

22.12.1975
14.5

M.M. KURGANBEKOV, A. MOYDINOV

MASHINA DETTALLARI

II qism

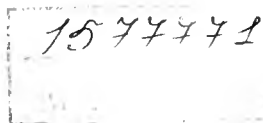
**O‘ZBEKISTON RESPUBLIKASI OLIIY VA O‘RTA MAXSUS
TA‘LIM VAZIRLIGI**

M. M. KURGANBEKOV, A. MOYDINOV

**MASHINA
DETALLARI**

II qism

*O‘zbekiston Respublikasi Oliy va o‘rta maxsus ta‘lim
vazirligining muvofiqlashtiruvchi Kengashi tomonidan
o‘quv qo‘llanma sifatida tavsiya etilgan*



**«O‘zbekiston milliy ensiklopediyasi»
Davlat ilmiy nashriyoti**

Toshkent – 2014

UO'K: 621.81(075)
KBK 34.44ya722
M-34

Texnika fanlari doktori, professor Sh.A. Shoobidovning umumiy tahriri ostida

Taqrizchilar:

A. A. Rizayev – O'zR Fanlar akademiyasining «Mexanika va inshootlarning seysmik mustahkamligi instituti» direktori, texnika fanlari doktori, professor;

U. H. Qo'chqorov – Toshkent davlat texnika universiteti, texnika fanlari nomzodi, dotsent.

Mashina detallari: O'quv qo'llanma: II qism / **M. M. Kurganbekov, A. Moydinov.** Toshkent: «O'zbekiston milliy ensiklopediyasi» Davlat ilmiy nashriyoti, 2014 y. 224 bet.

UO'K: 621.81(075)
KBK 34.44ya722

«Mashina detallari» o'quv qo'llanmasining II qismida mexanik – tasmali va zanjirli uzatmalar, val va o'qlar, podshipniklar, muftalar va mashina detallarining ajraladigan (rezbali, shponkali, shlitsali, klemmali) va ajralmaydigan (payvand va parchin mixli) birikmalari to'g'risida asosiy ma'lumotlar va ularni hisoblash tartibi keltirilgan. O'quv qo'llanma «Mashina detallari» faninig namunaviy va ishchi o'quv dasturlariga binoan ishlab chiqilgan bo'lib, mexanika-mashinasozlik ta'lim yo'nalishlari talabalari va professor-o'qituvchilari uchun mo'ljallangan.

Во II части учебного пособия приведены основные сведения и расчет ременных, цепных передач, валов и осей, подшипников, муфт, разъемных (резьбовых, шпоночных, зубчатых (шлицевых), клеммовых) и неразъемных (сварных и заклепочных) соединений. Учебное пособие соответствует типовой и рабочей учебной программам изучения курса «Детали машин». Предназначено для студентов и профессорско-преподавательского состава механико-машиностроительных направлений в высших учебных заведениях.

The second part of the tutorial gives an information about and calculations of belting and chain transmissions, shafts and axles, bearings, Coupling, detachable (threaded, key, spline, clamping) and permanent (welded, rivet) joints. Tutorial complies to reference and working curriculum for the course of 'Machine Elements'. Purposed for the students and professional and teaching staff in higher educational establishment in a field of Mechanics.

© «O'zbekiston milliy ensiklopediyasi»
Davlat ilmiy nashriyoti, 2014.

© Toshkent davlat texnika universiteti, 2014.

ISBN 978-9943-07-327-2

KIRISH

«Mashina detallari» (II qism) o'quv qo'llanmasi nashr etilgan ushbu nomdagi o'quv qo'llanmaning uzviy davomidir. Shu sababli ham II qism tasmali uzatmalardan boshlanadi. So'ngra zanjirli uzatma bayon etilishi, bu uzatmaga ta'rif va tasniflar tasmali uzatmaga nisbatan berilishi bilan bog'liq. Keyingi bo'lim va bobda vallar hamda o'qlar bo'yicha ma'lumotlar, so'ngra val va o'qlarning tayanchlari – sirpanish va dumalash podshipniklarning tuzilishi, turlanishi, ularning belgilanishi, ishdan chiqish sabablari, hisoblash tartiblari bayon etilgan.

«Mashina detallari» fanining keyingi bo'limida muftalarning turlari, vazifasi, ular asosiy konstruksiyalarining tuzilishi hamda hisoblari keltirilgan.

O'quv qo'llanmaning so'nggi bo'limida mashina detallarining ajraladigan va ajralmaydigan birikmalari bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan. Birikmalarni bayon etishda ularning turlari, qo'llanilishi, geometrik o'lchamlari, ishdan chiqish turlari, hisoblash me'yorlari, asosiy hisoblash ifodalari hamda birikmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar berilgan. Ajraladigan birikmalar qatorida rezba (bolt)li, shponkali, tish (shlitsa)li, klemmali birikmalar, payvandli va parchin mixli ajralmaydigan birikmalar ko'rsatilgan.

Mazkur o'quv qo'llanmaning mazmuni, hajmi va tuzilishi «Mashina detallari» fanining namunaviy va ishchi o'quv dasturlariga mos keladi. Undagi matn, jadval, asosiy holat va ifodalar talabalarga o'quv materialini oson anglash va o'zlashtirishga yordam beradi.

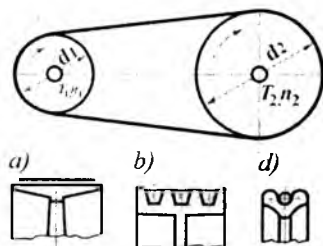
BIRINCHI BO'LIM

MEXANIK UZATMALAR

I. TASMALI UZATMALAR

1.1. Tasmali uzatmalar. Ularni hisoblashning asoslari

Harakatni uzatish tarzi. 1.1-shakldagi tasmali uzatma – vallarda o'rnatilgan ikki shkiv (yetaklovchi va yetaklanuvchi) va shkivni qamrab turadigan tasmadan tuzilgan bo'ladi. Tasmali uzatma harakatni shkivlar va tasma orasida tasmani taranglash hisobiga paydo bo'ladigan ishqalanish kuchi hisobiga uzatadi.



1.1-shakl. Tasmali uzatma va tasma turlari

Turlari. Tasmaning ko'ndalang kesim shakliga qarab: yassi tasmali (1.1-a shakl), ponasimon tasmali (1.1, b-shakl) va doiraviy tasmali (1.1-d shakl) uzatmalar farqlanadi.

Tasmali uzatma mexanik uzatmalardan eng qadimgi turi bo'lib, bu uzatma hozirgi kunda ham o'z ahamiyatini yo'qotgani yoq. Boshqa tur uzatmalarga qaraganda tasmali uzatma bir qator o'ziga hosliklarga ega bo'lib, ular bu uzatmani qo'llashning maqsadga muvofiqligini belgilaydi. Tasmali uzatmaga baho berish uchun uni eng ko'p tarqalgan tishli uzatma bilan taqqoslanadi.

Bunda tasmali uzatmaning quyidagi afzalliklarini ta'kidlash mumkin:

- harakatni nisbatan uzoq (15 m gacha va undan ko'p) masofalarga uzatish;
- tasma elastik bo'lgani uchun ravon va shovqinsiz hamda katta tezlikda ishlash imkoniniyati;

– tasmaning elastikligi sababli yuklanishning keskin oʻzgarishlariga taʼsirsizligi;

– oʻta yuklanish holatlarida tasmaning shkivdagi sirpanishi sababli mexanizmlarni buzilishdan saqlashi;

– tuzilishi oddiy, ishlatilishi oson, moylashni talab etmasligi;

– tannarxining nisbatan arzonligi.

Tasmali uzatmalarning asosiy kamchiliklari:

– tashqi oʻlchamlari katta (bir xil sharoitlarda shkiv diametrlari tishli gʻildiraklar diametridan taxminan besh marta katta);

– tasmaning yuklanishiga bogʻliq sirpanishidan uzatish nisbatining oʻzgaruvchanligi;

– tasmaning dastlabki katta tarangligidan val va ularning tayanchlariga tushadigan yuklanishning kattaligi (tishli uzatmaga nisbatan vallarga 2–3 marta koʻp yuklanish tushadi);

– tasmalarning past chidamliligi (1000 soatdan 5000 soatgacha).

