Chizmadan

$$d\varphi_2 = \frac{dx}{\rho_2}$$

$\frac{1}{\rho_2} = \frac{M_2}{EI_2}$ ekanligini hisobga olib, ushbuni hosil qilamiz:

$$d\varphi_2 = \frac{M_2 dx}{EI_2} \quad (9.13)$$

u holda,

$$dW_{f12} = \frac{M_1 M_2 dx}{EI_2}, \quad (9.14)$$

bunda, M_1 va M_2 birinchi va ikkinchi holatda eguvchi momentlarning joriy qiymatlari.

I uzunlikdagi to'sin uchun virtual ish:

$$W_{f12} = \int_0^l \frac{M_1 M_2}{EI_2} dx. \quad (9.15)$$

Ichki kuchlar virtual ishining o'zaro aloqadorligini quyidagicha yozish mumkin:

$$\int_0^l \frac{M_1 M_2}{EI_2} dx = \int_0^l \frac{M_2 M_1}{EI_2} dx. \quad (9.16)$$

Energiyaning saqlanish qonuniga asosan tashqi kuchlar virtual ishi, ichki kuchlarni virtual ishiga teng:

$$W_{12} = W_{f12} \text{ yoki } W_{21} = W_{f21}.$$

Shunday qilib:

$$W_{12} = W_{21} = W_{f12} = W_{f21}. \quad (9.17)$$

2. Siljishlarning o'zaro aloqadorligi

Siljishlarning o'zaro aloqadorligi haqidagi teorema ishlarning o'zaro aloqadorligi haqidagi teoremaning xususiy holdidir.

$F_1 = F_2 = 1$ deb faraz qilib, ushbuni olamiz:

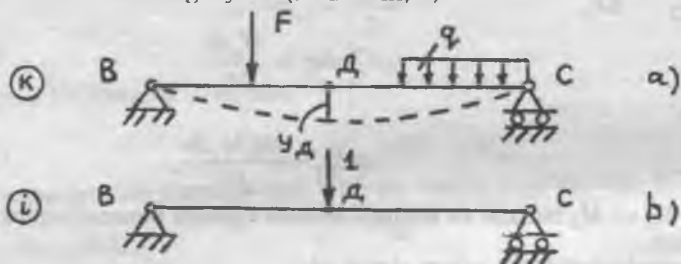
$$\delta_{12} = \delta_{21}. \quad (9.18)$$

Yakka kuchlar paydo qilgan siljishlar δ_{12} va δ_{21} orqali belgilanadi. Bu ifoda siljishlarning o'zaro aloqadorlik teoremasi yoki Maksvell teoremasi deb ataladi.

Demak, ikkinchi yakka kuch paydo qilgan birinchi yakka kuch yo'nalishidagi siljish birinchi yakka kuch paydo qilgan ikkinchi yakka kuch yo'nalishidagi siljishga teng.

4-§. Siljislarni Mor usulida aniqlash

Har qanday siljish uchun yaroqli Mor usulida siljislarni aniqlashda ishlar va siljishlarning o'zaro aloqadorligi teoremlaridan foydalaniladi. To'sinning D nuqtadagi vertikal siljishini aniqlaymiz (9.12-rasm, a). To'sinning yuk ostidagi holatini k harfi bilan belgilab, siljish yo'nalishida D nuqtaga qo'yilgan yakka kuchli to'sinning soxta holatini tanlaymiz va bu holatni i harfi bilan belgilaymiz (9.12-rasm, b).



9.12-rasm.

Tashqi kuchlarning ishi

$$W_{ik} = 1 \cdot y_D. \quad (9.19)$$

Ichki kuchlarning ishi

$$W_{fk} = \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_z} dx. \quad (9.20)$$

$W_{ik} = W_{fk}$ bo'lgani uchun ushuni olamiz:

$$y_D = \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_z} dx. \quad (9.21)$$

D nuqtadagi burchakli siljishni hisoblashda soxta holatda birga teng moment qo'yiladi.

Olingan formula Mor integrali deb ataladi.

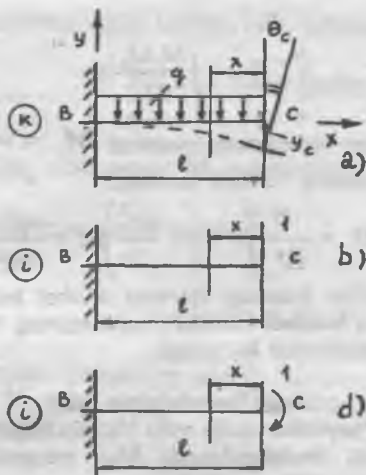
Egilishdagi chiziqli va burchak siljishlarni aniqlash uchun Mor formulasi umumiy ko'rinishda:

$$\Delta = \sum \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_z} dx. \quad (9.22)$$

Cho'zilish (siqilishda)da

$$\Delta = \sum \int_0^l \frac{N_i N_k}{EA} dx. \quad (9.23)$$

1-misol. Bir uchi qisilgan va q jadallikdagi tekis taqsimlangan yuk bilan yuklangan to'sinning erkin uchidagi kesimning eng katta bukilishi va burilish burchagini aniqlang (9.13-rasm, a).



9.13-rasm.

Ravshanki, bu siljishlar to'sin oxiridagi C nuqtada eng katta qiymatga yetadi.

Vertikal siljishni aniqlash uchun bukilishni aniqlash nuqtasiga qo'yilgan yakka kuchli to'sinning soxta holatini tanlaymiz (9.13-rasm, b). Mor integralidan foydalanamiz:

$$y_c = \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_t} dx.$$

To'sinda bitta qism bor; bunda $0 \leq x \leq l$.

Berilgan yukka oid eguvchi moment

$$M_k = -\frac{qx^2}{2}$$

Yakka kuchga oid eguvchi moment

$$M_i = -1 \cdot x.$$

Eguvchi momentlar qiymatlarini integral belgisi ostiga olib, integrallashdan so'ng C nuqtadagi bukilishni hosil qilamiz:

$$y_c = \frac{1}{EI_t} \int_0^l (-1x) \left(-\frac{qx^2}{2} \right) dx = \frac{ql^4}{8EI_t}.$$

Bukilishning musbat qiymatida C nuqta yakka kuch yo'nalishida pastga siljiydi. Bukilishning manfiy qiymati shuni ko'rsatadiki, siljish yakka kuch yo'nalishiga teskari.

Burchak siljishini aniqlash uchun kesimning burilish burchagini hisoblash nuqtasiga qo'yilgan yakka momentli balkaning soxta holatini tanlaymiz (9.13-rasm, d).

Mor integrali:

$$\Theta_c = \int_0^l \frac{M_i M_k}{EI_z} dx.$$

Yakka momentga oid eguvchi moment $M_i = -1$.

C nuqtada kesimning burilish burchagi:

$$\Theta_c = \frac{1}{EI_z} \int_0^l (-1) \left(-\frac{qx^2}{2} \right) dx = \frac{ql^3}{6EI_z}.$$

Kesimning burilish burchagi qiymati musbat bo'lganda kesim yakka moment yo'nalishida buriladi. Burilish burchagining manfiy qiymati kesim teskari yo'nalishda burilishini ko'rsatadi.

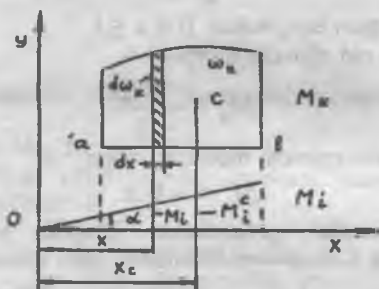
5-§. Vereshchagin usuli

«Epuralarni ko'paytirish usuli» yoki Vereshchagin usuli deb ataladigan grafaanalitik usulidan foydalanilganda Mor integralini hisoblash ancha soddalashadi.

Eguvchi momentlarning ikki epurasini ko'rib chiqamiz: ulardan biri — M_k berilgan yukdan (yuk epurasi), ikkinchisi — M_i yakka yukdan (yakka epura). Bunda, epuralar M_k ixtiyoriy shaklda M_i esa to'g'ri chiziqli (9.14-rasm).

Ushbu integralni hisoblaymiz:

$$\int_a^b M_i M_k dx, \quad (9.24)$$



9.14-rasm.

bunda, a va b integrallash chegaralari, ya'ni ko'rilayotgan qismning chegaraviy kesimlari absissalari.

$M_k dx$ qiymat M_k epuraning elementar yuzachasini $d\omega_k$ ifodalaydi. Bu holda

$$\int_a^b M_i M_k dx = \int_a^b M_i d\omega_k. \quad (9.25)$$

Ordinata $M_i = x \operatorname{tg} \alpha$ ekanligini hisobga olib, ushuni hosil qilamiz:

$$\int_a^b M_i d\omega_k = \operatorname{tg} \alpha \int_a^b x d\omega_k. \quad (9.26)$$

Integral $\int_a^b M_i d\omega_k$ yuk epurasi M_k yuzasining O nuqta orqali o'tuvchi y o'qqa nisbatan statik momentini ifodalaydi.

Bu statik moment

$$\int_a^b x d\omega_k = \omega_k x_c, \quad (9.27)$$

bunda, ω_k — momentlar epurasining yuzasi:

x_c — y o'qdan M_k epura og'irlik markazigacha bo'lgan masofa.

Chizмага muvofiq

$$x_c = \frac{M_i^c}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (9.28)$$

bunda, M_i^c — epura M_i ning ordinatasi, epura M_k ning og'irlik markazi ostida.

U holda

$$\int_a^b M_i d\omega_k = \operatorname{tg} \alpha \int_a^b x d\omega_k = \operatorname{tg} \alpha \omega_k x_c = \omega_k M_i^c. \quad (9.29)$$

Shunday qilib, hisoblanayotgan integral epura M_k yuzasining uning og'irlik markazi ostida joylashgan epura M_i ordinatasi M_i^c .

Olingan ifodani hisobga olib, Mor integrali quyidagi ko'rinishda boshqacha yoziladi:

$$\Delta = \sum \frac{\omega_k M_i^c}{EI_z} \quad (9.30)$$

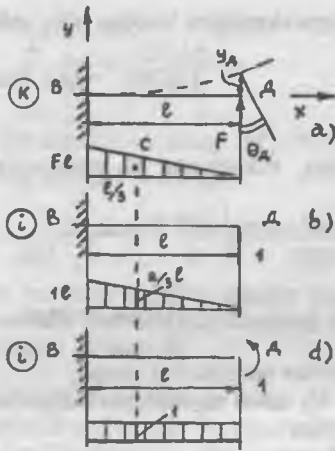
Vereshchagin usulidan foydalanishda ushbu tavsiyalarga rioya qilinadi:

1. Agar yuk epurasi va uning og'irlik markazi ostidagi ordinata M_i^c ikki yakka epurada to'sin o'qidan bir tomonda joylashgan bo'lsa, epuralarni ko'paytirish natijasi musbat, agar ikki tomonda joylashgan bo'lsa, manfiy bo'ladi.

2. Ordinata M_i^c albatta to'g'ri chiziqli epurada olinadi.

3. Murakkab epuralarni ko'paytirishda ular oddiy epuralarga ajratib olinadi yoki ma'lumotnomalardagi integrallar jadvallardan foydalaniladi.

I- misol. Bir uchi qisilgan va erkin uchiga to'plangan kuch F qo'yilgan to'sin kesimining bukilishi va burilish burchagini aniqlang (9.15-rasm, a).



9.15-rasm.

Ko'rsatilgan siljishlar to'sinning oxiridagi D nuqtada eng katta qiymatga etadi. Eguvchi momentlar epurasi M_k ni yasaymiz (9.15-rasm, a).

Vertikal siljishni aniqlash uchun bukilishini hisoblash nuqtasiga qo'yilgan yakka kuchli to'sinning soxta holatini tanlaymiz va eguvchi momentlarning yakka epurasi M_i ni yasaymiz (9.15-rasm, d).

Ushbu formuladan foydalanamiz:

$$y_D = \frac{\omega_k M_i^c}{EI_z}$$

Yuk epurasining yuzasi:

$$\omega_k = \frac{1}{2} Fl^2$$

Epuraning og'irlik markazi qisilgan joydan $1/3 l$ masofada yotadi.

Yuk epurasining og'irlik markazi ostida joylashgan eguvchi momentlar yakka epurasining ordinatasi $M_i^c = \frac{2}{3} l$ bo'ladi.

U holda

$$y_D = \frac{1}{EI_z} \cdot \frac{1}{2} Fl^2 \cdot \frac{2}{3} l = \frac{Fl^3}{3EI_z}$$

Bukilishning musbat qiymati shuni ko'rsatadiki, D nuqta yakka kuch yo'nalishida yuqoriga siljiydi.

Burchak siljishini aniqlashda kesimning burilish burchagini hisoblash nuqtasiga qo'yilgan yakka momentli to'sinning soxta holatini tanlaymiz (9.15-rasm, b).

$$\text{Kesimning burilish burchagi } \theta_d = \frac{\omega_k M_1^e}{EI_z}$$

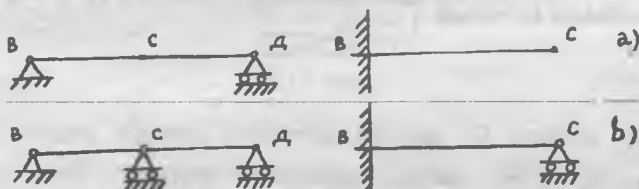
Eguvchi momentlar yakka epurasi M_1^e ning ordinatasi bu holda birga teng. Bundan:

$$\theta_D = \frac{Fl^2}{2EI_z}$$

Musbat natija kesim yakka moment yo'nalishida, ya'ni soat miliga teskari burilishini ko'rsatadi.

X bob. STATIK ANIQLANMAYDIGAN TO'SINLAR

Tayanch reaksiyalarni aniqlash uchun statika tenglamalari yetarli bo'lmagan to'sinlar statik aniqlanmaydigan balkalar deb ataladi. Bunday to'sinlarda qo'shimcha mahkamlagichlar bo'ladi, natijada, «ortiqcha» tayanch reaksiyalar vujudga keladi. *C* nuqtaga qo'shimcha tayanch qo'yilishi bilan (10.1-rasm, a) to'sinlar statik aniqlanmaydigan to'sinlarga aylanadi (10.1-rasm, b).



10.1-rasm.

Bunday to'sinlarning tayanch reaksiyalarini aniqlash uchun deformatsiyalar yoki siljishlar tenglamalar deb ataladigan qo'shimcha tenglamalar tuziladi. Ularni to'sin deformatsiyalarining qo'shila olishlik shartidan olinadi. Har qaysi «ortiqcha» reaksiya bitta qo'shimcha tenglama tuzishni talab qiladi. Qo'shimcha tenglamalar soni to'sinning statik aniqlanmaslik darajasini belgilaydi.

Masalani yechishda statik aniqlanmaydigan to'sin xayolan statik aniqlanadigan to'singa aylantiriladi, buning uchun qo'shimcha tayanchlar olib tashlanadi va ularning ta'siri noma'lum reaksiyalar bilan almashtiriladi. Hosil bo'lgan statik aniqlanadigan to'sin asosiy sistema deb ataladi. Shuni aytish kerakki, asosiy sistema bir necha usulda tanlanishi mumkin.

Asosiy sistema berilgan sistemaga mos kelishi uchun «ortiqcha» reaksiyani qo'yish nuqtasining siljishiga cheklov qo'yiladi. Matematik tarzda ifodalangan bu shart qo'shimcha tenglamani beradi. Masalani yechish usuli quyidagicha:

1. To'sinda vujudga keladigan reaksiyalar aniqlanadi, statika tenglamalari tuziladi va ulardan statik aniqlanadigan reaksiyalar topiladi.
2. Qolgan reaksiyalar ichidan noma'lum, «ortiqcha» reaksiya topiladi va asosiy sistema tasvirlanadi.
3. Asosiy sistema tashqaridan berilgan yuk bilan va «ortiqcha» noma'lum reaksiya kuchlari bilan yuklanadi.
4. Asosiy sistema deformatsiyasini cheklovchi qo'shimcha shart, ya'ni qo'shimcha tenglama yoziladi.

5. Egilishdagi siljishlar universal tenglamalari, Mor usuli, Vereshchagin qoidasi yoki boshqa usullardan foydalanib, qo'shimcha tenglama yechiladi.

6. Statika tenglamasining echimi qo'shimcha tenglama bilan birga echiladi va to'sinning noma'lum, tayanch reaksiyalari aniqlanadi.

Endi statik aniqlanmaydigan eng oddiy to'sinlarni ko'rib chiqaylik.

1-§. Universal tenglama yordamida statik aniqlanmaslikni yechish

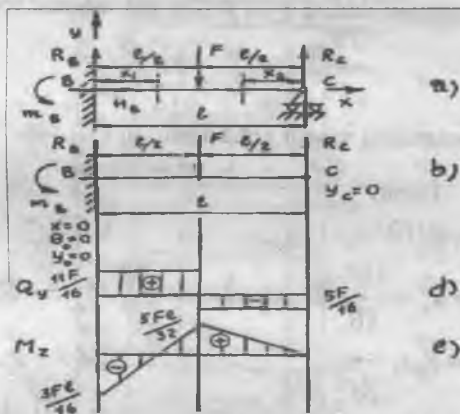
1-misol. Statik aniqlanmaydigan to'sin qulochi o'rtasiga to'plangan kuch F qo'yilgan (10.2-rasm, a). Q_y va M_z epuralar yasalsin.

Noma'lum tayanch reaksiyalar R_B , H_B , m_B va R_C .