Tasmali uzatmalar koʻpincha vallar bir-biridan ancha uzoqda (katta masofada) joylashganda ishlatiladi. Zamonaviy tasmali uzatmalarning quvvati, odatda, 50 kW dan ortmaydi. Yuritmada tishli uzatma bilan aralash qoʻllan-ganda, tasmali uzatmani kam yuklanish uzatishi sababli, odatda, tezyurur pogʻonaga oʻrnatiladi.

Tasmali uzatmalar avtomobilsozlikda, stanoksozlikda va qishloq xoʻja-lilik mashinalarida keng koʻlamda qoʻllaniladi. Zamonaviy mashinasozlikda ponasimon tasmalar eng koʻp tarqalgan boʻlib, eski konstruksiyali yassi tasmalarning ishlatilishi ancha kamaydi. Yangi konstruksiyali yassi tasmalar (plastmassalardan tayyorlangan qobiqli tasmalar) tezyurur uzatmalarda ish-latilmoqda. Doiraviy tasmalar kam quvvatli yuritmalar: priborlar, uy-roʻzgʻor mashinalarida ishlatiladi.

Tasmali uzatmani hisoblashning nazariy asoslari hamma turdagi tasma-lar uchun umumiy boʻladi.

Tasmali uzatmalar ishchanlik qobiliyatining asosiy mezonlari – tortish qobiliyati va tasmaning chidamliligidir. Uzatmaning tortish qobiliyati tasma bilan shkivlar orasidagi ishqalanish kuchi orqali aniqlanadi, tasma chidamli-ligi normal sharoitlarda foydalanishda tasmaning toliqishidan yemirilishi bi-lan chegaralanadi. Hozirgi davrda tasmali uzatmalar uchun tortish qobiliyati boʻyicha hisoblash asosiy hisoblanadi. Tasmaning chidamliligi uzatmaning parametrlarini tanlashda amaliy tavsiyalar asosida qabul qilinadi.

Tasmali uzatmaning kinematik va geometrik parametrlari

Tasmali uzatmaning kinematikasi.

Tasma shkvlaridagi aylana tezliklar

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}. \quad (1.1)$$

Tasmaning elastik sirpanishi ε e'tiborga olinsa,

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon), \quad (1.2)$$

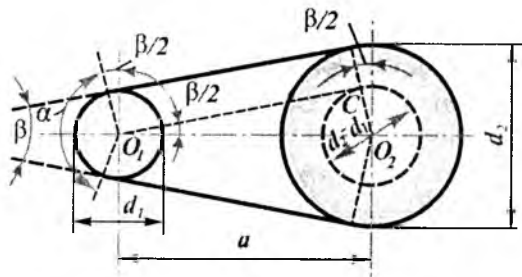
bu yerda, ε – sirpanish koeffitsienti. Tasmali uzatmaning uzatish nisbati

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}. \quad (1.3)$$

ε ning qiymati amalda $\varepsilon \approx 0,01 - 0,02$ bo'lsa, ifodani quyidagicha yozishimiz mumkin,

$$i = \frac{d_2}{d_1}. \quad (1.4)$$

Tasmali uzatmaning geometrik parametrlari



1.2-shakl. Tasmali uzatmaning geometrik o'lchamlari

Tasmali uzatmaning geometrik o'lchamlarini hisoblashda (1.2-shakl), odatda, d_1 , d_2 va tasma uzunligi l aniqlanadi. Tasma cho'zilib qolishi sababli α va l ning qiymatlari aniq bo'lmaydi, ularning taxminiyl hisobi aniqlanadi:

$$\alpha = 180^\circ - \beta; \quad \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) = \frac{(d_2 - d_1)}{2a},$$

bu yerda, α – tasmaning kichik shkivni qamrash burchagi, β – tasma tarmoqlari orasidagi burchak. Amalda $\frac{\beta}{2}$ ning qiymati 15° dan katta bo'lmaganligi uchun sinusning qiymatini uning argumentiga teng qilib olamiz:

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} (\text{rad}) \approx 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

$$\text{Bunda} \quad \alpha = 180^\circ - 57 \frac{(d_2 - d_1)}{a} \quad (1.5)$$

$$\text{yoki} \quad \alpha = 180^\circ - \frac{57 d_1 (i - 1)}{a}.$$

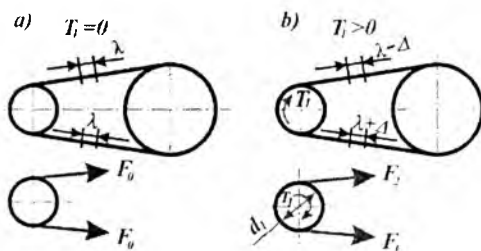
Tasmaning uzunligi to'g'ri chiziqli qismlar va qamrash yoylari yig'indisi ko'rinishida aniqlanadi:

$$l \approx 2a + 0,5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (1.6)$$

Tasmaning berilgan uzunligida o'qlararo masofa quyidagicha ifodalalanadi:

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}. \quad (1.7)$$

1.2. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar va ular orasidagi munosabat



1.3-shakl. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar

1.3-shaklda tasma tarmoqlarining ikki holdagi yuklanishi ko'rsatilgan $T_1=0$ (1.3-a shakl) va $T_1>0$ (1.3-b shakl). Bu yerda, F_0 – tasmaning dastlabki tarangligi; F_1 va F_2 yuklanish uzatayotgan uzatmada yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoq tarangliklari; $F_l = \frac{2T_1}{d_1}$ – uzatmadagi aylana kuch.

Shkivning muvozanat shartidan $T_l = 0,5d_1(F_1 - F_2)$

yoki
$$F_1 - F_2 = F_l. \quad (1.8)$$

F_0 , F_1 va F_2 kuchlar orasidagi munosabatni quyidagi mulohazalar asosida aniqlash mumkin.

Tasmaning geometrik uzunligi yuklanishga bog'liq bo'lmaydi va yuklanishsiz holda ham, yuklanish uzatganda ham o'zgarmas bo'ladi. Demak, yetaklovchi tarmoqning cho'zilishi yetaklanuvchi tarmoqning teng qisqarishi bilan tenglashadi. Bundan

$$F_1 = F_0 + \Delta F, \quad F_2 = F_0 - \Delta F$$

yoki

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (1.9)$$

(1.8) va (1.9) tengliklardan

$$F_1 = F_0 + \frac{F_l}{2}, \quad F_2 = F_0 - \frac{F_l}{2}. \quad (1.10)$$

Uchta noma'lumli ikki tenglamali sistemani hosil qilamiz. Bu tenglamalar yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlarning tarangligini va F_l kuchga bog'liqligini aniqlaydi, lekin bu yuklanishning uzatish qobiliyatini yoki tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish kuchi bilan bog'liq uzatmani tortish qobiliyatini ochib bermaydi. Bunday aloqa *L. Eyler* tomonidan o'rnatilgan.

Eyler ta'limotining asosiy natijalari:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}; \quad (1.11)$$

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_0 = \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right). \quad (1.12)$$

(1.12) formulalar harakat uzatayotgan uzatma tarmoqlarining taranglik kuchlarini F_t yuklanish va ishqalanish omillari f va α orasidagi bog'lanishlarni o'rnatadi. Uning yordamida yana tasmaning minimal zarur tarangligi F_0 ni berilgan yuklanish F_t qiymatida aniqlash imkonini beradi.

Agar

$$F_0 < \frac{F_t}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right), \quad (1.13)$$

bo'lsa, tasma to'la sirpanib, yetaklovchi shkiv aylanadi, yetaklanuvchi shkiv esa aylanmaydi.

(1.13) formuladan ko'rinishicha, f va α ortishi uzatmaning ishlashi-shiga ijobiy ta'sir ko'rsatadi. Bu hulosalar ponasimon tasmalar va taranglovchi rolikli uzatma konstruksiyalarini yaratishga asos bo'lgan. Ponasimon tasmali uzatmalarda tasmani shkiv ariqchalarida pona qilib joylashtirish hisobiga ishqalanish sun'iy oshiriladi. Tasmali uzatmalarda taranglovchi rolik o'rnatilib, qamrov burchagi α oshiriladi.

Tasmada hosil bo'ladigan markazdan qochirma kuch

$$F_v = \rho A v^2, \quad (1.14)$$

bu yerda, ρ – tasma materialining zichligi; A – tasma ko'ndalang kesimining yuzasi; v – tasma tezligi.

F_v kuch dastlabki taranglik kuchi F_0 ta'sirini kamaytiradi. U ishqalanish kuchini ham kamaytiradi va shu bilan uzatma yuklanish qobiliyatini pasaytiradi.

Hisoblarning ko'rsatishicha, markazdan qochma kuchlarni uzatma ishchanlik qobiliyatiga ta'siri katta tezliklar $v > 20$ m/s da sezilarli bo'ladi.

1.3. Tasmadagi kuchlanishlar

Eng katta kuchlanish tasmaning yetaklovchi tarmog'ida hosil bo'ladi. Ular σ_1 , σ_v va σ_{cg} ning yig'indisidan iborat bo'ladi:

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{A}, \quad \sigma_v = \frac{F_v}{A} = \rho v^2. \quad (1.15)$$

(1.10) formula hisobga olinsa, σ kuchlanishni quyidagi ko'rinishda yozish mumkin:

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + 0,5 \frac{F_t}{A} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad (1.16)$$

bundan

$$\sigma_i = \frac{F_t}{A}, \quad (1.17)$$

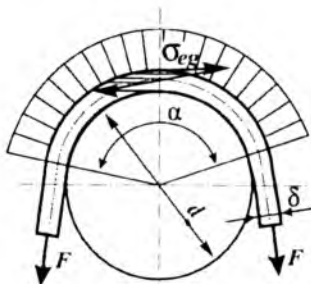
bu yerda, σ_i – foydali kuchlanish; σ_0 – dastlabki taranglikdan kuchlanish.

(1.8) formulaga binoan foydali kuchlanishni yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlardagi kuchlanishlarning ayirmasi ko'rinishida ko'rsatish mumkin:

$$\sigma_i = \sigma_1 - \sigma_2.$$

Tasmaning shkv bukiladigan qismida eguvchi kuchlanish hosil bo'ladi (1.4-shakl). Guk qonuniga binoan,

$$\sigma_{eg} = \varepsilon E,$$



1.4-shakl. Tasmada eguvchi kuchlanish hosil bo'lishi

bunda: ε – nisbiy cho'zilish, E – tasma elastiklik moduli. Tasmaning nisbiy cho'zilishi

$$\varepsilon = \frac{\delta}{d},$$

bunda

$$\sigma_{eg} = E \frac{\delta}{d}, \quad (1.18)$$

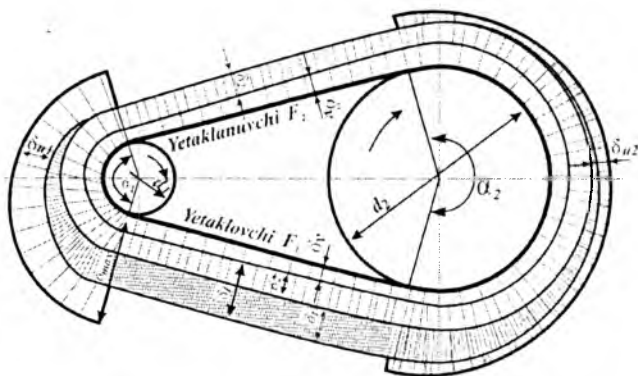
bu yerda, δ – tasma qalinligi; d – shkiv diametri.

(1.18) formulaga ko'ra, eguvchi kuchlanish qiymatini aniqlovchi asosiy omil tasma qalinligining shkiv diametriga nisbati bo'ladi. Bu nisbat qancha kam bo'lsa, tasmadagi eguvchi kuchlanish shuncha kichik bo'ladi.

Tasmani kichik shkivni qamrash nuqtasidagi yetaklovchi tarmoqdagi jamlovchi maksimal kuchlanishi

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_v + \sigma_{eg} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{eg}. \quad (1.19)$$

Tasma uzunligi bo'yicha kuchlanishlarni taqsimlanish epyurasi 1.5-shaklda tasvirlangan.



1.5-shakl. Tasma uzunligi bo'yicha kuchlanishlarning taqsimlanish epyurasi

Jamlovchi kuchlanishning alohida tashkil etuvchilarini uzatma tortish qobiliyati va tasma chidamliligiga ta'siri. Uzatmaning tortish qobiliyati aylana kuchi F_t ni maksimal ruxsat etilgan qiymati yoki foydali kuchlanish σ_t bilan tasniflanadi. (1.13) formulani hisobga olsak, to'la sirpanish bo'lmaslik shartidan ruxsat etilgan σ_t ni dastlabki taranglikdan kuchlanish σ_0 ortishi bilan oshishini anglash qiyin emas:

$$\sigma_1 = 2\sigma_0 \frac{l'^{\alpha} - 1}{l'^{\alpha} + 1}. \quad (1.20)$$

Lekin amalda σ_0 ortishi bilan tasmaning umrboqiyiligi sezilarli pasayishi namoyon bo'ladi. Shu sababli tasmlar uchun quyidagilar tavsiya etiladi: ponasimon tasma uchun $\sigma_n \leq 1,5$ Mpa, yassi tasma uchun $\sigma_n \leq 1,8$ Mpa. Foydali kuchlanish (yuklanish) qiymatining tasma umrboqiyililiga ta'siri xuddi σ_0 ta'siriga o'xshash bo'ladi. σ_0 ning ko'rsatilgan tavsiya qiymatlarida σ_1 ning ruxsat etilgan qiymatlari 2,0 – 2,5 MPa dan oshmaydi.

Markazdan qochirma kuchning kuchlanishini baholash uchun tasmaning zichligi e'tiborga olinsa, $\rho \approx 1000 \text{ kg/m}^2$ – ip gazlama, jun va charm tasmlar uchun: $\rho = 1100\text{--}1250 \text{ kg/m}^3$ – rezina to'qimali yassi va ponasimon tasmlar uchun.

Hisoblarda $\rho = 1000 \text{ kg/m}^2$ olinsa.

$v = 10 \text{ m/s}$ da $\sigma_v = 0,1$ MPa;

$v = 20 \text{ m/s}$ da $\sigma = 0,4$ MPa;

$v = 40 \text{ m/s}$ da $\sigma_v = 1,6$ MPa bo'ladi.

Shunday qilib, amalda ko'p tarqalgan o'rta tezlikda ishlaydigan ($v \leq 20 \text{ m/s}$) va sekinyurar ($v < 10 \text{ m/s}$) tasmali uzatmalar uchun markazdan qochirma kuchdan hosil bo'lgan kuchlanish sezilsiz bo'ladi.

Tasmaning egilishdan hosil bo'lgan kuchlanishni baholash uchun (1.18) formula bo'yicha E o'rta qiymatini (E ning qiymati tasmaning turli materiallari uchun 100–350 MPa) $E = 200$ MPa olamiz. Unda

$d/\delta = 200$ da $\sigma_{eg} = 1$ MPa;

$d/\delta = 100$ da $\sigma_{eg} = 2$ MPa;

$d/\delta = 50$ da $\sigma_{eg} = 4$ MPa;

$d/\delta = 25$ da $\sigma_{eg} = 8$ MPa.

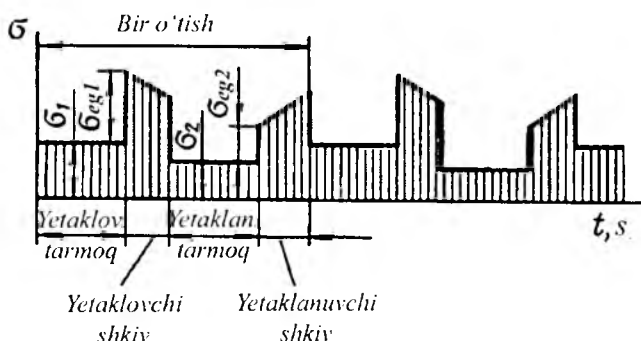
Jamlovchi kuchlanishni alohida tashkil etuvchilari qiymatlarini solishtir-sak va tasmali uzatmalarni ixcham bo'lish talabidan kelib chiqib, $\frac{d}{\delta}$ ning ki-

chik qiymati qabul qilishni e'tiborga olinsa, eguvchi kuchlanishning qiymati boshqa kuchlanishlardan eng katta bo'lishini ta'kidlash mumkin. Ko'pincha bu kuchlanish qiymati tasmadagi boshqa kuchlanishlar qiymatidan bir necha baravar ortiq bo'ladi.