To'sin bir marta statik aniqlanmaydigan, chunki bitta qo'shimcha tenglama zarur.

Statika tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{aligned} \Sigma x &= 0; & H_B &= 0; \\ \Sigma u &= 0; & R_B + R_C - F &= 0; \\ \Sigma M_c &= 0; & R_B l - m_B - Fl/2 &= 0. \end{aligned}$$



10.2-rasm.

«Ortiqcha» noma'lum sifatida R_C reaksiyani tanlaymiz. Qo'zg'aluvchan tayanch C olib tashlab, asosiy sistemani bir uchi qisilgan va ikkinchi uchi erkin to'sinni olamiz (10.2-rasm, b).

Asosiy sistemani berilgan yuk va «ortiqcha» noma'lum reaksiya R_C bilan yuklaymiz. Qo'shimcha tenglama $y_s = 0$ bo'ladi.

Qo'shimcha tenglamani yozishda C nuqtadagi egilish ifodasini yozamiz va uni nolga tenglashtiramiz:

$$x = l$$

$$y_c = \frac{1}{EI_z} \left[-\frac{m_B l^2}{2} + \frac{R_B l^3}{6} - \frac{F(l/2)^3}{6} \right] = 0,$$

bundan:

$$8R_B l - 24m_B - Fl = 0.$$

Olingan tenglamani statikaning oxirgi tenglamasi bilan birga yechib, R_B va m_B reaksiyalarni topamiz.

$$\begin{aligned} 8R_B l - 24m_B - Fl &= 0 \\ 2R_B l - 2m_B - Fl &= 0 \\ \hline -16m_B + 3Fl &= 0, \end{aligned} \quad (-4)$$

bundan

$$m_B = \frac{3Fl}{16}.$$

So'ngra R_B ni topamiz:

$$2R_B l - 2 \frac{3Fl}{16} - Fl = 0, \quad R_B = \frac{11F}{16}.$$

Statika tenglamasi $\frac{11F}{16} + R_C - F = 0$ dan ushbuni topamiz:

$$R_C = \frac{5F}{16}.$$

Q_y va M_z epuralarni yasash (10.2-rasm, d, e).

I qism	II qism
$0 \leq x_1 \leq l/2$	$0 \leq x_2 \leq l/2$
$Q_{y_1} = R_B = \frac{11F}{16}$	$Q_{y_2} = -R_C = -\frac{5F}{16}$
$M_{z_1} = R_B x_1 - m_B$	$M_{z_2} = R_C x_2$
$x_1 = 0 \quad M_{z_1} = -\frac{3Fl}{16}$	$x_2 = 0 \quad M_{z_2} = 0$
$x_1 = l/2 \quad M_{z_1} = \frac{5Fl}{32}$	$x_2 = l/2 \quad M_{z_2} = \frac{5Fl}{32}$

Eng katta eguvchi moment qisilgan joyda paydo bo'ladi.

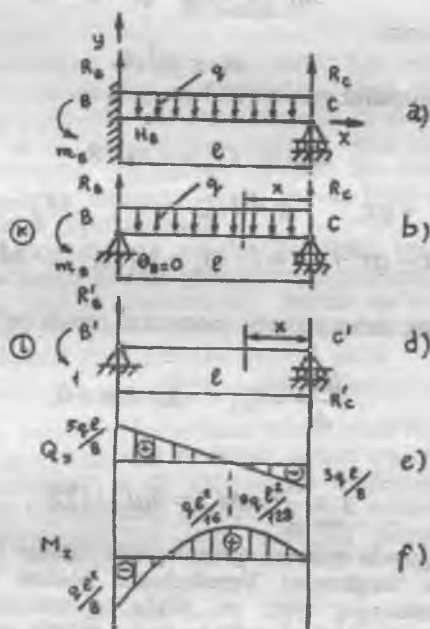
2-§. Mor usulida statik aniqlanmaslikni yechish

1-misol. Statik aniqlanmaydigan to'sin butun qulochi bo'yicha q jaddalikdagi teng taqsimlangan yuk bilan yuklangan (10.3-rasm, a). Q_y va M_z epuralarni yasang.

Buning uchun noma'lum tayanch reaksiyalar R_B , H_B , m_B va R_C statika tenglamalarini tuzamiz:

$$\begin{aligned} \Sigma x &= 0; & H_B &= 0; \\ \Sigma y &= 0; & R_B + R_C - ql &= 0; \\ \Sigma M_C &= 0; & R_B l - m_B - \frac{ql^2}{2} &= 0. \end{aligned}$$

«Ortiqcha» noma'lum sifatida reaktiv moment m_B ni qabul qilamiz. B nuqtadagi qisilib mahkamlashni sharnirdi qo'zg'almas tayanch bilan almashtirib, oddiy bir quloqli to'sin ko'rinishidagi asosiy sistemani olamiz (10.3-rasm, b). k harfi bilan belgilangan asosiy sistemani berilgan yuk va «ortiqcha» noma'lum moment m_B bilan yuklaymiz. Qo'shimcha tenglama $\theta_B=0$.



10.3-rasm.

Qo'shimcha tenglamani yechish uchun Mor integralidan foydalanamiz. B nuqtaga yakka moment qo'yilgan va i harfi bilan belgilangan to'sinning soxta holatini tanlaymiz (10.3-rasm, d). Bu to'sinning tayanch reaksiyalari $R'_B = R'_C = 1/l$.

To'sinda bitta qism bor; shu bilan birga $0 \leq x \leq l$ yakka moment va berilgan yukdan paydo bo'ladigan eguvchi momentlar qiymati:

$$M_i = -\frac{1}{l}x \text{ va } M_k = R_c x - q \frac{x^2}{2}.$$

Mor integralini yozamiz va uni nolga tenglashtiramiz:

$$\theta_B = \frac{1}{EI_z} \int_0^l M_i M_k dx = \frac{1}{EI_z} \int_0^l (-1/l \cdot x)(R_c x - qx^2/2) dx = 0$$

yoki $ql^3/8 - R_c l^2/2 = 0$, bundan $R_c = 3ql/8$.

Tenglama $R_B + \frac{3ql}{8} - ql = 0$ dan $R_B = 5ql/8$.

Statikaning oxirgi tenglamasini yechib,

$$5ql^2/8 - m_B - ql^2/2 = 0,$$

ushbuni topamiz:

$$m_B = ql^2/8.$$

Q_y va M_z epuralarni yasash (10.3-rasm, e, f).

$$0 \leq X \leq l \quad x=0 \quad Q_y = -3ql/8, \quad M_z = 0;$$

$$Q_y = -R_c + qx, \quad x=l/2 \quad M_z = ql^2/16;$$

$$M_z = R_c x - qx^2/2, \quad x=l \quad Q_y = 5ql/8, \quad M_z = ql^2/8.$$

Qismdagi eng katta eguvchi momentni topish uchun hosilani nolga tenglashtiramiz:

$$\frac{dM_z}{dx} = Q_y = -R_c + qx = 0,$$

bundan,

$$x = \frac{3}{8}l, \quad M_z = 9ql^2/128.$$

Eng katta eguvchi moment qisilgan joyda vujudga keladi.

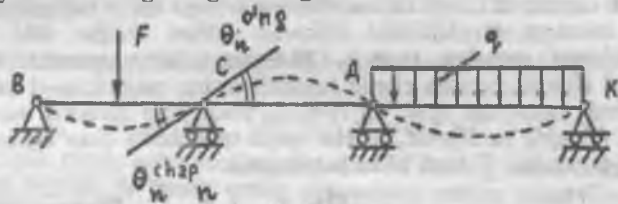
Qo'shimcha tenglamani Vereshchagin qoidasi bo'yicha yozishda eguvchi momentlarning yuk va yakka epuralarini yasaymiz. Yuk epurasining yuzini hisoblab topamiz va uning og'irlik markazi ostida yakka epuradagi ordinatani topamiz. «Ortiq-cha» noma'lum reaksiya qo'yilgan nuqta uchun egilish ifodasini yozamiz va uni nolga tenglaymiz. Olingan tenglamani yechib, bu reaksiyaning qiymatini aniqlaymiz. Qolgan reaksiyalarni statika tenglamalaridan topamiz.

3-§. Ko'p tayanchli balkalarni hisoblash

Bir necha tayanchda uzluksiz yotgan balkalar tutash yoki ko'p tayanchli balkalar deb ataladi (10.4-rasm). Bunday to'sinning tayanchlaridan biri qo'zg'almas yoki qisilgan, boshqa tayanchlari shamirli qo'zg'aluvchan bo'lib, bir sathda joylashgan. To'sinning bikirligi butun uzunligi bo'yicha o'zgaras.

Bu to'sinlar statik aniqlamas qurilma hisoblanadi. Yuklanish tarzidan qat'i nazar to'sinning hamma qulochlari ishlaydi.

n ta quloqli to'sinlar uchun tayanchlar soni $n+1$ ta. Noma'lum tayanch reaksiyalarning umumiy soni $n+2$ ta, «ortiqcha» noma'lum reaksiyalar soni esa $(n+2)-3=n-1$. «Ortiqcha» tayanch reaksiyalar soni oraliq tayanchlar soniga teng ekanligi ko'rinib turibdi.



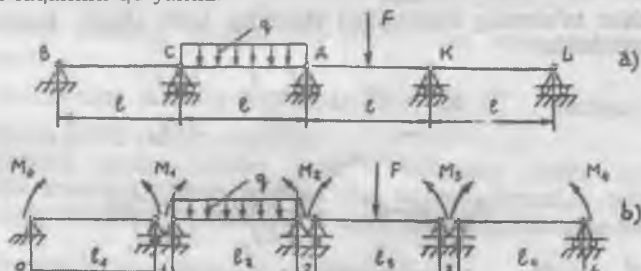
10.4-rasm.

Yuqorida keltirilgan usulga ko'ra, «ortiqcha» noma'lum reaksiyalar sifatida oraliq tayanchlarning reaksiyalarini qabul qilish mumkin. Bu tayanchlarni olib tashlasak, bir quloqli to'sin sifatidagi asosiy sistemani hosil qilamiz. C va D tayanchlardagi egilishni nolga tengligi sharti ($y_C=0$ va $y_D=0$) qo'shimcha tenglamalar bo'ladi. Bu tenglamalarga barcha «ortiqcha» noma'lum reaksiyalar kiradi, bu esa hosil qilingan reaksiyalar sistemasini yechishni qiyinlashtiradi.

Agar oraliq tayanchlarda vujudga keladigan tayanch momentlarini «ortiqcha» noma'lumlar sifatida qabul qilinsa, qirqilmagan to'sinning statik aniqlanmasligini yechish osonlashadi. Bunda qo'shimcha tenglamalar qo'shni qulochlardagi balka tayanch kesimlari burilish burchaklarining o'zaro tengligi shartini ifodalaydi (10.4-rasm), ya'ni

$$\theta_n^{chap} = \theta_n^{o'ng}$$

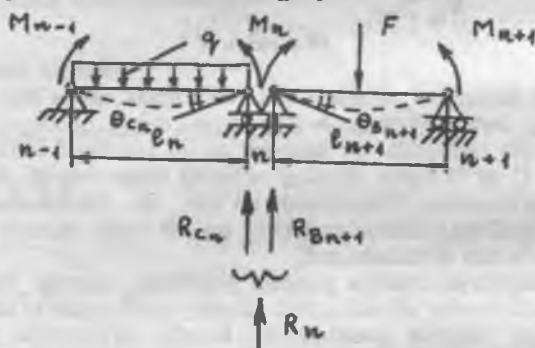
Tenglamani yechishga ko'pi bilan uchta noma'lum tayanch momenti kiradi. Qirqilmagan to'sinlarni hisoblash uchun esa uch momentlar usuli qo'llaniladi. 10.5-rasm, a da ko'rsatilgan qirqilmagan to'sinni ko'rib chiqamiz. Uning tayanchlarini chapdan o'ngga noldan boshlab raqamlab chiqamiz: l uzunlikdagi har qaysi quloqchga uning o'ng tomonidagi tayanchi raqamini qo'yamiz.



10.5-rasm.

«Ortiqcha» noma'lum reaksiya sifatida tayanch momentlarni qabul qilamiz. 10.5-rasm, b dagi asosiy sistemani har qaysi tayanch ustiga sharnir kiritish va quloqlar orasidagi buzilgan aloqani tayanch momentlar bilan almashtirish yo'li bilan hosil qilamiz. Bunda qirqilmagan to'sin yuk va noma'lum tayanch momentlar bilan yuklangan, statik aniqlanadigan ikki tayanchli to'sinlar sistemasiga aylanadi. Tayanch momentlar yo'nalishini musbat deb olamiz va ularni tayanchlarning o'rniga qarab raqamlaymiz.

Uch moment tenglamasini chiqarish uchun istalgan ikki qo'shni qulochni olamiz, masalan, l_2 va l_3 (10.6-rasm), o'rta tayanchni n orqali belgilaymiz: shunga yarasha chetki tayanchlarning raqami: $n-1$ va $n+1$ bo'ladi. Unda quloqlar $l_2=l_n$ va $l_3=l_{n+1}$, noma'lum tayanch momentlar $M_1=M_{n-1}$, $M_2=M_n$ va $M_3=M_{n+1}$. Har qaysi quloqdan chap tayanchini B harfi, o'ng tayanchni C harfi bilan belgilaymiz.



10.6-rasm.

n tayanchdagi deformatsiyalarning qo'shiluvchanlik shartini yozamiz:

$$\theta_{C_n} = \theta_{B_{n+1}}, \quad (10.1)$$

bunda, θ_{C_n} — quloch chap tayanchi n kesimining burilish burchagi;

$\theta_{B_{n+1}}$ — quloch chap tayanchi $n+1$ kesimning burilish burchagi.

Kuchlar ta'sirining mustaqilligi shartidan kelib chiqib, kesimlarning burilish burchaklari:

$$\theta_{C_n} = \theta_{C_n}^0 + \frac{M_{n-1}l_n}{6EI_z} + \frac{M_n l_n}{3EI_z} \quad (10.2)$$

va

$$\theta_{B_{n+1}} = -\theta_{B_{n+1}}^0 - \frac{M_n l_{n+1}}{3EI_z} - \frac{M_{n+1} l_{n+1}}{6EI_z} \quad (10.3)$$

bunda, $\theta_{C_n}^0$ va $\theta_{B_{n+1}}^0$ — quloqlarga qo'yilgan og'irliklardagi kesimlarning burilish burchaklari.

Tayanchga moment qo'yilgan bir qulochli to'sin kesimlarining burilish burchaklari oldinroq — to'cinlarning deformatsiyalarini o'rganishda keltirilgan θ_{C_n} va $\theta_{B_{n+1}}$ burchaklarning qiymatlarini deformatsiyalarning qo'shiluvchanligi shartiga qo'ysak.

$$\theta_{C_n}^0 + \frac{M_{n-1}l_n}{6EI_z} + \frac{M_n l_n}{3EI_z} = -\theta_{B_{n+1}}^0 - \frac{M_n l_{n+1}}{3EI_z} - \frac{M_{n+1} l_{n+1}}{6EI_z} \quad (10.4)$$

Ifodani umumiy mahrajga qo'yib, uch moment tenglamasini uzil-kesil yozamiz:

$$M_{n-1}l_n + 2M_n(l_n + l_{n+1})M_{n+1}l_{n+1} = -6EI_z(\theta_{C_n}^0 + \theta_{B_{n+1}}^0). \quad (10.5)$$

Tuzilgan tenglamalar soni qirilmagan to'sinning statik aniqlanmaslik darajasiga bog'liq va uning oraliq tayanchlari soniga teng. Tenglamalar sistemasini yechib, noma'lum tayanch momentlarni topamiz. Manfiy qiymat olgan tayanch momentlar yo'nalishini teskarisiga o'zgartiramiz. So'ngra har qaysi qulochni berilgan yuk va tayanch momentlar bilan yuklab, ularni alohida-alohida hisoblaymiz.

Qirilmagan to'sinning to'liq tayanch reaksiyalarini topish uchun qo'shni qulochlar reaksiyalarini jamlaymiz:

$$R_n = R_{C_n} + R_{B_{n+1}} \quad (10.6)$$

n — qulochning o'ng tayanch reaksiyasi:

$$R_{C_n} = R_{C_n}^0 + \frac{M_{n-1}}{l_n} - \frac{M_n}{l_n}. \quad (10.7)$$

$n+1$ — qulochning chap tayanchi reaksiyasi:

$$R_{B_{n+1}} = R_{B_{n+1}}^0 - \frac{M_n}{l_{n+1}} + \frac{M_{n+1}}{l_{n+1}}. \quad (10.8)$$

Uch moment tenglamasidan foydalanganda quyidagilarni hisobga olish kerak:

1. Chetki tayanchlardagi tayanch momentlar nolga teng deb olinadi.
2. Qirilmagan to'sin konsoli tashlab yuboriladi va tayanchga ta'sir qilayotgan kuchlar paydo qiladigan moment qo'yiladi (tegishli ishora bilan).
3. To'sin uchining qisilishi $l=0$ uzunlikdagi soxta quloch bilan almashtiriladi.
4. Kesimlarning burilish burchaklari $\theta_{C_n}^0$ va $\theta_{B_{n+1}}^0$ berilgan yukli ayrim qulochni ko'rib chiqib aniqlanadi.
5. Quloch pastga tomon qabarib egilganda uchta moment tenglamasiga kesimlar burilish burchagining musbat qiymatlari qo'yiladi, teskari holatda esa manfiy qiymatlari qo'yiladi (ularning ishoralaridan qat'i nazar).

Qirilmagan to'sin hisobini ko'rib chiqaylik.