σ_0 va σ , dan farq qilib σ_{eg} ning ortishi uzatmaning tortish qobiliyatini oshishiga olib kelmaydi. Aksincha, eguvchi kuchlanishlar, davriy o'zgaruvchan bo'lib, tasmani toliqishdan yemirilishining asosiy sababchisi bo'ladi.

Aslida σ_{eg} ning qiymatini d/δ ning nisbatini minimal ruxsat etilgan qiymatlar yordamida cheklashga harakat qilinadi [27-betga qarang].

Tasmaning umrboqiyliги kuchlanishlar qiymatidan tashqari, buklanishning xarakteri va o'zgarish siklining takrorlanishlariga ham bog'liq bo'ladi (1.6-shakl).



1.6-shakl. Tasma tarmoqlaridagi kuchlanishlarning o'zgarishi

Kuchlanishlar siklining takrorligi tasmaning o'tishlar takroriyliklariga teng bo'ladi:

$$U = \frac{v}{l}, \quad (1.21)$$

bunda: v – aylana tezlik; l – tasma uzunligi.

U qancha katta bo'lsa, tasmaning umrboqiyliги shuncha kam bo'ladi. Shu sababli, tasmaning o'tishlar takroriyliklariga chegaralar qo'yilgan:

$$\text{yassi tasmalar uchun } U \leq 3 - 5 \text{ s}^{-1}; \quad (1.22)$$

$$\text{ponasimon tasmalar uchun } U \leq 10 - 20 \text{ s}^{-1}$$

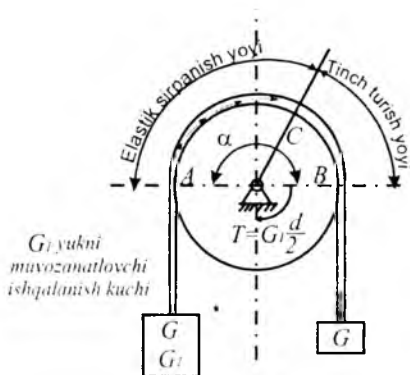
U ning ruxsat etilgan qiymatlari tasmaning minimal uzunligi yoki o'qlararo masofaning kamayishiga sabab bo'ladi. O'qlararo masofalar maxsus tavsiyalardan tanlanadi. Tasmaning qizishi ham mustahkamligi pasayishiga sabab bo'ladi.

Tasmali uzatmadan foydalanish amaliyotida asosiy parametrlarni tanlash bo'yicha yuqoridagi tavsiyalarga rioya qilinganda, tasmali uzatmaning umrboqiyliги 2000–3000 soatga teng bo'ladi.

1.4. Tasmali uzatmadagi sirpanish. Uzatmaning taranglash usullari

Rus olimi N. E. Jukovskiyning tadqiqotlari tasmali uzatma tasmaşini shkivda ikki xil sirpanishini isbotladi: elastik sirpanish va to'la sirpanish. To'la sirpanish faqat o'ta yuklanish hollarida sodir bo'ladi.

Elastik sirpanish tabiatini quyidagi tajribalaridan tushunish mumkin. 1.7-shaklda to'xtatilgan shkivdagi tasma tasvirlangan.

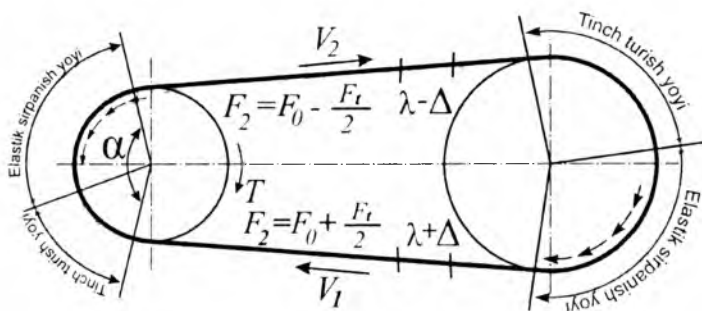


1.7-shakl. Tasmaning shkivda elastik sirpanishi

T to'xtatish momenti. Tajriba boshlanishida tasma uchlariga teng yuklar G osiladi. Bu yuklar ta'sirida shkiv va tasma orasida ma'lum bosim va unga mos bo'lgan ishqalanish kuchi hosil bo'ladi. Tasmaning chap tarmog'iga qo'shimcha yuk G_1 osiladi. Agar yuk tasma bilan shkiv orasidagi ishqalanish kuchidan katta bo'lsa, muvozanat holati buziladi va tasma shkivdan sirpanib tushadi. Aksincha bo'lsa, muvozanat holati saqlanadi. Biroq, istalgan kichik yuk G_1 osilsa, tasmaning chap tarmog'i biror qiymatga

qo'shimcha cho'ziladi. Nisbiy cho'zilish qiymati tasma erkin tarmog'i uchun doimiy bo'lib, qamrash yoyi bo'yicha asta-sekin kamayib boradi va biror nuqtada nolga tenglashadi. C nuqtaning holati G_1 yuk va AC yoy bo'ylab tasмага qo'yilgan umumiy ishqalanish kuchining tenglik shartidan aniqlanadi. Tasmaning qo'shimcha elastik cho'zilishi uning shkivda sirpanishi bilan birga boradi. Bu sirpanish elastik sirpanish, AC yoyi esa elastik sirpanishi yoyi deyiladi. BC yoyida tasma tinch holatda bo'ladi. Bu yoyi tinch turish yoyi deyiladi. Elastik sirpanish va tinch turish yoylarining yig'indisi qamrov burchagi α bilan aniqlanadigan yoyga teng bo'ladi. G_1 qancha katta bo'lsa, elastik sirpanish yoyi shuncha katta va tinch yoy kichik bo'ladi. G_1 ning qiymati ishqalanish kuchining zaxirasiga teng bo'lsa, tinch yoy nolga teng bo'ladi, elastik sirpanish yoyi esa qamrov burchagining hammasiga tarqaladi, bunda muvozanat buziladi (to'la sirpanish).

Bu tajriba misoliga o'xshash, harakat uzatayotgan tasmali uzatmada G yuklar rolini yetaklanuvchi tarmoq taranglik kuchi F_2 , qo'shimcha yuk G_1 rolini esa aylana kuch bajaradi. Yuklanish natijasida hosil bo'ladigan yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlar tarangligining ayirmasi tasmali uzatmada elastik sirpanishni hosil qiladi. Bunda elastik sirpanish yoyi tasmaning uzoqlashayotgan tarmog'i tarafda joylashadi, yetaklanuvchi shkivning yuklanishi 1.7-shaklda ko'rsatilganga o'xshash bo'ladi.



1.8-shakl. Tasma tarmoqlarida elastik sirpanishning joylashishi

Yuklanish uzatmayotgan uzatmada tasmaning biror λ uzunligi belgilanadi va yuklanish beriladi: Belgilangan qism yetaklovchi tarmoqdan o'tsa, $(\lambda + \Delta)$ ga cho'ziladi, yetaklanuvchi tarmoq esa $(\lambda - \Delta)$ ga qisqaradi. Shkiv aylana tezliklari tinch turish yoyi qismida tasma bilan birgalikda harakatlaniishi e'tiborga olinsa,

yetaklanuvchi shkiv uchun $v_1 = (\lambda + \Delta)/t$.

yetaklanuvchi shkiv uchun $v_2 = (\lambda - \Delta)/t$

yoki $v_1 < v_2$,

bu yerda, t_1 – tasma belgilangan qismining shkivlarni qamrash vaqti. Tezliklar farqi (1.2) va (1.3) formulalarda sirpanish ko'effitsienti ε bilan hisobga olinadi. Yuklanish ortishi bilan (Δ ortadi) aylana tezliklar farqi ortadi, uzatish nisbati esa o'zgaradi. Elastik sirpanish tasmali uzatmadagi uzatish nisbatining biroz o'zgaruvchanligiga sabab bo'ladi va ishqalanishdagi yo'qotishlarni ko'paytiradi.

Uzatmadagi yo'qotishlar va foydali ish ko'effitsienti. Tasmali uzatmadagi quvvat yo'qotishlari – val tayanchlaridagi yo'qotishlar tasmaning shkivlarda sirpanishi, deformatsiya, asosan, eguvchi kuchlanishda deformatsiyaning davriy o'zgarishlari, tasmadagi ichki ishqalanish tufayli hamda tasma va shkivlar harakatidagi havo qarshiligidan hosil bo'ladi.

Bu hamma yo'qotishlarni hisobiy yo'l bilan baholash qiyin, shu sababli tasmali uzatmaning foydali ish ko'effitsienti eksperimental yo'l bilan aniqlanadi.

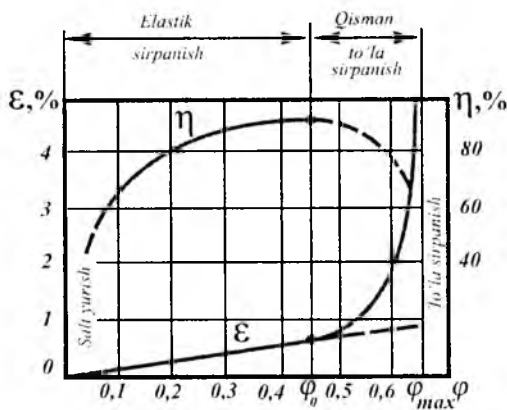
Tavsiyalarda ko'pincha yassi tasmali uzatmalar uchun $\eta = 0.97$, ponasimon tasmali uzatmalar uchun $\eta = 0.96$ bo'ladi.

Tasmali uzatmaning sirpanishi va foydali ish ko'effitsientlari egri chiziqlari.

Tasmali uzatmaning ishchanlik qobiliyatini sirpanish va foydali ish ko'effitsientlari egri chiziqlari (1.9-shakl) bilan tasniflash qabul qilingan. Bunday egri chiziqlar turli tip va materiallaridan tayyorlangan tasmalarni sinov natijalaridan hosil bo'lgan. Grafikda ordinata o'qi bo'yicha nisbiy sirpanish ε va foydali ish ko'effitsienti η qo'yilgan, absissa o'qi bo'yicha tortish ko'effitsienti φ orqali ifodalangan uzatma yuklanishi qo'yilgan:

$$\varphi = \frac{F_t}{2\varphi_0} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}.$$

Tortish ko'effitsienti φ dastlabki taranglik F_0 ning qanday qismi uzatmada foydali yuklanish F_t uchun sarf bo'lishini baholashga imkon beradi, ya'ni uzatmaning yuklanish darajasini tasniflaydi. Uzatmaning yuklanishini o'lcamsiz ko'effitsient φ orqali ifodalashning maqsadga muvofiqligini sirpanish va foydali ish ko'effitsienti yuklanishning absolyut qiymati emas, aynan uzatmaning yuklanish darajasi bilan bog'liqligi bilan tushuntiriladi.



1.9-shakl. Tasmali uzatmaning sirpanish va foydali ish ko'effitsientlari egri chiziqlari

Sirpanish egri chizig'ining boshlang'ich qismida 0 dan φ_0 gacha faqat elastik sirpanish kuzatiladi. Tasmaning elastik deformatsiyalari taqriban Guk qonuniga bo'yisgani uchun, bu qism to'g'ri chiziqligiga yaqin bo'ladi. Yuklanishning keyingi ortishi dastlab qisman, keyin esa to'la sirpanishga olib keladi. $\varphi_0 - \varphi_{max}$ qismda ham elastik, ham to'la sirpanish kuzatildi. U ε ning to'g'ri chiziq qismi bilan tutash shtrix chiziq bilan ko'rsatilgan.

Uzatmaning ishchi yuklanish qiymatini tasmali uzatma ish sharoiti yuklanish qiymati φ_0 ning kritik qiymati zonasida va undan chap tomonda tanlash tavsiya etiladi. Bu qiymatga foydali ish ko'effitsientining ham eng katta qiymati mos keladi. Qisman to'la sirpanishda ishlashga faqat qisqa muddatli o'ta yuklanish holatlarida, masalan, mashinani ishga tushurishda ruxsat etildi. Bu zonada foydali ish ko'effitsienti tasma sirpanishidan yo'qotilish oshishi sababidan keskin pasayadi, tasma esa tez yeyiladi. Qisman to'la sirpanish zonasining o'lchami uzatma-ning qisqa muddatli o'ta yuklanishni qabul qilish qobiliyatini tasniflaydi.

$\frac{\varphi_{max}}{\varphi_0}$ ning tasmalar uchun qiymati:

- yassi charm va jun tasmalar uchun – 1,35–1,5;
- rezina to'qimali yassi tasmalar uchun – 1,15–1,3;
- ip-gazlama yassi tasmalar uchun – 1,25–1,4;
- ponasimon tasma uchun – 1,5–1,6.

Uzatmaga qanchalik katta yuklanish tushsa, sirpanish hodisasi shunchalik ko'p seziladi. Agar harakatdagi uzatmaning yetaklanuvchi shkivdagi qarshilik momenti ma'lum qiymatdan ortib ketsa, shkiv butunlay aylanmay qo'yadi. Bu holatda tasma yetaklanuvchi shkiv ustidan sirpanib ketadi. Bu hodisa **to'la sirpanish hodisasi** deyiladi. Tasmaning bunday sharoitda ishlashiga yo'l qo'ymaslik kerak.

Tasmadagi ruxsat etilgan foydali kuchlanish. Sirpanish egri chiziqlari bo'yicha σ_0 ni aniqlab, sinalayotgan uzatma uchun ruxsat etilgan foydali kuchlanish aniqlanadi:

$$[\sigma_t]_0 = \frac{2\varphi_0\sigma_0}{S}, \quad (1.23)$$

bu yerda, $S \approx 1,2-1,4$ – to'la sirpanish bo'yicha tortish qobiliyatining zaxirasi.

Yassi tasmalar uchun ruxsat etilgan foydali kuchlanish qiymati $\sigma_0 = 1,8$ MPa holat uchun 1.1 – jadvalda ko'rsatilgan.

1.1-jadval

Yassi tasmalar uchun ruxsat etilgan foydali kuchlanish

Tasma turi	d_1/δ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
1. Rezina to'qimali	–	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
2. Charm	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,4	2,5	2,6
3. Ip-gazlama	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
4. Jun	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,47	1,47	1,6	1,55	1,6	1,65

Eslatma. 1. $\sigma_{ti} = 2,0$ MPa bo'lsa, $[\sigma_t]$ ning jadvaldagi qiymatlari oshiriladi, $\sigma_{ti} = 1,6$ MPa da esa 10% ga kamaytirish zarur bo'ladi. 2. Plastmassa va yog'ochdan tayyorlangan shkivlar uchun $[\sigma_t]_0$ taxminan 20% ga oshiriladi. 3. Nam va chang xonalarda ishlaganda $[\sigma_t]_0$ 10...30% ga kamaytiriladi.