1-misol. 10.7-rasm, a da ko'rsatilgan qirilmagan to'sin uchun Q_y va M_z epuralarini yasang.

To'sin ikki marta statik aniqlanmas. Asosiy sistemani tasvirlaymiz (10.7-rasm, b). Buning uchun oraliq tayanchlar ustidagi sharnirlarni qo'shamiz va noma'lum tayanch momentlar M_1 va M_2 ni qo'yamiz.

Quloqlar l_1 va l_2 uchun uch moment, tenglamasini tuzamiz ($n=1$). 1-tayanchlardagi kesimlarning burilish burchaklari:

$$\theta_{C_1} = \frac{ql_1^3}{24EI_z} \quad \text{va} \quad \theta_{B_1} = 0.$$

U holda

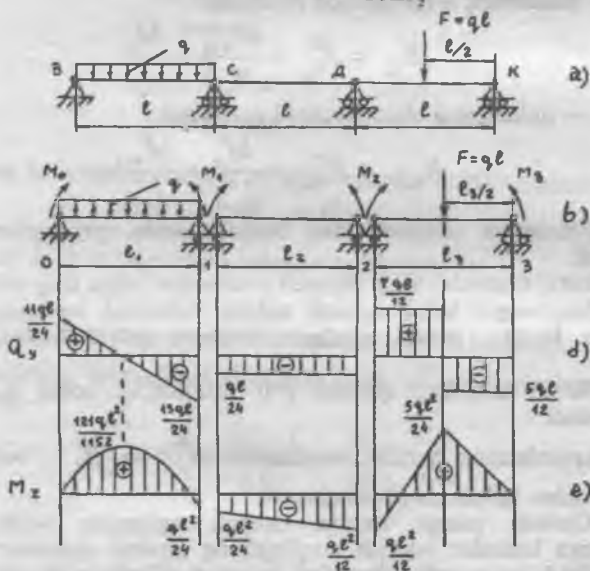
$$M_0 l_1 + 2M_1(l_1 + l_2) + M_2 l_2 = -6EI_z \left(\frac{ql_1^3}{24EI_z} \right)$$

yoki

$$4M_1 l_1 + M_2 l_2 = -\frac{ql^3}{4}.$$

Quloqlar l_2 va l_3 uchun uchta moment tenglamasini tuzamiz ($n=2$). 2-tayanchdagi kesimlarning burilish burchaklari:

$$\theta_{C_2} = 0 \quad \text{va} \quad \theta_{B_2} = \frac{Fl_3^2}{16EI_z}.$$



10.7-rasm.

U holda:

$$M_1 l_2 + 2M_2(l_2 + l_3) + M_3 l_3 = -6EI_z \left(\frac{Fl_3^2}{16EI_z} \right)$$

yoki

$$M_1 l + 4M_2 l = -\frac{3ql^3}{8}$$

Olingan tenglamalar sistemasini yechib, ushbuni topamiz:

$$M_1 = -ql^2/24 \text{ va } M_2 = -ql^2/12$$

Tayanch momentlar yo'nalishini o'zgartirib, to'sinning har qaysi qulochi uchun berilgan og'irliklar hamda tayanch momentlar epuralarini yasaymiz.

Qo'shilayotgan qirqilmagan to'sinning yasalgan epuralari Q_y va M_z .
10.7-rasm, d, e da ko'rsatilgan.

Eng katta eguvchi moment uchinchi quloqda F kuch ostida vujudga keladi.

XI bob. MURAKKAB QARSHILIK

Amalda shunday hollar uchraydiki, qurilmalar qismlarining ko'ndalang kesimlarida ikki va undan ko'p kuch omillari vujudga keladi. Qurilma qismi (element)ning bir necha oddiy deformatsiyalarni keltirib chiqaradigan kuchlar ta'siriga qarshiligi murakkab qarshilik deb ataladi.

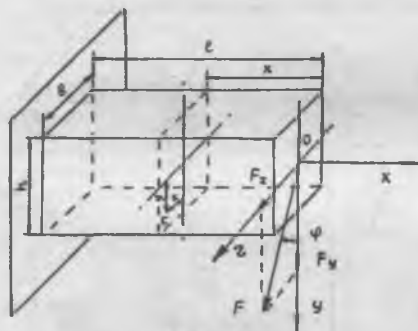
Bunday elementlarni mustahkamlik va bikirligini hisoblashda kuchlar ta'sirining mustaqillik qoidasiga asoslaniladi. Murakkab qarshilikning quyidagi xillari mavjud:

- a) qiyshiq egilish;
- b) markazdan tashqari cho'zilish-siqilish;
- d) buralib egilish.

1-§. Qiyshiq egilish

Eguvchi momentning ta'sir tekisligi to'sin ko'ndalang kesimi bosh markaz inersiya o'qlaridan hech qaysisi bilan mos tushmaydigan egilish qiyshiq egilish deb ataladi.

Bir uchi qisilgan va bir uchiga F kuchi qo'yilgan to'g'ri to'rtburchak kesimli to'sinni ko'rib chiqamiz: F kuchi bosh markaziy o'q y ga φ burchak ostida yo'nalgan bo'lib, qiyshiq egilishni keltirib chiqaradi (11.1-rasm).



11.1-rasm.

Bu kuchni kesimning bosh o'qlari bo'ylab tashkil etuvchilarga ajratamiz:

$$F_z = F \sin \varphi \text{ va } F_y = F \cos \varphi \quad (11.1)$$

Shunday qilib, qiyshiq egilish to'sinning bosh inersiya tekisliklaridagi ikki yassi egilishga keltiriladi.

To'sin ko'ndalang kesimida uning erkin uchidan x masofada yotgan C nuqtadagi normal kuchlanishlarni aniqlaymiz. Vertikal va gorizontaal tekisliklarda egilishni keltirib chiqaradigan eguvchi momentlar bu kesimda tegishli qayidagilarga teng:

$$M_y = F_x x = Fx \sin \varphi = M \sin \varphi$$

va

$$M_z = F_y x = Fx \cos \varphi = M \cos \varphi. \quad (11.2)$$

Har qaysi momentga doir kuchlanishlarni alohida-alohida hisoblash uchun yassi egilishda olingan formula (8.18)dan foydalaniladi. Koordinatalari y va z bo'lgan C nuqtadagi siquvchi normal kuchlanishlar:

$$\sigma' = -\frac{M_z y}{I_z} = -\frac{M \cos \varphi y}{I_z}$$

va

$$\sigma'' = -\frac{M_y z}{I_y} = -\frac{M \sin \varphi z}{I_y}. \quad (11.3)$$

Kuchlar ta'sirining mustaqillik qoidasiga muvofiq to'liq kuchlanish:

$$\sigma_C = \sigma' + \sigma'' = -M \left(\frac{\cos \varphi y}{I_z} + \frac{\sin \varphi z}{I_y} \right). \quad (11.4)$$

Nuqta koordinatalari y va z formulaga o'z ishoralari bilan qo'yiladi.

Ko'ndalang kesimning eng zo'riqqa nuqtalarini topish uchun neytral o'q vaziyatini aniqlash kerak. Qiyshiq, egilishda neytral o'q tenglamasi (11.4) formuladan olinadi, bunda $\sigma=0$ deb faraz qilinadi. Bu o'qning joriy koordinatalarini y_0 va z_0 orqali belgilab ushuni olamiz:

$$M \left(\frac{\cos \varphi y_0}{I_z} + \frac{\sin \varphi z_0}{I_y} \right) = 0 \quad (11.5)$$

$M \neq 0$ bo'lgani uchun:

$$\frac{\cos \varphi y_0}{I_z} + \frac{\sin \varphi z_0}{I_y} = 0 \quad (11.6)$$

(1-1.6) tenglamadan ko'rinadiki, neytral o'q koordinatalar boshi (kesimning og'irlik markazi) orqali o'tuvchi to'g'ri chiziq ekan ($y_0=0$ va $z_0=0$ da).

Neytral o'z vaziyatini aniqlash uchun uning z o'qiga qiyalik burchagi α ni topamiz (11.2-rasm, a).

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y_0}{z_0}. \quad (11.7)$$

(11.6) ifodani $\cos \varphi z_0$ ga bo'lamiz:

$$\frac{y_0}{z_0} \frac{1}{I_z} + \operatorname{tg} \varphi \frac{1}{I_y} = 0$$

yoki

$$\frac{y_0}{z_0} = -\operatorname{tg} \varphi \frac{I_z}{I_y} \quad (11.8)$$

U holda

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{y_0}{z_0} = -\operatorname{tg} \varphi \frac{I_z}{I_y} \quad (11.9)$$

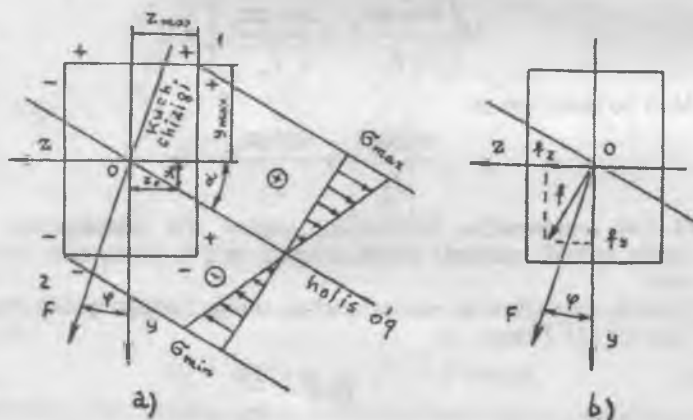
Ko'p hollarda $I_y \neq I_z$ va α burchak φ burchakka teng emas. Demak, qiyshiq egilishda neytral o'q, yassi egilishdan farqli ravishda, kuch chizig'iga perpendikular emas. $I_y = I_z$ da (doira yoki kvadrat) perpendikularlik saqlanadi, lekin bunda kesimning barcha markaziy o'qlari bosh o'q hisoblanadi va qiyshiq egilish yuz bermaydi.

Neytral o'q vaziyatini aniqlagandan so'ng unga parallel ilib kesimga ikki urinma o'tkaziladi va undan eng uzoq eng katta kuchlanishlar vujudga keladigan xavfli nuqtalar 1 va 2 topiladi (11.2-rasm, a).

Nuqta 1 da eng katta cho'zuvchi, nuqta 2 eng katta siquvchi kuchlanish ta'sir qiladi:

$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left(\frac{\cos \varphi \cdot y_{\max}}{I_z} + \frac{\sin \varphi \cdot z_{\max}}{I_y} \right) \quad (11.10)$$

bunda, y_{\max} va z_{\max} — neytral o'qdan eng uzoq nuqta koordinatalari.



11.2-rasm.

Ikkita simmetriya o'qiga va chiziq burchaklarga ega bo'lgan kesimlar (to'g'ri to'rtburchak, qo'shtavr va boshqalar) uchun mustahkamlik sharti quyidagicha:

$$\sigma_{\max} = M_{\max} \left(\frac{\cos \varphi}{W_z} + \frac{\sin \varphi}{W_y} \right) \leq \sigma_{adm}, \quad (11.11)$$

bunda, $W_y = \frac{I_y}{z_{\max}}$ va $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$ - kesimning y va z o'qlarga nisbatan qarshilik momentlari.

Kesimni tanlashda qarshilik momentlari nisbati $\frac{W_z}{W_y}$ beriladi.

U holda

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \left(\cos \varphi + \frac{W_z}{W_y} \sin \varphi \right) \leq \sigma_{adm}, \quad (11.12)$$

Nisbat $\frac{W_z}{W_y}$;

- a) to'g'ri to'rtburchak b/h ;
- b) qo'shtavr 6+8;
- d) shveller 8+10.

Qiyshiq egilishdagi bukilishlar kuchlar ta'sirining mustaqillik qoidasi asosida bosh inersiya o'qlari yo'nalishida bukilishlarni geometrik jamlash yo'li bilan aniqlanadi. Ko'rilayotgan to'sinning erkin uchidagi to'liq bukilishni hisoblab topamiz (11.2-rasm, b); buning uchun yassi egilishda olingan formuladan foydalanamiz.

To'sinning z o'q bo'yicha bukilishi: $f_z = \frac{F_z l^3}{3EI_y}$.

To'sinning y o'q bo'yicha

bukilishi: $f_y = \frac{F_y l^3}{3EI_z}$.

$$\text{To'liq bukilish } f = \sqrt{f_y^2 + f_z^2}. \quad (11.13)$$

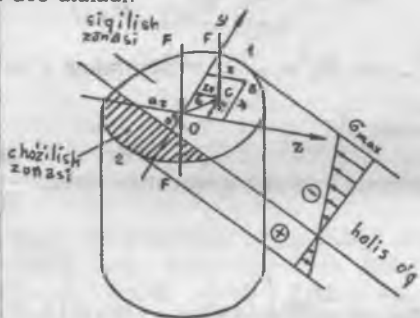
Bukilish yo'nalishini quyidagi bog'liqlik ifodalaydi:

$$\frac{f_z}{f_y} = \frac{F \sin \varphi}{F \cos \varphi} \cdot \frac{I_z}{I_y} = \operatorname{tg} \varphi \frac{I_z}{I_y} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (11.14)$$

Demak, to'liq bukilish neytral o'qqa perpendikular yo'nalgan.

2-§. Markazdan tashqaridagi siqilish yoki cho'zilish

Brusni siqadigan yoki cho'zadigan kuch brus o'qiga parallel, lekin kuch qo'yilgan nuqta kesimning og'irlik markaziga moc kelmaydigan holdagi deformatsiya markazdan tashqaridagi siqilish cho'zilish deb ataladi. Kuch qo'yilgan nuqta qutbdan kesimning og'irlik markazigacha bo'lgan masofa eksstentrisitet deb ataladi.



11.3-rasm.

Qurilish konstruksiyalari elementlariga xos bo'lgan markazdan tashqaridagi siqilishning umumiy holini ko'rib chiqamiz. F kuchi koordinatalari y_F va z_F musbat bo'lgan C nuqtaga qo'yilgan (11.3-rasm). Kesimning og'irlik markazidagi O nuqtaga ikkita bir-biriga teng va qarama-qarshi yo'nalgan F kuchlarni qo'yamiz. Natijada, brusni egadigan F_e momentli kuchlar juftini va brusni o'q yo'nalishida siqadigan F kuchn olamiz. Demak, markazdan tashqaridagi siqilish qiyshiq egilish bilan markaziy siqilishni birgalikda kelishidir.

Koordinatalari y va z bo'lgan B nuqtadagi normal kuchlanishni aniqlaymiz. Buning uchun kuchlar jufti momentini ikki eguvchi momentga ajratamiz: bu momentlar bosh inersiya tekisliklarida ta'sir qiladi va B nuqtada siquvchi kuchlanishlarni paydo qiladi:

$$M_z = F \cdot y_F \text{ va } M_y = F \cdot z_F \quad (11.15)$$

Ikki yassi egilish va F kuchdan paydo bo'ladigan o'qaviy siqi-lishni jamlab, quyidagini olamiz:

$$\sigma_B = -\frac{F}{A} - \frac{F y_F y}{I_z} - \frac{F z_F z}{I_y} \quad (11.16)$$

Nuqta koordinatalari y va z ni formulaga o'z ishoralari bilan qo'yamiz. $I_z = i_z^2 A$ va $I_y = i_y^2 A$ ekanligini hisobga olib quyidagini olamiz:

$$\sigma_B = -\frac{F}{A} \left(1 + \frac{y_F y}{i_z^2} + \frac{z_F z}{i_y^2} \right) \quad (11.17)$$

Markazdan tashqariga cho'zilishda ifoda oldiga musbat ishorasi qo'yiladi. Ko'ndalang kesimdagi eng zo'riqqa nuqtalarni topish uchun neytral o'q vaziyatini aniqlash kerak. Markazdan tashqaridagi siqilish yoki cho'zilishda neytral o'q tenglamasini olish uchun (11.17) formulaga $\sigma=0$ ni qo'yamiz va bu o'qdagi nuqtalar koordinatalarini y_0 va z_0 orqali belgilaymiz. $\frac{F}{A} \neq 0$ bo'lgani uchun

$$1 + \frac{y_F y_0}{i_z^2} + \frac{z_F z_0}{i_y^2} = 0. \quad (11.18)$$

(11.18) tenglamadan ko'rinib turibdiki, neytral o'q koor-dinatalar boshi (kesimning og'irlik markazi) orqali o'tmaydi.

Koordinatalar o'qlari y va z da neytral o'q bilan kesiladigan a_y va a_z kesmalarni aniqlaymiz. $y_0=a_y$ va $z_0=0$ deb faraz qilib,

$$1 + \frac{y_F a_y}{i_z^2} = 0 \text{ ni olamiz,}$$

bundan,

$$a_y = -\frac{i_z^2}{y_F}. \quad (11.19)$$

Shunga o'xshab, $z_0=a_z$ va $y_0=0$ da

$$1 + \frac{z_F a_z}{i_y^2} = 0$$

ni olamiz, bundan,

$$a_z = -\frac{i_y^2}{z_F}. \quad (11.20)$$

a_y va a_z kesmalarni hisoblab, neytral o'qni yasaymiz va unga parallel qilib kesimga ikkita urinma o'tkazamiz: bu neytral o'qdan uzoqda bo'lgan xavfli nuqtalar: 1 va 2 ni topish uchun zarur. Shuni aytish kerakki, neytral o'q va kuch qo'yilgan nuqta koordinatalar boshidan har xil tomonda yotadi. Neytral o'q kesimni siqilgan va cho'zilgan qismlarga ajratadi. Nuqta 1 da eng katta siquvchi, nuqta 2 da eng katta cho'zuvchi kuchlanish ta'sir qiladi: ular normal kuchlanishlar epurasida ko'rsatilgan (11.3-rasm).