Tipovoy uzatma uchun $[\sigma_t]_0$ qiymatidan loyihalalanayotgan uzatma uchun ruxsat etilgan foydali kuchlanishga o'tish tuzatuvchi koeffitsientlar yordamida amalga oshiriladi:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 C_\alpha C_v C_p C_0, \quad (1.24)$$

bu yerda, C_α – qamrov burchagi ko'effitsienti. Qamrov burchagi kamayishi bilan uzatma tortish qobiliyatining pasayishi hisobga olinadi:

α , grad	150	160	170	180	200	220
C_α	0,91	0,94	0,97	1,0	1,1	1,2

C_v – tezlik ko'effitsienti faqat avtomatik taranglanmaydigan uzatmalar uchun kiritiladi va markazdan qochirma kuch ta'siridan tasmaning shkivga siqilishining kamayishini hisobga oladi:

V , m/s	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,00	0,95	0,88	0,79	0,68

C_p – yuklanish sharoiti ko'effitsienti, yuklanish davriy tebranishlarini tasma umrboqiyiligiga ta'sirini hisobga oladi:

Yuklanish	Tekis	Past tebranishlar	Sezilarli tebranishlar	Zarbli va tez o'zgaruvchan
C_p	1 – 0,85	0,9 – 0,8	0,8 – 0,7	0,7 – 0,6

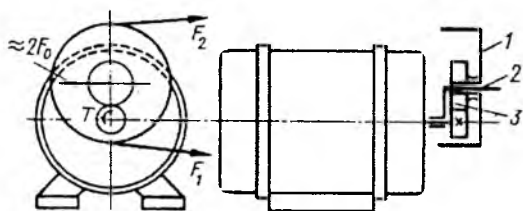
C_0 – tasmani taranglash usuli va uzatma o'qlarini gorizontga nisbatan qiyaligini hisobga oluvchi ko'effitsient (vertikal uzatmalarda tasmaning o'z massasi uni pastki shkivga siqilishini kamaytiradi):

Uzatma markazining gorizontga nisbatan qiyaligi	0 – 60°	60 – 80°	80 – 90°
Avtomatik taranglanadigan uzatmalar, S_0	1	1	1
Davriy taranglanadigan uzatmalar S_0	1	0,9	0,8

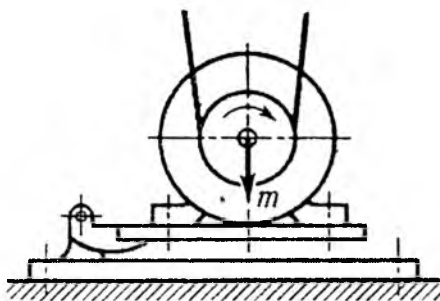
(1.24) formula hamma tipdagi tasmali uzatmalar uchun umumiydir. Amalda bu ko'rinishda formula faqat yassi tasmali uzatmani hisoblashda ishlatiladi. Ponasimon tasmali uzatmani hisoblash esa quyida ko'riladi.

Tasmani taranglash usullari. Yuqorida F_0 ni taranglash qiymati uzatmaning umrboqiyiligi, tortish qobiliyati va foydali ish ko'effitsientiga sezilarli ta'sir etishi ko'rilgan edi. Eng samarali va uzoq ishlaydigan uzatmalar ishqalanish ko'effitsienti zaxirasi kichik (F_0 ning zaxirasi kichik) uzatmalar bo'ladi. Amalda ko'p tasmali uzatmalar yuklanish sharoitida ishlaydi, uzatmaning hisobi esa yuklanishlardan eng maksimali bo'yicha bajariladi. Bunda dastlabki tarangligi o'zgarmas bo'lgan uzatmalarda yuklanish kamaygan sharoitlardagi ortiqcha yuklanish umrboqiylik va foydali ish ko'effitsientini pasaytiradi. Shu nuqtayi nazardan, tasmaning tarangligi yukla-

nish o'zgarishi bilan avtomatik o'zgaradigan uzatma konstruksiyalar maqsadga muvofiq hisoblanadi. Bunda $F/F_0 = \text{const}$ bo'ladi. Bunday uzatma 1.10-shaklda ko'rsatilgan. Bunda tasmali uzatma tishli uzatma bilan aralash qo'llangan. Shkiv 1 tebranuvchi richag 2 ga o'rnatilgan, bu richag bir vaqtda tishli uzatma yetaklanuvchi g'ildiragi 2 ning o'qi bo'ladi. Tasmaning tarangligi $2F_0$ tishli uzatma ilashmasidagi aylana kuchga teng bo'ladi, ya'ni yuklanish momentiga proporsional bo'ladi. Uzatmaning afzalligi – markazdan qochirma kuchlar tortish qobiliyatiga ta'sir etmaydi (uzatma katta tezliklarda ishlashi mumkin). Uzatmaning kamchiliklari: konstruksiyaning murakkabligi va o'ta yuklanish holatlarida buzilishdan o'zini asrash qobiliyatining yo'qolishi.



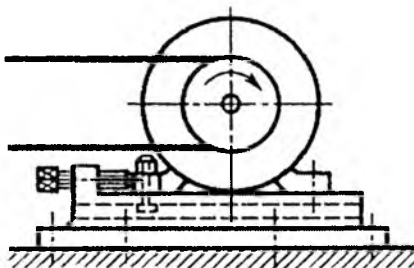
1.10-shakl. Avtomatik taranglanadigan tasmali uzatma



1.11-shakl. Tarangligi elektrodvigatel massasi bilan avtomatik boshqariladigan tasmali uzatma

1.11-shaklda ko'rsatilgan uzatmaning tarangligi avtomatik ravishda doimiy saqlab turiladi. Bunda taranglik tebranadigan plitada o'rnatilgan elektrodvigatel massasi bilan amalga oshiriladi. Doimiy taranglik taranglanuvchi rolikli uzatmalarda ham ta'minlanadi (1.14, g-shaklga qarang).

Taranglashning uchinchi usuli tasmani davriy tortish (cho'zilishiga qarab) bo'lib, bu usul vint va unga o'xshash qurilma vositasida amalga oshiriladi (1.12-shakl).



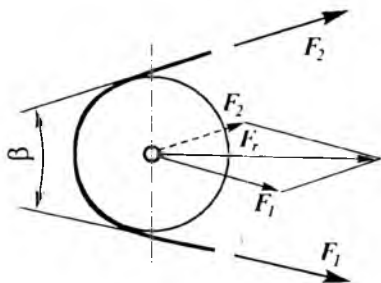
1.12-shakl. Tasma tarangligini vint yordamida sozlash

Bunda dvigatel plita yo'naltiruvchilarida harakatlanadi. Davriy taranglash uchun uzatmani muntazam ravishda kuzatish zarur bo'ladi. Agar uzatmani kuzatish amalga oshirilmasa, unda to'la sirpanish va tasmaning yeyilishi sodir bo'lishi mumkin.

Tasmali uzatma val va tayanchlariga tushadigan yuklanish. Tasma tarmoqlaridagi taranglik kuchlari (F_1 dan tashqari) tasmali uzatmaning val va tayanchlariga tushadi (1.13-shakl). Bu yuklanishning teng ta'sir etuvchisi

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \beta} \approx 2F_0 \cos\left(\frac{\beta}{2}\right). \quad (1.25)$$

Odatda, F_r kuch F_1 dan 2–3 bor katta bo'ladi (tishli uzatmada $F_r \approx F_1$). Bu narsa tasmali uzatmaning kamchiliklaridan biri hisoblanadi.



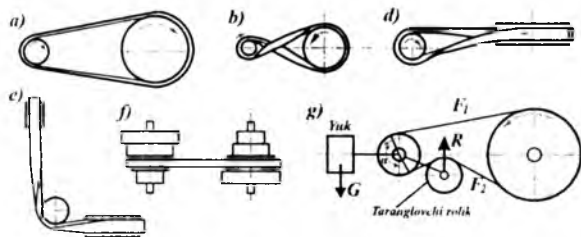
1.13-shakl. Tasmali uzatma val va tayanchlariga tushadigan yuklanish

1.5. Yassi tasmali uzatmalar

Bunday uzatmalarda ishlatiladigan tasmalar ko'ndalang kesimining yon tomoni eniga qaraganda sezilarli darajada kichik bo'lgan to'g'ri to'rtburchakdan iborat. Shuning uchun ham ular **yassi tasmalar** deb yuritiladi.

Ponasimon tasmali uzatmalar paydo bo'lgunga qadar yassi tasmali uzatmalar ko'p qo'llangan. Ular oddiy tuzilgan, katta tezlikda ishlashi mumkin, tasmaning katta qayishqoqligi tufayli nisbatan yuqori umrboqiylikka va foydali ish koeffitsientiga ega bo'ladi. Mashinasozlikda eni 15 mm dan 1200 mm gacha bo'lgan yassi tasmalar ishlatiladi.

Yassi tasmali uzatmaning turlari. Yassi tasmali uzatma sxemalarining ko'plab turlari qo'llanadi. Bu sxemalardan eng tipiklarini ko'rib chiqamiz. Amalda ko'pincha oddiy tuzilgan ochiq uzatma (1.14-*a* shakl) ko'p qo'llaniladi.