Mutlaq qiymat jihatdan eng katta kuchlanishli nuqta har doim qutb bilan bir kvadratda yotadi, kuchlanish ishorasi esa kuch xarakteriga mos keladi:

$$\sigma_{\max} = F \left(\frac{1}{A} + \frac{y_F y_{\max}}{I_z} + \frac{z_F z_{\max}}{I_y} \right). \quad (11.21)$$

bunda, y_{\max} va z_{\max} neytral o'qdan eng uzoq nuqtalarning koordinatalari.

Burchaklari chiqqan simmetrik kesimlar (to'g'ri to'rtburchak, qo'shtavr va h.k.) uchun mustahkamlik sharti quyidagicha yoziladi:

$$\sigma_{\max} = F \left(\frac{1}{A} + \frac{y_F}{W_z} + \frac{z_F}{W_y} \right) \leq \sigma_{\text{adm}}, \quad (11.22)$$

bunda, $W_y = \frac{I_y}{z_{\max}}$ va $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$ kesimning y va z o'qlarga nisbatan qarshilik momentlari.

Qutb kesimning bosh inersiya o'qlaridan birida, masalan, z o'qida yotgan holda koordinata $y_F=0$ eng katta kuchlanish esa

$$\sigma_{\max} = F \left(\frac{1}{A} + \frac{z_F}{W_y} \right) \quad (11.23)$$

Bunda neytral o'q z o'qiga perpendikular.

Mo'rt materiallar (cho'yan, beton va boshqalar)dan yasalgan bruslarda markazdan tashqari siqilishda yuk shunday qo'yilishi kerakki, natijada, kesimda faqat siquvchi kuchlanish vujudga kelsin. Bu holda neytral o'q kesimdan tashqaridan yoki unga tegib o'tadi. Brus kesimining og'irlik markazi atrofidagi bir xil ishorali kuchlanish olish uchun bo'ylama kuch qo'yilishi lozim bo'lgan soha kesim o'zagi deb ataladi.

Kesim o'zagini yasash siquvchi kuch eksstentrisitetining chegaraviy qiymatini hisoblab topishga asoslangan.

To'g'ri to'rtburchak o'zagining o'lchamlarini aniqlash uchun (11.4-rasm, a) uning konturiga to'rtta urinma 1-1, 2-2, 3-3 va 4-4 o'tkaziladi.

Neytral o'q 1-1 ga mos keladigan z o'qdagi qutb nuqta 1 dagi qutb quyidagi formuladan topiladi:

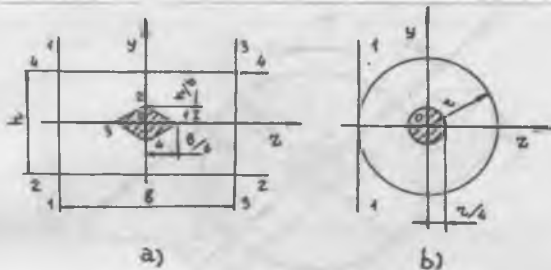
$$z_F = -\frac{i_y^2}{a_z} = -\frac{b}{6}, \quad (11.24)$$

$$\text{chunki } a_z = -\frac{b}{2}, \quad i_y^2 = \frac{I_y}{A} = \frac{b^2}{12}.$$

Neytral o'q 2-2 ga moc keladigan u o'qdagi qutb nuqta 2 dagi qutb quyidagi formuladan topiladi:

$$y_F = -\frac{i_z^2}{a_y} = -\frac{h}{6}, \quad (11.25)$$

$$\text{chunki } a_y = -\frac{h}{2}, \quad i_z^2 = \frac{I_z}{A} = \frac{h^2}{12}.$$



11.4-rasm.

O'qlar 3—3 va 4—4 vaziyati moc keladigan 3 va 4 nuqtalar ham xuddi shunday topiladi. Bunda $z_F = -\frac{b}{6}$ va $y_F = -\frac{h}{6}$.

Nuqtalarni tutashtirib, to'g'ri to'rtburchak kesimi o'zagining konturini ifodalaydigan romb 1—2—3—4 ni hosil qilamiz. Romb diagonallari $h/3$ va $b/3$ ga teng.

Doira kesimi o'zagining konturi (11.4-rasm, b) simmetriya bo'yicha aylanadan iborat.

z o'qqa perpendikular urinma 1—1 neytral o'q hisoblanadi.

Neytral o'qqa mos keladigan z o'qidagi qutb quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$z_F = -\frac{i_y^2}{a_z} = \frac{r}{4}, \quad (11.26)$$

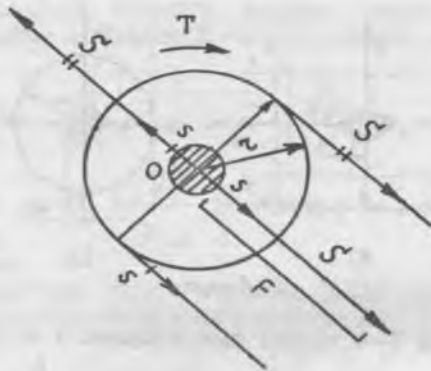
chunki

$$a_z = -r, \quad i_y^2 = \frac{I_y}{A} = \frac{r^2}{4}.$$

3-§. Buralib egilish

Muhandislik qurilmalarida buralishi bilan egilishi bir vaqtda yuz beradigan detallar uchraydi. Turli mashinalar va mexanizmlarning vallari shunday detallar jumlasiga kiradi. Bunda valning ko'ndalang kesimlarida eguvchi va burovchi momentlar, shuningdek ko'ndalang kuch vujudga keladi.

Tasmali uzatmaning valga o'tkazilgan shkvini ko'rib chiqamiz (11.5-rasm). Tasma etakchi tarmog'ining taranglanish kuchi S yetaklanuvchi tarmog'iniki esa s . Bunda $S=2s$ deb hisoblanadi. Kuchlarni shkvidan val markaziga ko'chirish natijasida quyidagilarni olamiz: burovchi moment $T=(S-s)r=sr$ va valni eguvchi kuch $F=3s$.



11.5-rasm.

Val shkivlaridagi tasmali uzatma tarmoqlari odatda, gorizontal turli burchaklarda qiya turadi. Demak, valni eguvchi kuchlar har xil tekisliklarda yotadi. Hisoblashda bu kuchlar vertikal va gorizontal tashkil etuvchilarga yoyiladi. Vertikal tashkil etuvchilarga shkivlarning og'irligi ham qo'shiladi.

Val uchun kuchlar ta'sirining mustaqilligi qoidasi asosida vertikal va gorizontal tekisliklardagi eguvchi momentlar epuralari, shuningdek, burovchi momentlar epurasi yasaladi. Valning har qaysi kesimida «o'z» egilish tekisligi bor. Barcha markaziy o'qlar bosh o'qlar hisoblanadigan dumaloq kesim uchun eguvchi momentlarni qo'shish va to'liq eguvchi momentlar epurasini yasash mumkin.

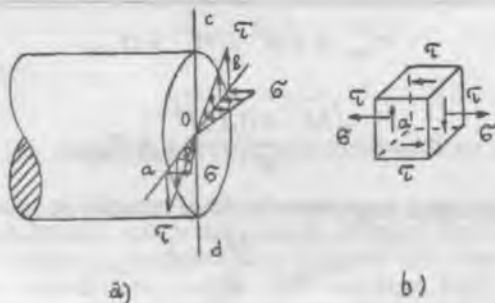
To'liq eguvchi moment M kesimda ta'sir qiladigan vertikal M_z va gorizontal M_y eguvchi momentlarning geometrik yig'indisiga teng:

$$M = \sqrt{M_y^2 + M_x^2}.$$

Valning xavfli kesimi to'liq eguvchi va burovchi momentlar epuralari bo'yicha aniqlanadi. Egilish va buralish natijasida val sirtida vujudga keladigan eng katta normal va urinma kuchlanishlar tegishli quyidagiga teng:

$$\sigma = \frac{M}{W_y} \text{ va } \tau = \frac{T}{W_p}.$$

Bu kuchlanishlar ayrim-ayrim olganda ko'pincha yo'l qo'yiladigan kuchlanishlardan kichik bo'ladi. Lekin ularning birgalikdagi ta'siri val uchun xavfli bo'lishi ham mumkin. Ko'ndalang kuchdan paydo bo'ladigan urinma kuchlanishlar hisoblashda e'tiborga olinmaydi, chunki ular uncha katta emas va val sirtida nolga teng.



11.6-rasm.

Valni xavfli kesimda qirqamiz, eguvchi moment gorizontalk tekislikda ta'sir qiladi; neytral o'q sd vertikal (11.6-rasm. a) da normal va urinma kuchlanishlar epuralari ko'rsatilgan. Eng zo'riqqan nuqtalar a va b nuqtalarda hisoblanadi. a nuqta atrofida element ajratamiz (11.6-rasm, b). Elementning to'rt tomoniga urinma kuchlanishlar, ikki yon tomoniga esa normal kuchlanishlar ta'sir qiladi.

Shunday qilib, ajratilgan element yassi zo'riqqan holatda turadi. To'sin materiali elementi bunday holatga neytral o'qdan u masofada bo'lganda erishadi. Shuning uchun buralib egilishda asosiy kuchlanishlar egilishda foydalaniladigan ushbu formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}.$$

Bunda farq shundaki, egilishda urinma kuchlanishlar ko'ndalang kuchlar, ayni holda esa burovchi moment bilan bog'liq.

Po'lat vallarni mustahkamlikka hisoblash plastik materiallar uchun qabul qilinadigan uchinchi yoki to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi asosida bajariladi.

Uchinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{red}^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{adm}.$$

σ_1 va σ_3 larni almashtirsak:

$$\sigma_{red}^{III} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}. \quad (11.27)$$

Bu shartga σ va τ ifodalarni qo'yib, $W_p = W_y$ ekanligini hisobga olsak:

$$\sigma_{red}^{III} = \frac{\sqrt{M^2 + T^2}}{W_y} \leq \sigma_{adm} \quad (11.28)$$

To'rtinchi nazariya bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \leq \sigma_{adm}.$$

Oldingiga o'xshash amallarni bajarsak:

$$\sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm}. \quad (11.29)$$

So'ngra

$$\sigma_{red}^{IV} = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75T^2}}{W_y} \leq \sigma_{adm} \quad (11.30)$$

Buralib egilishdagi mustahkamlik sharti umumiy ko'rinishda:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_y} \leq \sigma_{adm}, \quad (11.31)$$

bunda, M_{red} — ekvivalent moment.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$M_{red}^{III} = \sqrt{M^2 + T^2}. \quad (11.32)$$

To'rtinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$M_{red}^{IV} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}. \quad (11.33)$$

Mustahkamlik shartiga qarshilik momentini qo'ysak:

$$\bar{\sigma}_{red} = \frac{32M_{red}}{\pi d^3} \leq \bar{\sigma}_{adm},$$

bundan valning zarur diametri:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{red}}{\pi\sigma_{adm}}}.$$

Val diametrining hisoblab topilgan qiymati GOST bo'yicha standart o'lchamigacha yaxlitlanadi.

Tekshirish hisoblarida valning ma'lum diametri bo'yicha mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti aniqlanadi:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{red}} \quad (11.34)$$

bunda, σ_y — materialning eguvchan oquvchanlik chegarasi.

$$\sigma_{red}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm}. \quad (11.29)$$

So'ngra

$$\sigma_{red}^{IV} = \frac{\sqrt{M^2 + 0,75T^2}}{W_y} \leq \sigma_{adm} \quad (11.30)$$

Buralib egilishdagi mustahkamlik sharti umumiy ko'rinishda:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{red}}{W_y} \leq \sigma_{adm}, \quad (11.31)$$

bunda, M_{red} — ekvivalent moment.

Uchinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$M_{red}^{III} = \sqrt{M^2 + T^2}. \quad (11.32)$$

To'rtinchi mustahkamlik nazariyasi bo'yicha:

$$M_{red}^{IV} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}. \quad (11.33)$$

Mustahkamlik shartiga qarshilik momentini qo'ysak:

$$\sigma_{red} = \frac{32M_{red}}{\pi d^3} \leq \sigma_{adm},$$

bundan valning zarur diametri:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_{red}}{\pi\sigma_{adm}}}.$$

Val diametrining hisoblab topilgan qiymati GOST bo'yicha standart o'lchamigacha yaxlitlanadi.

Tekshirish hisoblarida valning ma'lum diametri bo'yicha mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti aniqlanadi:

$$n = \frac{\sigma_y}{\sigma_{red}} \quad (11.34)$$

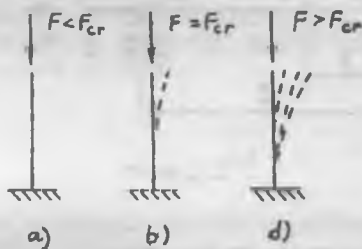
bunda, σ_y — materialning eguvchan oquvchanlik chegarasi.

XII bob. SIQILGAN STERJENLARNING USTUVORLIGI

Markazga qo'yilgan F kuchlar siqayotgan uzun yupqa sterjenlarning qiyshayishi bo'ylama egilish deb ataladi. Bunday sterjenlar ma'lum kritik qiymatdan oshmaydigan kuch bilan siqilganda qisilishga ishlaydi va uning o'qi to'g'ri chiziqlicha qoladi. Agar siquvchi kuch kritik qiymatdan oshsa, sterjen to'satdan qiyshayadi va uning o'qi bukiladi, ya'ni u turg'unligini (ustuvorligini) yo'qotadi hamda siqilishga va egilishga ishlaydi. Sterjen ustuvorligining yo'qolishi katta deformatsiyalarga va kuchlanishlar paydo bo'lishiga olib keladi, natijada sterjen yemiriladi.

Deformatsiyalangan jismning yuk ostida o'zining dastlabki muvozanatdagi shaklini saqlash xususiyatiga ustuvorlik (turg'un) deb ataladi. Ma'lumki, qattiq jismning muvozanati ustuvor va noustuvor bo'lishi mumkin.

Ko'ndalang kuch ta'sirida sterjen dastlabki muvozanat holatidan biroz og'gan bo'lsa va yuk olingandan so'ng u dastlabki holatiga qaytsa, sterjenning elastik muvozanati (12.1-rasm, a) ustuvor (turg'un) hisoblanadi.



12.1-rasm.

Agar sterjen og'ish yo'nalishida deformatsiyalanishda davom etsa va yuk olingandan so'ng ham dastlabki holatiga qaytmasa, sterjenning elastik muvozanati (12.1-rasm, d) noustuvor (noturg'un) hisoblanadi.

Sterjenning ustuvor (turg'un) va noustuvor (noturg'un) holatlari orasida o'tish kritik holati yotadi (12.1-rasm, b). Sterjen bu holatda dastlabki muvozanat holatini saqlaydi, lekin siquvchi kuch o'ziga ortsa u o'z muvozanat holatini yo'qotishi mumkin.

Sterjen ustuvor muvozanat holatidan noustuvor muvozanat, holatiga o'tadigan eng kichik kuch kritik kuch F_{er} deb ataladi. Bu kuchning qiymati sterjen materialiga, kesim shakliga va tayanchlarga bog'liq bo'ladi.

Qurilma elementlarining xavfsizligi uchun yo'l qo'yiladigan og'irlik kritik kuchdan kichik bo'lishi kerak.

$$F_{adm,s} = \frac{F_{er}}{K_s} \quad (12.1)$$

bunda, K_s — ustivorlik zaxirasi koeffitsiyenti.

Koeffitsiyent K_s qiymatlari:

po'lat 1,8÷3,

cho'yan 5÷6

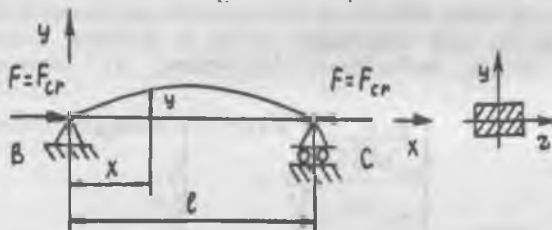
yog'och 2,5÷3,2.

Sterjenning ustivorlik zaxirasi quyidagi shartning bajarilishini ta'minlaydi:

$$F \leq F_{adm,s} \quad (12.2)$$

1-§. Siqilgan sterjenning kritik kuchini aniqlash uchun Eyer formulasi

Elastik bosqichda ustuvorligini yo'qotgan sterjendagi kritik kuch qiymati 1744-yilda L. Eyer chiqargan formuladan aniqlanadi. Bu masalani yechishda siqilgan sterjenning o'qi biroz qiyshaygan deb olib, bunday qiyshayish bo'lishi mumkin bo'lgan kuch topiladi.



12.2-rasm.

Sharnirli mahkamlangan uchlariga chegaraviy kuchlar $F=F_{er}$ (12.2-rasm) qo'yilgan sterjenni ko'rib chiqamiz. Ustuvorligini yo'qotgan sterjenning eng kichik EI_{min} tekislikda yuz beradi.

Kritik kuchni aniqlash uchun sterjen egilgan o'qining taqribiy differensial tenglamasidan foydalaniladi.

$$EI_{min} \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x).$$

Ixtiyoriy kesimdagi eguvchi moment

$$M_{(x)} = -Fy. \quad (12.3)$$

U holda

$$EI_{min} \frac{d^2 y}{dx^2} = -F \cdot y. \quad (12.4)$$

Tenglamani EI_{min} ga bo'lsak:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + \frac{F}{EI_{\min}} \cdot y = 0. \quad (12.5)$$

Quyidagi ifodani kiritsak:

$$\frac{F}{EI_{\min}} = k^2 \quad (12.6)$$

Ikkinchi tartibli chiziqli differensial tenglama hosil bo'ladi.

$$\frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 \cdot y = 0. \quad (12.7)$$

Bu tenglamaning umumiy yechimi:

$$y = a \sin kx + b \cos kx, \quad (12.8)$$

bunda, a va b — integrallash doimiylari.

Bularni aniqlash uchun chegaraviy shartdan foydalaniladi:

1) holda $x=0$ da $y=0$;

2) holda $x=l$ da $y=0$.

Birinchi shartdan ushbuni olamiz: $b=0$.

Shunday qilib, sterjen sinusoida bo'yicha egilar ekan:

$$y = a \sin kx. \quad (12.9)$$

Ikkinchi shartdan:

$$a \sin kl = 0. \quad (12.10)$$

Bundan, a yoki kl nolga tengligi kelib chiqadi. Agar $a=0$ bo'lsa, sterjenning bukilishi nolga teng, bu esa dastlabki shartlarga teskari. Demak, $\sin kl=0$ qiymat va trigonometrik tenglamaga ildizi kl ko'p qiymatlarga ega:

$$kl=0, \pi, 2\pi, 3\pi \dots \dots \dots n\pi.$$

Bundan

$$k = \frac{n\pi}{l}, \quad (12.11)$$

bunda: n — ixtiyoriy butun son.

$$k = \sqrt{\frac{F}{EI_{\min}}},$$

bo'lgani uchun siquvchi kuch

$$F = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2} n^2$$

Amaliy hisoblar uchun $n=1$ da quyidagi formuladan olingan eng kichik kritik kuch ahamiyatiga ega:

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{l^2}. \quad (12.12)$$

Bu formula Eyler formulasi deyiladi.

Bu kuch (sterjenning) bitta yarim to'liqinli sinusoida bo'yicha egilishiga moc keladi:

$$y = a \sin \frac{\pi x}{l}. \quad (12.13)$$

2-§. Kritik kuchlanish

Kritik kuch sterjenda vujudga keltirilgan kuchlanish kritik kuchlanish deb ataladi.

$$\sigma_{cr} = \frac{F_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{l^2 A} \quad (12.14)$$

Ushbu $i_{min}^2 = \frac{I_{min}}{A}$ bo'lgani uchun (i_{min} — eng kichik inersiya radiusi) quyidagini olamiz:

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{min}^2}{l^2} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{l}{i_{min}}\right)^2}.$$

$$\lambda = \frac{l}{i_{min}} \text{ deb belgilab,} \quad (12.15)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}. \quad (12.16)$$

O'lchamsiz qiymat λ sterjenning egiluvchanligi deb ataladi va uning o'lchamlariga bog'liq ravishda egilishiga qarshilik qilish xususiyatini ifodalaydi.

3-§. Sterjen uchlarini mahkamlash usulining ta'siri

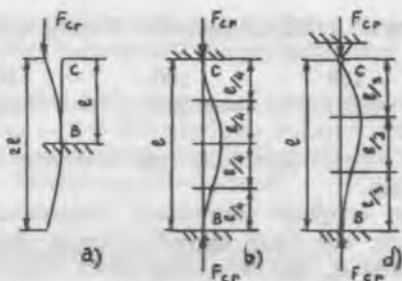
Kritik kuch qiymati sterjen uchlarini mahkamlash usuliga bog'liq bo'ladi. Eyler formulasi mahkamlashning asosiy usuli hisoblangan sharmirli mahkamlangan sterjen uchun chiqarilgan (12.2-rasm). Sterjen uchlarini mahkamlashning boshqa usullarini ko'rib chiqamiz.

Bir uchi qisilgan va bir uchi erkin sterjen (12.3-rasm, a). Sterjenning egilgan uchi xuddi uchlari sharmirli mahkamlangan sterjenning yarmidek, lekin uzunligi $2l$ sharoitda turadi.

Demak,

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{min}}{(2l)^2}. \quad (12.17)$$

Ikki uchi qisilgan sterjen (12.3-rasm, b). Sterjenning egilgan o'qi $l/4$ uzunlikdagi to'rtta teng qismdan iborat, bu qismlar xuddi bir uchi qisilgan sterjendek sharoitda turadi.



12.3-rasm.

Demak,

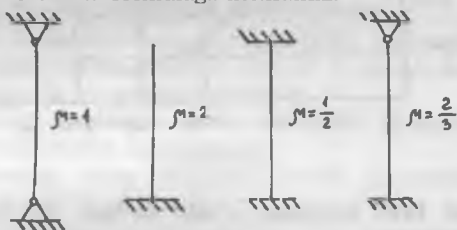
$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(2 \cdot l/4)^2}. \quad (12.18)$$

Bir uchi qisilgan va ikkinchi uchi sharnirli mahkamlangan (12.3-rasm, d). Sterjenning bukilgan uchi taxminan $l/3$ uzunlikdagi uchta qismdan iborat: bu qismlar xuddi bir uchi qisilgan sterjendek sharoitda turadi.

Demak,

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(2 \cdot l/3)^2}. \quad (12.19)$$

Bu formulalarni bitta formulaga keltiramiz:



12.4-rasm.

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (12.20)$$

bunda, μ — uzunlikni keltirish koeffitsiyenti u mahkamlangan sterjenning turiga bog'liq (12.4-rasm).

μl hosila keltirilgan uzunlik l_{ef} deb ataladi.

4-§. Eyler formulasining qo'llanish sohalari

Eyler formulasidan ma'lum sohalarda foydalanish o'rinli bo'ladi. Kritik kuchlanishlar qiymati sterjenning haqiqiy (real) egiluvchanligiga bog'liq. 3-navli po'lat uchun kritik kuchlanishlarning sterjenning

egiluvchanligiga bog'liq grafisini yasaymiz: buning uchun quyidagilardan foydalanamiz:

λ	150	100	80	50
σ_{cr}	87,7	200	330	800

MPa

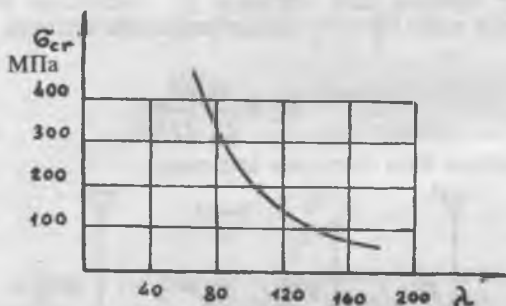
Bog'liqlik (12.5-rasm) giperbolik egri chiziqdan iborat bo'lib, Eyler giperbolasi deb ataladi.

Kritik kuchni aniqlash formulasini chiqarishda, material Guk qonuniga bo'ysunadi, deb faraz qilinadi. Demak, kritik kuchlanish σ_{cr} mutanosiblik chegarasi σ_{pr} dan oshmasligi lozim. Eyler formulasi quyidagi shart bajarilganda o'rinli:

$$\sigma_{cr} \leq \sigma_{pr}$$

yoki

$$\frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{pr}. \quad (12.21)$$



12.5-rasm.

Bu shartdan Eyler formulasi o'rinli bo'lgan eng kichik chegaraviy egiluvchanlik aniqlanadi:

$$\lambda_{lim} \geq \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{pr}}} \quad (12.22)$$

Masalan, 3-nav po'lat ($E=2 \cdot 10^5$ MPa, $\sigma_{pr}=200$ MPa)

$$\lambda_{lim} = \sqrt{\frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5}{200}} \approx 100.$$

Cho'yan va yog'och uchun chegaraviy egiluvchanlikni ham shunga o'xshab aniqlash mumkin. Shunday qilib, Eyler formulasi quyidagi egiluvchanliklar uchun o'rinli.

po'lat	$\lambda_{lim} \geq 100,$
cho'yan	$\lambda_{lim} \geq 80,$
yog'och	$\lambda_{lim} \geq 110.$

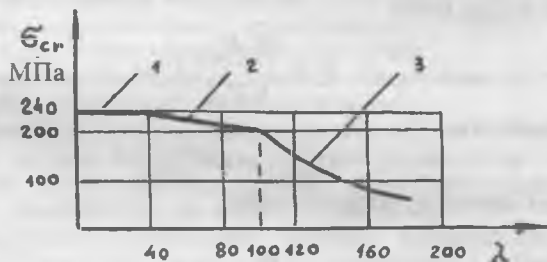
Bundan kichik egiluvchanlik uchun Eyler formulasi yaramaydi, chunki kritik kuchlanish mutanosiblik chegarasidan ortiq.

5-§. Kritik kuchlanishlarni aniqlash uchun empirik formula

Eyler formulasini qo'llab bo'lmaydigan hollarda kritik kuchlanishlarni aniqlash uchun F.S.Yasinskiyning empirik formula-sidan foydalaniladi; bu formula ko'p sonli tajribalar asosida yaratilgan

$$\sigma_{cr} = a - b\lambda, \quad (12.23)$$

bunda, a va b — materialga bog'liq koeffitsiyentlar;



12.6-rasm.

λ — sterjenning egiluvchanligi 40 dan 100 gacha.

3-navli po'lat uchun $a=310$ MPa va $b=1,14$ MPa.

12.6-rasmda 3-navli po'latning kritik kuchlanishlari to'liq grafigi ko'rsatilgan. Egiluvchanlikka qarab shartli ravishda quyidagilar farqlanadi:

a) Egiluvchanligi kichik sterjenlar $\lambda=0+40$ (1-qism). Bunday sterjenlar siqilishga mustahkamlik shartidan hisoblanadi;

b) egiluvchanligi o'rta sterjenlar $\lambda=40+100$ (2-qism). Bu sterjenlar F.S. Yasinskiy formulasidan hisoblanadi;

d) egiluvchanligi katta sterjenlar $\lambda>100$ (3-qism). Ular Eyler formulasidan foydalanib hisoblanadi.

6-§. Ustuvorlikka hisoblashning amaliy formulasi

Siqilgan sterjenlarning hisobot kuchlanishlari kritik kuchlanishlardan kichik bo'lishi kerak. Siqilgan sterjenlarning ustuvorlik sharti:

$$\sigma = \frac{F}{A_{br}} \leq \sigma_{adm,s} \quad (12.24)$$

bunda, A_{br} — sterjenning ko'ndalang kesim yuzasi (bo'shashishlar hisobga olinmaydi).

Ustuvorlikka yo'l qo'yilgan kuchlanish:

$$\sigma_{adm,s} = \frac{\sigma_{cr}}{k_s}, \quad (12.25)$$

bunda, k_s — ustuvorlik zaxirasi koeffitsiyenti.

Ustuvorlikka yo‘l qo‘yiladigan kuchlanish bilan siqilishdagi mustahkamlik orasidagi bog‘liqlik:

$$\frac{\sigma_{adm,s}}{\sigma_{adm,c}} = \frac{\sigma_{cr} k_{adm}}{k_s \sigma_{lim}}$$

yoki

$$\sigma_{adm,s} = \frac{\sigma_{cr} k_{adm}}{k_s \sigma_{lim}} \cdot \sigma_{adm,c} \quad (12.26)$$

Quyidagi belgini kiritib

$$\varphi = \frac{\sigma_{cr} k_{adm}}{k_s \sigma_{lim}},$$

ushbuni hosil qilamiz:

$$\sigma_{adm,s} = \varphi \sigma_{adm,c} \quad (12.27)$$

Ustuvorlik shartining oxirgi ko‘rinishi:

$$\sigma = \frac{F}{A_{br}} \leq \varphi \sigma_{adm,c} \quad (12.28)$$

φ qiymati asosiy yo‘l qo‘yiladigan kuchlanishning pasayish koeffitsiyenti yoki bo‘ylama egilish koeffitsiyenti deb ataladi. Bu koeffitsiyent sterjenning egiluvchanligi va materialiga bog‘liq bo‘lib, u ma’lumotnomalarda keltiriladi.

XIII bob. KUCLANISHLAR O'ZGARUVCHAN HOLDAGI MUSTAHKAMLIK

Qurilmalarning qismlariga qiymati yoki yo'nalishi o'zgarib turadigan og'irliklar ta'sir qilganda o'zgaruvchan kuchlanishlar paydo bo'ladi. Vallar va o'qlarga, krivoship-shatunli mexanizmlarga, prujinalar boshqa ba'zi detallarga o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sir qiladi.

O'zgaruvchan kuchlanishlarni keltirib chiqaradigan kuchlar siklik yoki takrorlanuvchi-o'zgaruvchan kuchlar deb ataladi.

O'zgaruvchan kuchlanishlarning jarayonning bir davridagi ketma-ket qiymatlari to'plami kuchlanishlar sikli deb ataladi. Vaqt birligi ichidagi sikllar soni kuchlanishlarning o'zgarish chastotasini belgilaydi. Siklning vaqt bo'yicha davomiyligi sikl davri T ni ifodalaydi.

O'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida materiallarning yemirilishi chegaraviy qiymatlardan ancha past kuchlanishlarda yuz beradi. Bu holda materialning yemirilish tarzi statik yuklar ta'sirida yemirilish tarzidan ancha farq qiladi. Yemirilish jarayoni mayda darzlar paydo bo'lishidan boshlanadi va ular asta-sekin material ichiga tarqala boshlaydi, natijada ko'ndalang kesim yuzasi kichrayib boradi. Odatda, darzlar xavfli kesimlarda va mahalliy kuchlanishlar to'plangan joylar (galtellar, kemptiklar, kertiklar va boshqalarda) paydo bo'ladi. Darzlar borgan sari ko'payib va kesimning kuchsizlanib borishi natijasida detallar to'satdan yemiriladi. Chunonchi, siniq sirtida ikki zona aniq ko'rinib qoladi: biri — darzlarning ko'payib borishidan (asta-sekin yemirilish zonasi aniq bo'ladi) va ikkinchisi— to'satdan yemirilish zonasi (sirti mo'rt sinishdagi donador tuzilishda bo'ladi).

O'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sirida materialning yemirilish hodisasi charchash deb ataladi. Materialning ko'p martalik o'zgaruvchan kuchlarning yemirilishi qabul qilish xususiyati chidamlilik yoki charchashga mustahkamlik deb ataladi.

Material cheklanmagan sondagi yuklanish sikllarini yemirilmay chidaydigan eng katta o'zgaruvchan kuchlanish chidamlilik chegarasi σ_R deb ataladi.

O'zgaruvchan kuchlanishlarni o'rganishda ular vaqt bo'yicha, sinusoidal qonuniyati bo'yicha o'zgaradi deb taxmin qilinadi.

O'zgaruvchan normal kuchlanishlar siklning asosiy parametrlari (13.1-rasm,a):

1. Siklning algebraik klimat jihatdan eng katta σ_{max} va eng kichik σ_{min} kuchlanishlari.

2. Siklning asimmetrial koeffitsiyenti

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (13.1)$$

3. O'rtacha kuchlanish

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (13.2)$$

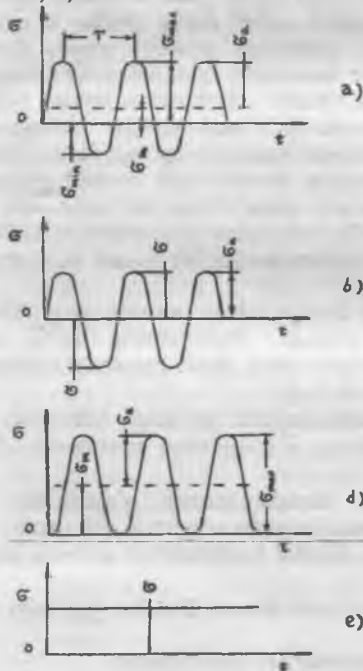
4. Sikl amplitudasi

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (13.3)$$

Keltirilgan ifodalardan ko'rinadiki:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a \text{ va } \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a$$

Yukning turiga qarab, kuchlanishlar sikllari har xil bo'lishi mumkin. Qiymat jihatdan turlicha bo'lgan ekstremal kuchlanishlar sikli asimmetrik sikl deb ataladi (13.1-rasm, a). Bu holda



13.1-rasm

$$\sigma_{\max} \neq \sigma_{\min}; \sigma_m > 0;$$

$$\sigma_a \neq 0 \text{ va } R < 0.$$

Asimmetrik sikllarning ishorasi o'zgaruvchan va ishorasi o'zgarmas xillari bor.

Bir xil, lekin teskari ishorali ekstremal kuchlanishlarda simmetrik sikl yuz beradi (13.1-rasm, b) bu sikl uchun:

$$\sigma_{\max} \neq 0; \sigma_{\min} = -\sigma;$$

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma \text{ va } R = 1.$$

Asimmetrik siklning xususiy holi pulslanuvchi sikl hisoblanadi (13.1-rasm, d) bu sikl uchun

$$\sigma_{\max} = \sigma; \sigma_{\min} = 0;$$

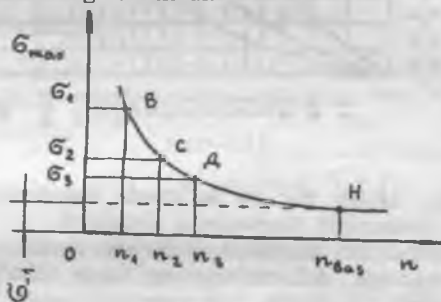
$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma}{2} \text{ va } R = 0.$$

Doimiy statik kuchlanish (13.1-rasm, e) quyidagi parametri asimmetrik siklning chegaraviy holatini ifodalaydi:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \sigma; \sigma_m = \sigma;$$

$$\sigma_a = 0 \text{ va } R = 1.$$

Asimetriya koeffitsiyentlari bir xil bo'lgan sikllar o'xshash sikllar deb ataladi. Simmetrik sikl eng xavfli sikl hisoblanadi, chunki uning chidamlilik chegarasi eng kichik qiymatga ega bo'ladi. O'zgaruvchan urinma kuchlanishlar ta'sir qilganda ham shunday atamalar va nisbatlar ishlatiladi, bunda σ o'ringa τ olinadi.