1.14-shakl

Yassi tasmali uzatmalar:

a – ochiq uzatma; *b* – ayqash uzatma; *d* – yarim ayqash uzatma; *e* – burchakli uzatma;
f – pog'onasimon shkiqli uzatma; *g* – taranglovchi rolikli uzatma

Ochiq uzatma vallar parallel joylashganda va shkiqlar bir tomonga aylanganda qo'llaniladi. Boshqa sxemalarga qaraganda bu sxemada qo'llangan tasmaning ishchanlik qobiliyati va umrboqiyligi yuqori bo'ladi. Ayqash uzatmada tasma tarmoqlari kesishadi (1.14-*b* shakl), shkiqlar esa teskari tomonga aylanadi; yarim ayqash uzatma (1.14-*d* shakl)da val o'qlari biron-bir burchakda ayqash bo'ladi. Burchakli uzatma (1.14-*e* shakl)da val o'qlari biron-bir burchakda kesishadi. Ayqash va burchakli uzatmalarda yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlarning qo'shimcha buklanishi, buralishi va o'zaro ishqalanishi oqibatida tasma tezroq yeyiladi. Bu uzatmalardagi yuklanish ochiq uzatmalar yuklanishining 70-80% idan ko'p olinmaydi.

Pog'onasimon shkivli boshqariladigan uzatma (1.14-f shakl) uzatish nisbatini boshqarish zarur bo'lgan hollarda qo'llanadi.

Taranglovchi rolikli uzatma (1.14-g shakl) kichik o'qlararo masofa va katta uzatish nisbatlarida qo'llanadi. U avtomatik ravishda tasmaning doimiy tarangligini ta'minlaydi. Bu uzatmada qamrov burchagi α , demak, tasmaning tortish qobiliyati ham o'qlararo masofa va uzatish nisbatiga bog'liq bo'lmaydi. Amalga oshirish mumkin bo'lgan α va i ning xohlagan qiymatida $\alpha > 180^\circ$ ni olish mumkin. Taranglovchi rolikni tasmaning yetaklanuvchi tarmog'iga o'rnatish tavsiya etiladi. Bunda rolikni tasmaga siqish uchun zarur bo'lgan kuchning qiymati kamayadi, tasmaning rolikda qo'shimcha bukilishi esa tasma umrboqiyiligiga kam ta'sir etadi, chunki yetaklanuvchi tarmoq kam yuklanadi. Bunday uzatmaning asosiy kamchiligi tasma umrboqiyiligining teskari ishorali qo'shimcha buklanishidan kamayishi hisoblanadi. Taranglovchi rolikli uzatmaning qo'llanishi ponasimon tasmali uzatma ixtiro etilgandan so'ng ancha kamaydi, chunki ular ham α ni kamaytirib i ni qisqarishiga imkon beradi.

Yassi tasmalarning asosiy turlari. Mashinasozlikda yassi tasmalarning quyidagi turlari ishlatiladi.

Charm tasmalar yaxshi tortish qobiliyati va yuqori chidamlilikka ega. Ular o'zgaruvchan yuklanish ta'sir etadigan va tezligi 40–45 m/s bo'lgan uzatmalarda ishlatiladi. Charm tasmalarning kamchiligi shundan iboratki, ularni yuqori haroratli va zax joylarda ishlatib bo'lmaydi. Charm tasmalarning yuqori narxi va kamyobligi ularning qo'llanishini sezilarli kamaytiradi. Charm tasmalarning mustahkamlik chegarasi $\sigma_v = 200\text{--}250$ MPa.

Rezina to'qimali tasmalar. Bu turdagi tasmalar sanoatda eng ko'p tarqalgan. Ular nisbatan chidamli bo'lib, 30 m/s gacha tezlik bilan harakatlanadigan uzatmalarda ishlatiladi.

Bu tasmalar vulkanizastiyalangan rezinalar yordamida bir-biriga yopishtirilgan bir necha qavat gazlamadan iborat. Tasma gazlama qismining elastiklik moduli rezinanikiga nisbatan katta bo'ladi va yuklanishning asosiy qismini qabul qiladi. Tasmada rezina gazlama qavatlarini bir butun qilib yopishtiradi va zarur ishqalanish koeffitsienti hamda egiluvchanlikni ta'minlaydi, gazlama to'qimalarni buzilishdan saqlaydi. Tasmadagi gazlama qavatlar soni 2–9 ta bo'lishi mumkin. Bu tasmalar mustahkam, elastik, namlik va harorat o'zgarishlariga kam ta'sirchan bo'lib, charm tasmalarni almashtirishi mumkin. Rezina-to'qimali

tasmalarni yogʻ, benzin, kerosin va ishqor tushishidan asrash kerak, chunki bu moddalar rezinani buzishi mumkin. Bundan tashqari, ularni kichik diametrli shkiylarda ishlatib boʻlmaydi. Chunki bunday hollarda tasma qavatlar ajralib ketishi mumkin. Rezina-toʻqimali tasmalarning mustahkamlik chegarasi $\sigma_1 = 30 - 40$ MPa ni tashkil etadi.

Ip-gazlama tasmalar. Bu tasmalar bir necha qavat asos va maxsus tarkib (bitum, ozokerit) shimdirilgan arqoqdan iborat yaxlit mato shaklida tayyorlanadi. Bunday tasmalar yengil va egiluvchan boʻlib, nisbatan kichik diametrli shkiylarda katta tezlik bilan ishlashi mumkin. Ip-gazlama tasmalarning tortish qobiliyati va chidamliligi rezinalangan tasmalardan past boʻladi. Ular, asosan, kam quvvatli, tez harakatlanuvchi uzatmalarda ishlatiladi. Bu tur tasmalar arzon turadi, ammo boshqa tasmalarga qaraganda tez ishdan chiqadi, chunki titilib ketadi. Bu tasmalarning mustahkamlik chegarasi 50 MPa dan kam boʻladi.

Jun tasmalar – asosi koʻpqatlamli jun va maxsus tarkib (alif asosidagi surik boʻyogʻi) shimdirilgan ip-gazlama arqoqdan iborat toʻqima. Jun tasmalar egiluvchan boʻlganligi uchun toʻsatdan oʻzgaruvchan yuklanishli uzatdigan uzatmalarda, shkiylar diametri kichik boʻlganda ishlatilishi mumkin. Jun tasmalar harorat, namlik, chang, kislotalar taʼsiriga kam taʼsirchan boʻladi, lekin ularning tortish qobiliyati, boshqa tur tasmalardan past. Bu tasmalar quvvati oʻrtacha va katta boʻlgan uzatmalarda ishlatiladi.

Yupqa qobiqli tasmalar – poliamid smolalar asosidagi plastmassa va kapron yoki lavsan kordlardan iborat tasmaning yangi turi. Bu tasmalar yuqori statik mustahkamlik va toliqishga qarshilikka ega. Yupqa qalinlikda (0.4–1.2 mm) ular sezilarli yuklanish (15 kW gacha) uzatishi mumkin, shkiylarning kichik diametri va tezyurur uzatmalarda ($v \leq 60$ m/s) ishlatilishi mumkin. Tasmaning tortish koeffitsientini oshirish uchun maxsus friksion qoplama ishlatiladi. Yupqa qobiqli tasmalar va kichik shkiy minimal diametrining qiymatlari quyidagi tavsiya boʻyicha qabul qilinadi:

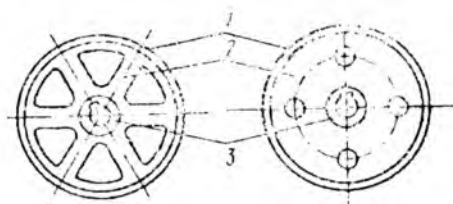
δ , mm	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2
D_1 , mm	28	36	45	56	63	75	80	90	100

Tasma uchlarini ulash. Yassi tasmalar koʻpincha uzun tasmalar tarzida tayyorlanadi va rulon holda saqlanadi. Shuning uchun uzatmalarda tasmalardan foydalanishda keragicha uzunlikdagi tasma qirqib olinib, ikki uchi ulanadi. Tasmali uzatmaning ishiga, ayniqsa, katta tezlikda tasma uch-

larini biriktirish (ulash) katta ta'sir etadi. Tasma uchlarini sifatsiz ulash uni muddatidan ilgari ishdan chiqishiga sabab bo'ladi va uzatmaning tortish qobiliyatini pasaytiradi. Tasma uchlarini ulash usullari uchta asosiy guruhga bo'linadi: tikish, yelimlash hamda metall ulagichlar vositasida ulash.