13.2-rasm.

Chidamlilik chegarasini aniqlash uchun material chidamlilikka sinaladi. Bir xil namunalar guruhiga o'zgaruvchan kuchlanishlar ta'sir ettiriladi va har qaysi namunani sinashda kuchlanishlar birin-ketin pasaytiriladi.

Sinovlar jarayonida har qaysi namuna yemiriladigan sikllar soni n aniqlanadi. Sinovlar natijalari bo'yicha σ va n koordinatalarda chidamlilik egri chizig'i yoki Vyoler egri chizig'i deb ataladigan egri chiziq yasaladi (13.2-rasm).

Po'lat namunalarni sinashda eng katta kuchlanish $\sigma = 0,6\sigma_u$ ni tashkil qiladi. Sinashda sikllar soni baza sikllar soni deb ataladigan chegaraviy

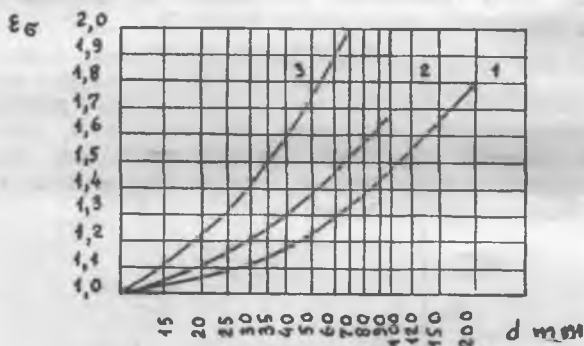
qiymat n_{bas} , bilan cheklanadi. Po'lat va cho'yan uchun $n_{bas}=10^7$ sikl materialning chidamlilik chegarasi sifatida namuna baza sikllar soniga yemirilmay chidaydigan eng katta kuchlanish qabul qilinadi. Chidamlilik chegarasidan oshadigan kuchlanishlarda namuna yemirilmay chidaydigan sikllar soni materialning uzoqqa chidamliligini ifodalaydi.

Sikllar simmetrik bo'lgan hollarda po'latning egilishdagi σ_{-1} , buralishdagi τ_{-1} va cho'zilish-siqilishdagi σ_{-1t} , chidamlilik chegaralari orasida tajribalarda aniqlagan taqribiy munosabatlar mavjud:

$$\sigma_{-1t} = 0,7\sigma_{-1} \text{ va } \tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1}.$$

Simmetrik sikllarda mustahkamlik chegarasi σ_u bo'yicha po'latning chidamlilik chegarasini aniqlash uchun quyidagi empirik bog'liqliklardan foydalaniladi:

$$\sigma_{-1} = 0,4\sigma_u, \quad \sigma_{-1t} = 0,28\sigma_u \text{ va } \tau_{-1} = 0,22\sigma_u.$$



13.3-rasm.

Kuchlanishlar sikllari har xil bo'lganda materialning char-chashga mustahkamligini chidamlilik diagrammasi ifodalaydi.

Amaldagi foydalanish sharoitida qurilmalar qismlarining chidamliligi materialning xossalriga, deformatsiyaning xiliga (cho'zilish — siqilish, egilish va buralish), siklining asimmetriyasi, mahalliy kuchlanishlar detalning mutlaq o'lchamlari, sirtining ishlash tozaligiga bog'liq.

Chidamlilik chegarasiga ta'sir qiladigan asosiy omillar maxsus koeffitsiyentlar bilan hisobga olinadi.

Masshtab koeffitsiyenti ϵ_σ detalning o'lchamlari ta'sirini hisobga oladi: u kuchlanishlar sikli simmetrik bo'lganda diametri $d=7+10$ mm li standart namuna chidamlilik chegarasi σ_{-ld0} ning diametri d li o'lchamlari berilgan detal chidamlilik chegarasi σ_{-ld} ga nisbati bilan ifodalanadi:

$$\epsilon_\sigma = \frac{\sigma_{-ld0}}{\sigma_{-ld}} \quad (13.4)$$

Tajribalardan ma'lumki, detalning o'lchamlari kattalashishi bilan chidamlilik chegarasi pasayadi. Masshtab ko'effitsiyentining qiymati detalning diametri va materialiga qarab, 13.3-rasmdagi grafik egri chizig'i bo'yicha aniqlanadi. Egri chiziq 1 kuchlanishlar to'planmagan holda uglerodli po'lat uchun egri chiziq 2 kuchlanishlar biroz to'plangan holda uglerodli po'lat va kuchlanishlar to'planmagan holda legirlangan po'lat uchun; egri chiziq 3 kuchlanishlar to'plangan holda legirlangan po'lat uchun.

Kuchlanishlar to'planmagan holda masshtab ko'effitsiyentini taqribiy aniqlash uchun quyidagi formula ishlatiladi:

$$\varepsilon_{\sigma} = 1,2 + 0,1(d - 3), \quad (13.5)$$

bunda, d — detal diametri, sm.

$\varepsilon_{\sigma} \approx \varepsilon_{\tau}$ deb faraz qilib, normal va urinma kuchlanishlar uchun masshtab ko'effitsiyenti bir xil olinadi.

Detalda galtellar, kemtiklar, keskin o'tishlar va h.k.lar mavjudligi tufayli paydo bo'lgan kuchlanishlar to'planishining ta'sirini kuchlanishlar to'planishi ko'effitsiyenti K_{σ} hisobga oladi: u kuchlanishlar sikli simmetrik bo'lgan holda silliq standart namuna chi-damlilik chegarasi σ_{-1} ning kuchlanishlar to'plangan namuna chi-damlilik chegarasi σ_{-1K} ga nisbatini ifodalaydi:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1K}}. \quad (13.6)$$

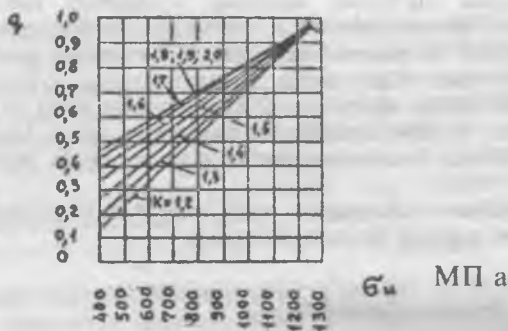
Effektiv to'planish ko'effitsiyenti K_{σ} nazariy to'planish ko'effitsiyenti K ga nisbatan kichik bo'ladi. Ular orasidagi bog'liqlik ushbu ifodadan aniqlanadi:

$$K_{\sigma} = 1 + q(K - 1), \quad (13.7)$$

bunda, q — materialning kuchlanishlar to'planishiga sezgirlik ko'effitsiyenti.

Boshqa dumaloq namunalar uchun kuchlanishlarning to'planishi nazariy ko'effitsiyentlarining qiymati (deformatsiya xili va kuchlanishlar to'plagichining qandayligini hisobga olgan holda) 1-jadvalda keltirilgan. Kuchlanishlarning to'planishi nazariy ko'effitsiyenti K ga va materialning mustahkamlik chegarasi σ_u ga bog'liq ravishda sezgirlik ko'effitsiyenti q ning qiymati 13.4-rasmdagi grafik bo'yicha taxminan topiladi. Buralishdagi kuchlanishlar to'planishi effektiv ko'effitsiyenti K_{τ} ham shu yo'l bilan aniqlanadi.

Amaliy hisoblarda mustahkamlik chegarasi $\sigma_u = 400 - 1300$ MPa bo'lgan po'lat uchun kuchlanishlar to'planishi effe



13.4-rasm.

a) kemtiklar, keckin o'tishlar va shponka ariqchalari yo'q, toza ishlangan sirtli detallar uchun:

$$K_{\sigma} = 1,2 + 0,2 \frac{\sigma_n - 400}{1100}; \quad (13.8)$$

b) detallar sirtida keskin o'tishlar va kemtiklar bo'lsa:

$$K_{\sigma} = 1,5 + 1,5 \frac{\sigma_n - 400}{1100}. \quad (13.9)$$

Bu formulalar bo'yicha hisoblab aniqlangan kuchlanishlar to'planishi effektiv koeffitsiyenti egilish va buralish uchun bir xil.

Detal sirti holatining ta'sirini sirtning sifati koeffitsiyenti β hisobga oladi; u kuchlanishlarning simmetrik siklida yaltiroq namuna chidamlilik chegarasi σ_{-1} ning sirtiga ishlov berilgan namuna chidamlilik chegarasi σ_{-1F} ga nisbatidan iborat:

$$\beta = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1F}}. \quad (13.10)$$

Bu koeffitsiyent barcha xil deformatsiyalar uchun bir xil.

Ishlov usuliga qarab, sirt sifati koeffitsiyentlari quyidagi qiymatlarga ega:

	β
yaltiratish	1,0
mayin silliqdash	1,07+1,20
mayin yo'nish	1,10+1,28
dag'al yo'nish	1,19+1,66
qurum bosgan	1,38+3,00

β ning eng kichik qiymatlari mustahkamlik chegarasi $\sigma_u=400$ MPa bo'lgan po'latlar uchun, eng katta qiymatlari $\sigma_u=1400$ MPa bo'lgan po'latlar uchun tegishli mustahkamlik chegaralarining oraliq qiymatlari uchun β koeffitsiyentlar chiziqli interpolatsiya yo'li bilan aniqlanadi.

Kuchlanishlar to'planishi effektiv koeffitsiyentini empirik formulalar bo'yicha hisoblashda sirtning sifati koeffitsiyenti odatda hisobga olinmaydi.

Deformastiya xillari va kuchlanishlar to'plagichlari	K
Egilish va cho'zilish	
1. Valdagi yarim doiraviy kemtik (o'yoq) radiusining val diametriga nisbati— r/d	
0,1	2,0
0,5	1,6
1,0	1,2
2,0	1,1
2. Galtel Galtel radiusining val diametriga nisbati— r/d	
0,0625	1,75
0,125	1,50
0,25	1,20
0,50	1,10
3. To'g'ri burchak ostidan o'tish	
	2,0
Buralish	
1. Galtel Galtel radiusining val diametriga nisbati— r/d	
0,02	1,80
0,10	1,20
0,20	1,10
2. Shponka ariqchasi	1,6-2,0

Aytilganlarga asosanib, simmetrik sikllarda normal urinma kuchlanishlar uchun chidamlilik chegarasini pasaytirish koeffitsiyenti aniqlanadi:

$$\beta_{\sigma} = K_{\sigma} \varepsilon_{\sigma} \beta \quad \text{va} \quad \beta_{\tau} = K_{\tau} \varepsilon_{\tau} \beta. \quad (13.11)$$

Normal kuchlanishlar uchun ko'rilayotgan detalning haqiqiy chidamlilik koeffitsiyenti

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{\beta_{\sigma}}. \quad (13.12)$$

Urinma kuchlanishlar uchun ham shunday topiladi:

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{\beta_{\tau}}. \quad (13.13)$$

Asimmetrik sikllarda normal va urinma kuchlanishlar uchun chidamlilik chegaralari quyidagi bog'liqliklardan foydalanib aniqlanadi:

$$\sigma_{R\bar{D}} = \frac{\sigma_{-1} \sigma_{\max}}{\beta_{\sigma} \sigma_{\alpha} - \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (13.14)$$

va

$$\tau_{R\bar{D}} = \frac{\tau_{-1} \tau_{\max}}{\beta_{\tau} \tau_{\alpha} - \psi_{\tau} \tau_m} \quad (13.15)$$

bunda, ψ_{σ} va ψ_{τ} —asimmetrik siklda materialning sezgirlik koeffitsiyenti.

Bu koeffitsiyentlarning qiymatlari (materialning mustahkamlik chegarasi σ_u ga bog'liq ravishda) 2-jadvalda keltirilgan.

Materialning sezgirlik koeffitsiyenti	Mustahkamlik chegaralari σ_u , МПа				
	350-550	520-750	700-1000	1000-1200	1200-1400
ψ_{σ} — cho'zilish va egilishda	0	0,05	0,10	0,20	0,25
ψ_{τ} — buralishda	0	0	0,05	0,10	0,15

Detalni chidamlilikka hisoblashning mohiyati shundaki, uning o'lchamlari berilgani holda haqiqiy mustahkamlik zaxirasi (zapasi) koeffitsiyenti aniqlanadi (o'lchamlar mustahkamlikka statik hisoblashda oldindan aniqlanadi).

Normal kuchlanishlarning simmetrik siklida mustahkamlik zaxirasining koeffitsiyenti detal haqiqiy chidamlilik chegarasining siklning eng katta kuchlanishiga nisbatini bildiradi:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{\max}} \quad (13.16)$$

Buralishdagi mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti ham shunday topiladi:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_{\max}} \quad (13.17)$$

Normal va urinma kuchlanishlarning asimmetrik sikllarida mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti tegishlicha:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{R\bar{D}}}{\sigma_{\max}} \quad \text{va} \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{R\bar{D}}}{\tau_{\max}} \quad (13.18)$$

Murakkab zo'riqqan hol uchun to'liq mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti ushbu formuladan topiladi:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \quad (13.19)$$

Qo'shimcha ravishda materialning plastik deformatsiyalarga qarshiligi, ya'ni oquvchanlik chegarasiga nisbatan mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti aniqlanadi:

$$n'_\sigma = \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \quad \text{va} \quad n'_\tau = \frac{\tau_y}{\tau_{\max}}. \quad (13.20)$$

Charchashga qarshilik bo'yicha to'liq mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti aniqlangandan so'ng taqqoslash uchun plastik deformatsiyalarga qarshilik bo'yicha to'liq mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti hisoblab topiladi.



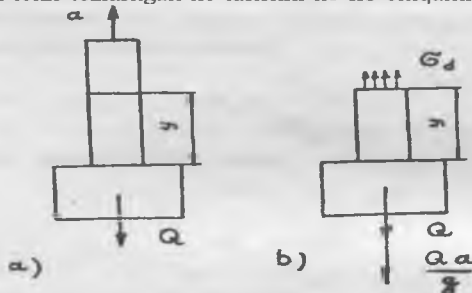
XIV bob. DINAMIK KUCHLANISHLAR

Amalda foydalanish sharoitida qurilmalarning ko'p qismlariga dinamik kuchlar ta'sir qiladi. Bularga: inersiya kuchlari, oniy va zarbiy kuchlar kiradi. Bunday kuchlar ta'sirida qurilmalar va inshootlar tebranadi. Ana shu tebranish jarayonida paydo bo'ladigan kuchlanishlar dinamik kuchlanishlar deb ataladi.

Dinamik kuchga doir hisoblar Dalamber qoidasiga asoslanadi: unga ko'ra, har qanday harakatdagi jismga ta'sir qiladigan tashqi kuchlarga inersiya kuchini qo'shib, jismni oniy muvoznat holatida turadi, deb hisoblash mumkin. Inersiya kuchi jism massasining uning tezlanishiga ko'paytmasiga teng va tezlanishga qarama-qarshi tomonga yo'nalgan. Notekis harakatdagi qurilma elementi, aylanuvchi halqa va kuch zarbiy qo'yilgan hol uchun mustahkamlikka hisoblashga misollar keltiramiz.

1-§. Tekis tezlashgan harakatdagi kuchlanish

Ko'ndalang kesim yuzasi A (14.1-rasm, a) bo'lgan po'lat arqonga osilgan Q yukni tekis tezlashgan ko'tarishni ko'rib chiqamiz.



14.1-rasm.

Po'lat arqonning uchidan y masofadagi ixtiyoriy kesimdagi kuchlanishni aniqlaymiz: bunda arqonning og'irligini hisobga ol-maymiz (14.1-rasm, b).

Arqonning pastki qismi yuqoriga a tezlanishda ko'tarilganda unga quyidagi kuchlar ta'sir qiladi, yukning og'irligi Q va inersiya kuchi $\frac{Qa}{g}$,

bunda g — og'irlik kuchining tezlanishi.

Demak, kesimda paydo bo'ladigan dinamik kuchlanishlar:

$$\sigma_d = \frac{Q}{A} + \frac{Qa}{gA} = \frac{Q}{A} \left(1 + \frac{a}{g} \right) = \sigma_{st} \cdot K_d \quad (14.1)$$

bunda, $\sigma_{st} = \frac{Q}{A}$ — yukning statik ta'siridagi kuchlanish;

$$K_d = 1 + \frac{a}{g} \text{ — dinamik koeffitsiyent.}$$

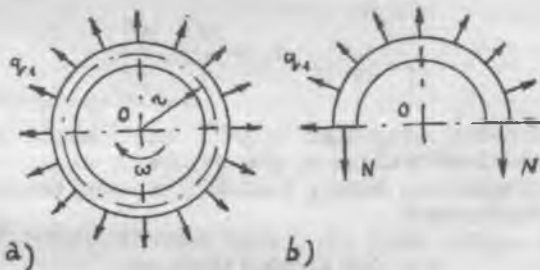
Dinamik koeffitsiyent dinamik kuchlanish o'sha yuk keltirib chiqargan kuchlanishdan necha marta ortiqqligini ko'rsatadi.

Mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{d \max} = \sigma_{st \max} \left(1 + \frac{a}{g} \right) \leq \sigma_{adm}. \quad (14.2)$$

2-§. Bir tekis aylanayotgan halqaning kuchlanishi

Burchak tezlik ω da bir tekis aylanayotgan, ko'ndalang kesimi A doimiy bo'lgan halqani ko'rib chiqamiz. Halqa qalinligi o'rtacha radiusi r ga nisbatan kichik (14.2-rasm, a.)



14.2-rasm.

Aylanayotgan halqada markazdan qochma inersiya kuchlari vujudga keladi. Halqaning uzunlik birligiga to'g'ri keladigan inersiya kuchi

$$q_1 = \frac{q}{g} \omega^2 r, \quad (14.3)$$

bunda, q — halqa uzunlik birligining og'irligi;
 g — og'irlik kuchining tezlanishi.

ω ni halqaning aylanma aylanish tezligi $v = \omega r$ orqali ifodalab ushuni hosil qilamiz:

$$q_1 = \frac{q}{g} \cdot \frac{v^2}{r}. \quad (14.4)$$

Halqaning inersiya kuchlari radiuslar bo'yicha yo'nalgan bo'lib, halqa uzunligi bo'yicha teng taqsimlangan.

Halqani diametral tekislik bilan kesamiz va halqaning tashlab yuborilgan qismining ta'sirini normal kuchlar N bilan almashtiramiz (14.2-rasm, b), N kuchining qiymati:

$$N = q_1 r = \frac{q}{g} \cdot v^2. \quad (14.5)$$

Halqa uzunlik birligining og'irligini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$q = A \cdot l \cdot \gamma$$

bunda, γ — materialning solishtirma og'irligi. U holda

$$N = \frac{A\gamma}{g} v^2. \quad (14.6)$$

Aylanayotgan halqadagi dinamik kuchlanish quyidagi formuladan aniqlanadi:

$$\sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{\gamma v^2}{g}. \quad (14.7)$$

Ko'rinib turibdiki, aylanayotgan halqadagi kuchlanishning qiymati faqat materialning solishtirma og'irligiga va aylanma aylanish tezligiga bog'liq ekan. Hosil qilingan tenglamadan maxovik gupchagini, separator barabanini va h.k. ni hisoblashda foydalaniladi.

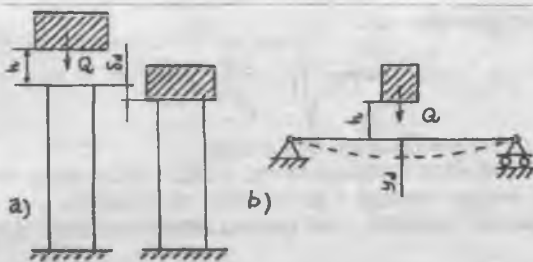
3-§. Zarb paytidagi kuchlanish

Kuchlarning tez o'zgarishi yuz beradigan jism tezligining to'satdan o'zgarishi zarb deb ataladi.

Q og'irlikdagi h balandlikdan qo'zg'almas sterjenga tushadigan zarb holatini ko'rib chiqamiz (14.3-rasm, a).

Zarbda sterjenda dinamik deformatsiya δ_d va shunga yarasha dinamik kuchlanish σ_d paydo bo'ladi; bularni aniqlash ancha qiyin masala, chunki inersiya kuchi qiymatini aniqlash qiyin.

Energiya yo'qotishini hisobga olmasdan dinamik kuchlanishlarni energetik muvozanat shartidan aniqlash mumkin. Tushayotgan yukning kinetik energiyasi K zarb tushayotgan element deformatsiyasining potensial energiyasi U ga to'liq o'tadi



14.3-rasm.

$$K=U. \quad (14.8)$$

Kinetik energiya tushayotgan yuk ishiga teng:

$$K = W = Q(h + \delta_d). \quad (14.9)$$

Sterjen inersiya kuchi siqilgandagi deformatsiyaning potensial energiyasi:

$$U = \frac{F_d \delta_d}{2} = \frac{\delta_d^2 EA}{2l} \quad (14.10)$$

Kinetik va potensial energiya ifodalarini tenglashtirib, ushbuni olamiz:

$$Q(h + \delta_d) = \frac{\delta_d^2 EA}{2l}$$

yoki

$$\delta_d^2 EA - Q2l\delta_d - Qh2l = 0. \quad (14.11)$$

Tenglamani EA ga bo'lsak:

$$\delta_d^2 - \frac{Ql}{EA} 2\delta_d - \frac{Ql}{EA} 2h = 0. \quad (14.12)$$

$\frac{Ql}{EA} = \delta_{st}$ —statik qo'yilgan kuch Q dan paydo bo'lgan deformatsiya

ekanligini hisobga olib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\delta_d^2 - 2\delta_{st}\delta_d - 2\delta_{st}h = 0. \quad (14.13)$$

Bu tenglamani δ_d ga nisbatan yechib, ushbuni topamiz:

$$\delta_d = \delta_{st} \pm \sqrt{\delta_{st}^2 + 2h\delta_{st}}. \quad (14.14)$$

$\delta_d > \delta_{st}$ bo'lgani uchun ildiz oldida faqat qo'shuv ishorasini saqlab qolamiz. Tegishli o'zgartirishlardan so'ng uzil-kesil quyidagini olamiz:

$$\delta_d = \delta_{st} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} \right) = \delta_{st} \cdot K_d. \quad (14.15)$$

Qavslardagi ifodalar

$$1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} = K_d.$$

dinamik yoki zarbiy koeffitsiyent deb ataladi.

Deformatsiyalardan kuchlanishlarga o'tish uchun oxirgi tenglamaning ikkala qismini sterjen uzunligi l ga bo'lamiz va bo'ylama elastiklik moduli E ga ko'paytiramiz. Natijada, Guk qonuni asosida ushuni olamiz:

$$\sigma_d = \sigma_{st} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2h}{\delta_{st}}} \right) = \sigma_{st} \cdot K_d, \quad (14.16)$$

Ko'rinib turibdiki, dinamik deformatsiyalar va kuchlanishlar qiymati statik deformatsiya qiymatiga bog'liq ekan.

Yuk to'satdan qo'yilganda, $h=0$ da, $\delta_d = 2\delta_{st}$ va $\sigma_d = 2\sigma_{st}$.

Ko'ndalang yoki eguvchi zarbda (14.3-rasm, b) shunga o'x-shash formuladan foydalaniladi; bunda δ_{st} sifatida zarb joyida balkaning statik egilishi y_{st} , δ_d sifatida esa dinamik egilish y_d tushuniladi.

Zarbdagi mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{d,max} = \sigma_{st,max} \cdot K_d \leq \sigma_{adm}. \quad (14.17)$$

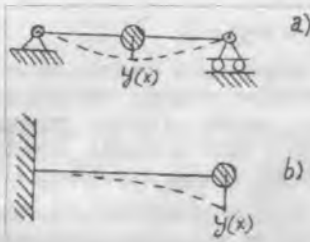
4-§. Elastik sistemaning tebranma harakati

Mashinalarning ishlash jarayonida uning bo'laklarida tebranma harakat hosil bo'lishi bilan birga, unga yopishgan bo'laklarida, hatto qo'shni qismlarda ham tebranma harakat hosil bo'ladi. Bu tebranma harakat ba'zi noqulay hollarda (rezonans hodisasi) konstruksiyaning yemirilishgacha olib boradi.

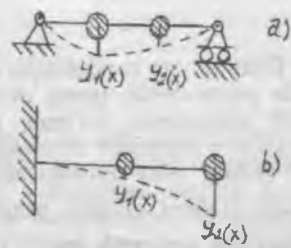
Shuning uchun statik va dinamik kuchlar ta'siridan mashina qismlarini hisoblashda ularning faqat mustahkamligini, bikirligini va ustuvorligini ta'minlash kifoya qilmay, balki ularda rezonans hodisasi ro'y bermasligini ham ta'kidlash lozim.

Tebranma harakat hodisasi tekshiralayotgan elastik sistemaning erkinlik darajasi soni bilan aniqlanadi.

Sistemaning har bir nuqtasiga tegishli bir-biriga bog'liq bo'lmagan koordinatalar funksiyalar soni erkinlik darajasi soni deb ataladi. Bu funksiyalar elastik sistema deformatsiyalanganda uning massasining vaziyatini aniqlaydi. Demak, har qanday elastik sistema cheksiz ko'p erkinlik darajasiga ega bo'ladi. Biroq elastik sistema massiv yuklarni bog'lovchi elastik jismlardan iborat bo'lsa, u holda elastik sistemaning o'z massasi hisobga olinmaydi. Bu holda elastik sistemaning erkinlik darajasi har bir yukning vaziyatini aniqlovchi bir-biriga bog'liq bo'lmagan koordinatalar soniga teng bo'ladi.



14.4-rasm.

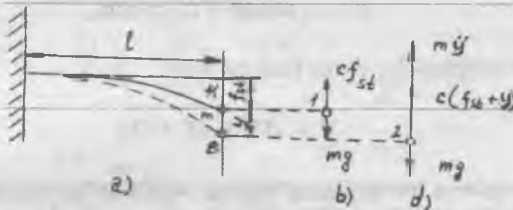


14.5-rasm.

14.4-rasm, a, b da erkinlik darjasi bitta bo'lgan sistema ko'rsatilgan, chunki bunda yukning vaziyati bitta y koordinata bilan aniqlanadi, bu koordinata yukning vertikal siljishidan iboratdir. 14.5-rasm, a, b da ko'rsatilgan sistemaning erkinlik darjasi ikkitadir, chunki bu sistema deformatsiyalanganda yuklarning vaziyatlari bir-biriga bog'liqsiz ikkita koordinata ($y_{1(x)}$, $y_{2(x)}$) bilan aniqlanadi. Bu hollarning hammasida ham to'sinning o'z og'irliklarini e'tiborga olinmaydi.

5-§. Erkinlik darjasi bitta bo'lgan elastik sistemaning erkin tebranma harakati

Konsol balkaning erkin uchiga massasi m ga teng yuk qo'yilgan, bu konsolning erkin tebranishini tekshiramiz (14.6-rasm, a) K nuqta yukning muvozanatini aniqlaydi, deb olamiz.



14.6-rasm.

Yukning bu holatida uning og'irligi mg (14.6-rasm, b) balkaning elastik reaksiya kuchi bilan muvozanatlashadi. Balkaning elastik reaksiya kuchi uning ko'chishiga mutanosib, ya'ni $u \cdot c \cdot f_{st}$ ga teng bo'ladi. Bunda c – konsol balkaning vertikal ko'chishiga qarshilik ko'rsatish qobiliyati bilan aniqlanadigan bikirlik koeffitsiyenti; bu koeffitsiyent bizga ma'lum

$$c = \frac{3EJ}{l}, \text{ bunda } EJ_2 - \text{balkaning ko'ndalang egilishidagi bikirligi.}$$

YUKning muvozanat holati quyidagi ifoda bilan aniqlanadi:

$$-c \cdot f_{st} + mg = 0 \quad (a)$$

Endi bu yuk harakatining differensial tenglamasini tuzamiz. Biror vaqt ichida yukni turtib, uning muvozanat holatidan chiqarib, uni o'z holiga qo'yib yuboramiz. So'ngra yuk qisqa t vaqtda o'zining muvozanat holatidan y masofaga ko'chadi (14.6-rasm, a) dagi B nuqta). Albatta bu onda konsol balka muvozanatda bo'laolmaydi, chunki, konsolning elastik reaksiya kuchini miqdori oshib, u $c(f_{st} + y)$ ga tenglashadi va yukning og'irligi mg dan ortib ketadi (14.6-rasm, d). Endi muvozanat tenglamasi o'miga harakat tenglamasini Dalamber tamoyiliga asosan yozish mumkin.

$$-c(f_{st} + y) + mg = m\ddot{y} \quad (b)$$

bu tenglamadagi \ddot{y} - koordinatadan t vaqt bo'yicha olingan ikkinchi differensial (b) tenglamaning chap tomonidagi qovusni ochib, (a) ifodani e'tiborga olgan holda quyidagi tenglamani yozamiz.

$$m\ddot{y} + cy = 0 \quad (d)$$

Quyidagi belgilashni qabul qilib:

$$\omega^2 = \frac{c}{m} \quad (14.18)$$

harakat tenglamasini quyidagi ko'rinishda yozamiz:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = 0 \quad (14.19)$$

Bu differensial tenglamaning quyidagi integrali bizga ma'lum:

$$y = c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t \quad (14.20)$$

bu tenglamani quyidagicha yozsa ham bo'ladi:

$$y = A \sin(\omega t + \alpha) \quad (14.21)$$

(14.19) tenglama integralining keyingi ikkala ko'rinishi ham bir-biriga o'xshash bo'lib ikkovida ham ikkitadan o'zgarmas son $c_1 c_2$ va A, α bor.

Bular chegara shartlaridan topiladi: (14.21) formuladagi tenglamadan ko'rinadiki, $(\omega t + \alpha)$ har bir 2π /sek vaqt o'tishi bilan tamoyillik yangidan takrorlanadi, ya'ni:

$$\omega t + \alpha + 2\pi = \omega(t + T) + \alpha$$

Bundan tebranish davri T ni topish mumkin:

$$T = \frac{2\pi}{\omega}, \quad (14.22)$$

bir sekunddagi tebranish soni $n = \frac{1}{T}$ bo'ladi; bunda n - odatdagi takrorlik. Bularni hisobga olganda quyidagi ifoda kelib chiqadi:

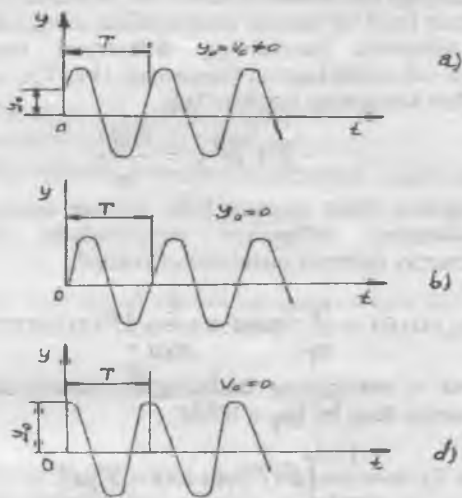
$$\omega = 2\pi n = \frac{2\pi}{T} \quad (14.23)$$

Bundan ko'rinadiki, ω elastik sistemaning 2π sek. ichida tebranish sonini ko'rsatadi; bu miqdor takrorlik deyiladi. (14.18) formuladan ko'rinadik, ω takrorlik elastik sistemaning xususiyatiga bog'liq bo'lib, tebranishni qo'zg'atuvchi boshlang'ich sababga bog'liq emas, bu mulohaza T davrga ham taalluqlidir. (14.18) formuladan yana shu narsa ko'rinadik, sistemaning bikirligi ortishi bilan uning takrorligi ham ortadi, sistemaning massasi ortishi bilan esa uning takrorligi kamayadi.

Endi xususiy takrorlikni (14.18) formuladan topamiz:

$$\omega = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (14.24)$$

(a) tenglamadan $my = c \cdot f_{st}$ bo'lgani uchun (14.24) ni bunday yozish mumkin.



14.7-rasm.

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{f_{st}}} \quad (14.25)$$

Xususiy takrorlik elastiklik sistema dinamik xossalarning muhim tasniflaridir.

Endi integrallashdan hosil bo'lgan ixtiyoriy o'zgarmas sonlarni topamiz: agar $t=0$ bo'lganda $y=y_0$ va $y_0=v_0$ ya'ni tebranishi elastik sistema

har qalay boshlanishidan avval y_0 boshlang'ich ko'chish bilan v_0 boshlang'ich tezlikka ega bo'lsa, u holda (14.20) formulaga asosan $t=0$ bo'lganda $y_0=c_2$ va $y_0=c_1\omega\cos\omega t - c_2\omega\sin\omega t$ dan $v_0=c_1\omega$ yoki $c_1 = \frac{v_0}{\omega}$ ni aniqlaymiz.

Shunday qilib, (14.20) tenglama quyidagi ko'rinishga ega bo'ladi:

$$y = \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + y_0 \cos \omega t \quad (14.26)$$

(14.26) formuladagi tenglamaning turlicha boshlang'ich shartlarga ega bo'lgan grafigi 14.7-rasmda ko'rsatilgan.

6-§. Erkinlik darajasi bitta bo'lgan elastik sistemaning majburiy tebranishi

Agar elastik sistema ma'lum qonun bilan o'zgaruvchi, ya'ni $F=F(t)$ kuch (bu kuch uyg'otuvchi kuch deyiladi) qo'yilsa, u majburiy tebranma harakat beruvchi sabablardandir. Majburiy tebranish hodisasida tebranma harakatning amplitudasi muhim rol o'ynaydi, chunki bu bilan tebranuvchi qismda hosil bo'ladigan kuchlanishlar aniqlanadi.

Majburiy tebranma harakatning differensial tenglamasi elastik sistemaning erkin tebranish harakat tenglamasi (14.19)ning o'ng tomoniga uyg'otuvchi kuchni kiritishdan hosil bo'ladi:

$$\ddot{y} + \omega^2 y = \frac{F(t)}{m} \quad (14.27)$$

(14.27) tenglama erkin darajasi bitta bo'lgan sistemaning majburiy tebranma harakatining differensial tenglamasidir. Bu differensial tenglamaning umumiy integrali quyidagicha yoziladi:

$$y = y_0 \cos \omega t + \frac{v_0}{\omega} \sin \omega t + \frac{1}{m\omega} \int_0^t F(T) \sin \omega(t-T) dT.$$

Bunda y_0 va v_0 sistemaning boshlang'ich sabablardan hosil bo'lgan erkin tebranishi nolga teng bo'lsa, u holda

$$y = \frac{1}{m\omega} \int_0^t F(T) \sin \omega(t-T) dT. \quad (14.28)$$

Bunda T — o'zgaruvchi vaqt bo'lib, u noldan t gacha o'zgaradi, ma'lum vaqt uchun t o'zgarmas deb hisoblanadi.

Misol uchun uyg'otuvchi kuch garmonik qonun bilan o'zgarsin:

$$F = F_0 \sin \omega t \quad (14.29)$$

Agar balka ozgina bo'lsa ham muvozanatini yo'qotsa, unda inersiya kuchi hosil bo'lib, balkani tebrata boshlaydi. Bu kuch ta'sirida balkaning tebranish tasnifi (14.28) formulaga asosan topiladi:

$$y = \frac{F_0}{m\omega} \int_0^t \sin \Omega + \sin \omega(t-T) dT \quad (14.30)$$

Agar $\omega \neq \Omega$ bo'lsa, bu integral quyidagicha yoziladi:

$$y = \frac{F_0}{m(\omega^2 - \Omega^2)} \left(\sin \Omega t - \frac{\Omega}{\omega} \sin \omega t \right)$$

Agar $\omega^2 = \frac{c}{m}$ ekanligini nazarga olsak:

$$y = \frac{y_{st}}{\left(1 + \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)} \left(\sin \Omega t - \frac{\Omega}{\omega} \sin \omega t \right) \quad (14.31)$$

bo'ladi. Bunda y_{st} — o'zgarmas F kuch balkaga statik (sekin-asta) qo'yilganda hosil bo'lgan ko'chishdir, (14.31) formulaning o'ng tomonidagi qavsining ikkinchi qismi erkin tebranishi tez so'nadi.

Demak,

$$y = \frac{y_{st}}{\left(1 + \frac{\Omega^2}{\omega^2}\right)} \sin \Omega t \quad (14.32)$$

Shunday qilib, majburiy tebranma harakatning amplitudasi:

$$y = \frac{y_{st}}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \quad (14.33)$$

y — balkaning majburiy tebranishidan hosil bo'lgan ko'chish (salqilik). Dinamik koeffitsiyentni quyidagicha belgilaymiz:

$$K_d = \frac{y}{y_{st}} = \frac{1}{1 - \frac{\Omega^2}{\omega^2}} \quad (14.34)$$

Demak, dinamik kuchlanishni topish uchun, avval F kuch ta'siridan hosil bo'lgan statik kuchlanishni aniqlab, so'ngra dinamik koeffitsiyentga ko'paytiramiz:

$$\sigma_d = \sigma_{st} \cdot K_d \quad (14.35)$$

Dinamik koeffitsiyent faqat takrorliklarning $\frac{\Omega}{\omega}$ nisbatiga bog'liqdir, uyg'otuvchi kuchning takrorligi kichik bo'lsa, dinamik koeffitsiyent 1 dan katta bo'ladi. Ω takrorlikning kattalashuvi bilan dinamik koeffitsiyent juda

tez o'sadi, $\frac{\Omega}{\omega} = 1$ bo'lganda esa u cheksiz kattalashadi. Bu holat rezonans hodisasiga to'g'ri keladi va elastik sistema uchun eng xavfli holat hisoblanadi, shunday ekan, majburiy va erkin tebranish takrorliklarining bir-biriga yaqin qiymatga ega bo'lishiga yo'l qo'ymaslik uchun kerakli choralar ko'rish zarur.

Umuman rezonans hodisasini ikki: quyi va yuqorigi chegaralarga bo'lib, yuqorigi chegaralari sinov yo'li bilan aniqlanadi.

Ba'zi mashinalarda $\Omega \geq 1,3\omega$ qilib olinishiga ruxsat etiladi, chunki mashinalar tezlanish vaqtida rezonansdan sakrab o'tib ketadi. Ayrim mashinalarda $h \geq 75$ ayl/daq quyi chegara uchun qabul qilingan.

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Беляев Н.М. Сопротивленные материалов. Изд. 14-е. М., «Наука», 1965.
2. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивленные материалов. Изд. 3-е. М., «Высшая школа», 1969.
3. Mansurov K.M. Materiallar qarshiligi. T., «O'qituvchi», 1969.
4. Осецкий В.М. и др. Прикладная механика. Изд. 2-е, М., «Машиностроения», 1977.
5. Путьята Т.В. и др. Прикладная механика. К., «Высшая школа», 1977.
6. Степин П.А. Сопротивленные материалов. М., «Высшая школа», 1960.
7. Терегулов И. Г. Сопротивленные материалов и основы теории упругости и пластичности. М., «Высшая школа», 1984.
8. Тимошенко С. П. Сопротивленные материалов. Т. 1 и 2. Изд. 2-е, М., «Наука», 1965.
9. Urozboyev M.T. Materiallar qarshiligi asosiy kursi. T., «O'qituvchi» 1973.
10. Феодсьев В.И. Сопротивленные материалов. Изд. 6-е. М., «Наука» 1974.
11. Qoraboyev B. Q., Yu. F. Leksashev. Materiallar qarshiligidan qisqacha kurs. T., «O'zbekiston», 1998 .
12. www.techno.stack.net/dB/msg/7373
13. www.rgotups.ru/publik/rek_sopromat.html
14. www.techno.edu.ru
15. www.lud.Bmstu.ru/sopromat/
16. www.vjpbooks.navoprosotveta.net
17. www.ssau.ru/strust/kafedrv/sopromat/

Asosiy harfiy belgilar

- A* — yuza (ing. area);
E — bo'ylama elasiklik moduli (ingl. elasticity);
F — tashqi kuch (ingl. Force), to'plangan kuch;
G — Siljish moduli (nem. Gleitmodul);
J — kesim yuzasining inersiya momenti;
K — kinetik energiya, to'planish koeffitsiyenti;
M — eguvchi moment;
N — bo'ylama kuch;
Q — ko'ndalang kuch;
R — tayanch reaksiya;
S — kesim yuzasining statik momenti;
T — burovchi moment;
U — potensial energiya;
V — jism hajmi (ingl. volume);
W — kesimning qarshilik momenta, ish (ingl. work);
 σ — normal kuchlanish;
 τ — urinma kuchlanish;
a — deformatsiyaning solishtirma ishi;
i — kesim inersiya radiusi;
m — tashqi moment;
n — mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyenti;
p — bosim;
q — tarqoq kuch jadalligi;
s — to'liq kuchlanish (ingl. stress);
u — solishtirma potensial energiya;
 α — chiziqli kengayish koeffitsiyenti, burchak;
 γ — burchakli deformatsiya;
 ϵ — chiziqli deformatsiya;
 δ — chiziqli siljish;
 θ — buralish burchagi, kesimni buralish burchagi;
 λ — sterjening egiluvchanligi;
 μ — uzunlikni keltirish koeffitsiyenti;
v — Puasson koeffitsiyenti;
 ρ — egrilik radiusi;
 φ — mutlaq buralish burchagi.

Indekslar

- br* — brutto;
- c* — siqilish (ingl. compression);
- d* — shakl o'zgarishi (ingl. distortion);
- f* — ichki nagruzka;
- p* — qutbiy (ingl. polar);
- r* — qoldiq (ingl. rest);
- s* — kesik (ingl. shearing); ustivorlik (ingl. stability);
- t* — cho'zilish (ingl. tension);
- u* — chegaraviy qiymat (ingl. ultimate);
- co* — payvand chok (ingl. weld);
- u* — oquvchanlik (ingl. yield);
- adm* — yo'l qo'yiladigan qiymat (ingl. admissible);
- Bas* — bazaviy;
- cr* — kritik qiymat (ingl. critical);
- con* — ezilish;
- lim* — xavfli qiymat (ingl. limit);
- net* — netto;
- oct* — oktaedrik (ingl. octahedron);
- pr* — mutanosiblik (ingl. proportionaliti);
- red* — keltirilgan qiymat (ingl. reduced).

Tayanch iboralar

uzluksiz	yurtkich	namuna
mutanosib	oquvchanlik	kuchlanish
nomutanosib	toblanish	kuchlanish
mutlaq	qattqlik	taranglik
asbob, moslama	ruxsat etilgan	notekis
armaturlash	harorat	qaytuvchanlik
mo'sin	kesik, kertik	qaytuvchi
o'q, val	o'yiqlar	uzulish
botiq, egik	juftlik	holis qatlam
sof og'irlik	qutbiy	xolis o'q
o'zaro ta'sir	inersiya	tokcha
egiluvchanlik	kalak	salqilik
egiluvchan	parchi	virtual
bosim	choklar	qirqilmagan
detal, qism	ro'para chok	tamoyillik
o'ram uzunligi	yonlama chok	hajmiy
kesish usuli	payvandlash	bo'
omillar	egilishsirtqi qiyofa	zo'riqish
elastiklik	xolis tola	siljish burchagi
nisbiy	qiyshiq, egri	cho'zilish, uzayish
konstruksion	yo'nalish	
bikirlik	ajralmas	

MUNDARIJA

	Kirish	3
I bob.	Asosiy tushunchalar	
1-§.	Qurilmalarning qismlarini hisoblash chizmasi.....	5
2-§.	Tashqi kuchlarni tasniflash.....	6
3-§.	Ichki kuchlar. Kesishlar usuli. Kuchlanishlar.....	6
4-§.	Asosiy gipoteza va farazlar.....	8
5-§.	Deformatsiyalar va surishlar.....	9
6-§.	Ichki kuch omillari.....	10
II bob.	Cho'zilish va siqilish	
1-§.	Kuchlanish va deformatsiyalar.....	11
2-§.	Guk qonuni.....	12
3-§.	Puasson koeffitsiyenti.....	13
4-§.	Jism hajmining o'zgarishi.....	13
5-§.	Materiallarning xossalari va mexanik tasniflari.....	14
6-§.	Ruxsat etilgan kuchlanishlar va mustahkamlik zaxirasi koeffitsiyentlari.....	22
7-§.	Mustahkamlik va bikirlik shartlari.....	23
8-§.	Xususiy og'irlikni hisobga olgandagi kuchlanish va deformatsiyalar.....	23
9-§.	Statik aniqlanmaydigan masalalar.....	26
10-§.	Haroratning ta'siri va yig'ishdagi noaniqliklar.....	30
11-§.	Tashqi va ichki kuchlarning ishi. Deformatsiyaning potensial energiyasi.....	32
12-§.	Kuchlanishlarning to'planishi haqidagi tushuncha.....	34
III bob.	Zo'riqqan holat diagrammasi	
1-§.	Chiziqli zo'riqish holatida qiya yuzalar bo'yicha kuchlanishlar.....	37
2-§.	Tekis kuchlanganlik holatida qiya tekisliklar bo'yicha kuchlanishlar.....	40
3-§.	Yupqa devorli silindrsimon qozonni hisoblash.....	41
4-§.	Asosiy yuzachalarning vaziyatini va asosiy kuchlanishlarni aniqlash.....	43
5-§.	Hajmiy zo'riqish holatidagi qiya yuzachalar bo'yicha kuchlanishlar.....	44
6-§.	Hajmiy va tekis zo'riqish holatidagi deformatsiyalar va kuchlanishlar orasidagi bog'liqlik.....	46
7-§.	Hajmiy zo'riqish holatida hajmning o'zgarishi va solishtirma potensial energiya.....	47
IV bob.	Mustahkamlik nazariyalari	
1-§.	Eng katta normal kuchlanishlar nazariyasi (birinchi mustahkamlik nazariyasi).....	49
2-§.	Eng katta chiziqli deformatsiyalar nazariyasi (ikkinchi mustahkamlik nazariyasi).....	50

3-§.	Eng katta urinma kuchlanishlar nazariyasi (uchinchi mustahkamlik nazariyasi)	50
4-§.	Shakl o'zgarishi energiyasi nazariyasi (to'rtinchi mustahkamlik nazariyasi)	51
5-§.	Chegaraviy zo'riqqanlik holati nazariyasi (beshinchi mustahkamlik nazariyasi)	52
V bob.	Yassi kesimlarning geometrik tafsilotlari	
1-§.	Yassi shakllarning statik momentlari.....	53
2-§.	Yassi shakllarning inersiya momentlari.....	54
3-§.	O'qlar parallel ko'chirilganda inersiya momentlari-ning o'zgarishi.....	55
4-§.	Oddiy shakllarning inersiya momentlari.....	56
5-§.	O'qlarni burganda inersiya momentlarining o'zgarishi.....	60
6-§.	Asosiy o'qlar va asosiy inersiya momentlari.....	61
7-§.	Oddiy shakllarning qarshilik momentlari.....	62
8-§.	Inersiya ellipsi.....	63
VI bob.	Siljish	
1-§.	Kuchlanishlar va deformatsiya.....	65
2-§.	Sof siljishdagi Guk qonuni.....	66
3-§.	Siljishdagi hisoblash tenglamalari.....	69
4-§.	Siljishdagi potensial energiya.....	69
5-§.	Siljish va ezilishga oid amaliy hisoblar.....	70
VII bob.	Buralish	
1-§.	Dumaloq g'o'lachaning buralishidagi kuchlanishlarni aniqlash.....	74
2-§.	Buralishdagi mustahkamlik sharti.....	77
3-§.	Buralishda g'o'lachaning deformatsiyalanishi.....	78
4-§.	Burovchi momentlarni hisoblash.....	80
5-§.	Burovchi momentlar epuralarini yasash.....	80
6-§. ✓	Buralishdagi asosiy kuchlanishlar.....	81
7-§.	Buralishdagi potensial energiya.....	82
8-§.	To'g'ri to'rtburchak kesimli g'o'lachalarning buralishi.....	83
9-§.	Vintsimon prujinalarni hisoblash.....	85
VIII bob.	Egilish	
1-§.	Tayanichlar va to'sinlarning tayanch reaksiyalari.....	88
2-§.	Ko'ndalang kuch va eguvchi moment.....	90
3-§.	Taqsimlangan yuk jadalligi ko'ndalang kuch va eguvchi moment orasidagi differensial bog'liqliklar.....	92
4-§.	Ko'ndalang kuchlar va eguvchi momentlar epuralarini yasash.....	93
5-§. ✓	Egilishdagi normal kuchlanishlarni aniqlash.....	101
6-§. ✓	Normal kuchlanishlar bo'yicha mustahkamlik sharti.....	106

7-§.	Egilishdagi potensial energiya.....	106
8-§.	Egilishdagi urinma kuchlanishlarni aniqlash.....	107
9-§.	Etilishdagi bosh kuchlanishlar.....	113
IX bob.	Egilishdagi deformatsiya	
1-§.	Elastik chiziqning differensial tenglamasi.....	118
2-§.	Tusin elastik chizig'ining universal tenglamasi.....	122
3-§.	Deformastiyalarni aniqlashning energiya usuli.....	127
4-§.	Siljishlarni Mor usulida aniqlash.....	130
5-§.	Vereshchagin usuli.....	132
X bob.	Statik aniqlanmaydigan to'sinlar	
1-§.	Universal tenglama yordamida statik, aniqlanmaslikni yechish.....	137
2-§.	Mor usulida statik aniqlanmaslikni yechish.....	138
3-§.	Ko'p tayanchli balkalarni hisoblash.....	140
XI bob.	Murakkab qarshilik	
1-§.	Qiyshiq egilish.....	146
2-§.	Markazdan tashqaridagi siqilish yoki cho'zilish.....	150
3-§.	Buralib egilish.....	153
XII bob.	Siqilgan sterjenlarning ustuvorligi	
1-§.	Siqilgan sterjenning kritik kuchini aniqlash uchun Eyler formulasi.....	158
2-§.	Kritik kuchlanish.....	160
3-§.	Sterjen uchlarini mahkamlash usulining ta'siri.....	160
4-§.	Eyler formulasining qo'llanish sohalari.....	161
5-§.	Kritik kuchlanishlarni aniqlash uchun empirik formula.....	163
6-§.	Ustuvorlikka hisoblashning amaliy formulasi.....	163
XIII bob.	Kuchlanishlar o'zgaruvchan holdagi mustahkamlik....	165
XIV bob.	Dinamik kuchlanishlar	
1-§.	Tekis tezlashgan harakatdagi kuchlanish.....	174
2-§.	Bir tekis aylanayotgan halqaning kuchlanishi.....	175
3-§.	Zarb paytidagi kuchlanish.....	176
4-§.	Elastik sistemaning tebranma harakati.....	178
5-§.	Erkinlik darajasi bitta bo'lgan elastik sistemaning erkin tebranma harakati.....	179
6-§.	Erkinlik darajasi bitta bo'lgan elastik sistemaning majburiy tebranishi.....	182
	Foydalanilgan adabiyotlar.....	185
	Asosiy harfiy belgilar.....	186
	Indekslar.....	187
	Tayanch iboralar.....	188

Bosit Qoraboyev, Yuriy Leksashev

MATERIALLAR QARSHILIGI

Toshkent – «Fan va texnologiya» – 2007

Muharrir: S. Badalboyeva
Tex. muharrir: A. Moydinov
Kompyuterda
sahifalovchi: A. Shoxamedov

Bosishga ruxsat etildi: 7.05.07. Bichimi 60x84 $\frac{1}{16}$. «TimesUZ»
garniturası. Ofset usulida bosildi. Shartli bosma tabog'i 14,0.
Nashr tabog'i 12,0. Adadi 1000. Buyurtma №39.

«Fan va texnologiyalar Markazining bosmaxonasi»da chop etildi
700003, Toshkent shahri, Olmazor, 171-uy.