So'nggi yillarda sanoatda ma'lum uzunlikdagi uzluksiz tasmalar ko'rinishida yassi tasmalar (masalan yupqa qobiqli) ishlab chiqarila boshlandi. Unday tasmalarning chidamliligi odatdagidan yuqori bo'lib, uzatmalarning tezligini oshirishga imkon beradi.

Yassi tasmali uzatmalarning shkiqlari. Shkiqlar mumkin qadar yengil va mustahkam bo'lishi kerak. Tasmaning yeyilishini kamaytirish maqsadida shkiqlarning sirtiga alohida ishlov beriladi. Shkiqlar cho'yan, po'lat, yengil qotishma va plastmassadan tayyorlanadi. Eng ko'p tarqalgani quyma cho'yan shkiqlardir. Ulardan tezligi 30 m/s gacha bo'lgan uzatmalarda foydalaniladi. Tezlik bundan ortiq bo'lganda po'lat shkiq (СТ-25JI dan kam emas) ishlatish tavsiya etiladi. Juda katta tezlik bilan ishlaydigan uzatmalarda yengil (alyuminiy) qotishmalardan tayyorlangan shkiqlar ishlatilgani ma'qul. Odatda, shkiq uchta asosiy qism: gardish (to'g'in) 1, gupchak 3 va kegay yoki disk 2 dan iborat bo'ladi (1.15-shakl).



1.15-shakl. Shkiqning tuzilishi

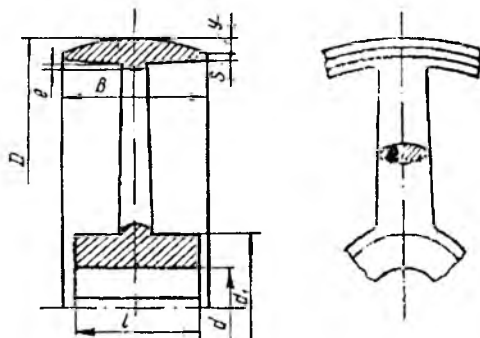
Shkiq diametri hisobdan aniqlanadi va standart qiymat bo'yicha qabul qilinadi. Standart qator bo'yicha shkiq diametrining qiymatlari (mm da): 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

Shkiq gardishining eni B uzatmani hisoblashda aniqlanadi, qalinligi esa puxtalik va texnologik nuqtayi nazardan olinadi. Tasma shkiq gardishidan oson chiqib ketmasligi uchun shkiqning sirti ma'lum darajada qavariq qilib tayyorlanadi (1.16-shakl). Qavariqlikning balandligi (salqiligi) 1.2-jadvaldan tanlanadi.

Shkiv diametrining qavariqlik balandligi

Gardish eni B , mm	Shkiv diametri				
	250–280	315–355	400–450	500–560	630–1000
125 gacha	0,8	1,0	1,0	1,0	1,0
125 dan 160 gacha			1,2	1,5	1,5
160 dan katta					2,0

Gardishning chekkadagi qalinligi $S=0,005d+3$ mm. Gardishning disk bilan ravon birikishi uchun chiqig'ining qalinligi (rift balandligi deyiladi) $e = S+0,02B$.



1.16-shakl. Yassi tasma shkivining asosiy geometrik o'lchamlari

Gupchak o'lchamlari (d_1 , l) teshik diametri d bilan quyidagicha bog'liq bo'ladi:

$$d_1 = (1,8 \div 2,0)d,$$

$$l_1 = (1,5 \div 2,0)d.$$

Diametri 300 mm gacha bo'lgan shkivlar, odatda, rift (spist)siz qilinadi. Ular disklarining qalinligi $S_1 \approx (0,8 \div 1)S$. Diametri 500 mm gacha bo'lgan shkivlarning spistlari soni $z = 4$, $d > 500$ mm da esa $z = 6$ qilib tayyorlanadi. Shartli ravishda F , kuchini $z/3$ spistlar qabul qiladi deb hisoblanadi. Elliptik kesimdagi spistlar egilishga hisoblanadi. Spistlar-

ning hisobiy kesimini shartli ravishda shkiv markazidan spist o'qiga perpendikulyar diametral tekislikda joylashtiriladi. Ellips o'qlarining nisbati $a:h = 0,4$.

Shartli kesmda bitta spistning qarshilik momenti:

$$W' = \frac{\pi a h^3}{32} = \frac{\pi}{32} 0,4 h^3.$$

Mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{eg} = \frac{3M_{eg}}{zW} = \frac{3F_t d}{2zW} \leq [\sigma_{eg}],$$

bunda

$$h \geq \sqrt[3]{\frac{38F_t d}{z[\sigma_{eg}]}},$$

Gardishga yaqin kesimda ellips o'qlari o'lchamlari:

$$a_1 = 0,8; h_1 = 0,8 h.$$

Yassi tasmali uzatmalarni hisoblash

Odatda, loyihalovchi hisobni bajarish uchun quvvat P_1 (kW), aylanishlar takroriyliklari n_1 (min^{-1}), uzatish nisbati (i) ma'lum bo'lishi kerak. Hisoblash natijasida shkiv diametrlari d_1, d_2 o'qlararo masofa a va tasma turi hamda uning o'lchamlari (b, δ, l) aniqlanadi.

Hisoblash jarayonida yuqorida keltirilgan hamda quyidagi tavsiyalarni e'tiborga olish kerak:

$\alpha \geq 150^\circ; i \leq 5$	ochiq uzatma uchun;
$i = 10; u \leq 8(10)s^{-1}$	taranglovchi rolikli uzatma uchun;
$a \geq 2(d_1 + d_2); u \leq 3(5)s^{-1}$	ochiq uzatmalarda;
$d_1/\delta \geq 25$	charm tasmalar uchun;
$\delta_1/\delta \geq 30$	rezina to'qimali tasma uchun.

Yassi tasmali uzatmalar quyidagi tartibda hisoblanadi:

1. Yetaklovchi shkivning diametri aniqlanadi:

$$d_1 = 6 \sqrt[3]{T_1} \text{ mm.}$$

bu yerda, T_1 – yetaklovchi shkivdagi burovchi moment, Nm.

Topilgan qiymat bo'yicha d_1 ning standart qiymati qabul qilinadi.

2. Yetaklanuvchi shkivning diametri hisoblanadi:

$$d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon) \text{ mm}$$

bu yerda, ε – sirpanish koeffitsienti.

d_2 ning standart qiymatini qabul qilamiz.

3. d_1 , d_2 ning standart qiymatlari bo'yicha uzatish nisbatini hisoblaymiz:

$$i' = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

Topilgan uzatish nisbatidan foydalanib, yetaklanuvchi shkivning haqiqiy aylanishlar takroriyiligi aniqlanadi.

4. n_2 ning qiymati dastlabki (kinematik hisobdagi) miqdoridan 5% gacha farq qilishi mumkin.

5. d_1 , d_2 larning qiymatidan o'qlararo masofa hisoblanadi:

$$a = 2 (d_1 + d_2), \text{ mm.}$$

6. Tasmaning kichik shkivdagi qamrov burchagi hisoblanadi:

$$\alpha = 180^\circ - 57 \frac{d_2 - d_1}{a}.$$

7. (1.6) formula bo'yicha tasma uzunligi hisoblanadi.

8. Tasmaning tezligi aniqlanadi:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \text{ m/s.}$$

9. Ma'lum quvvat P_1 kW va topilgan v asosida aylana kuch hisoblanadi:

$$F_t = \frac{P_1 10^3}{v_1} \text{ N.}$$

10. 1.3–1.5-jadvallardan yassi tasma turini tanlaymiz.

Rezina to'qimali yassi tasmalar (ГОСТ 23831–79 bo'yicha)

Texnik xarakteristikalar	Gazlama qavat			
	Б-800	БКНЛ	ТА-150 TK-150	TK-200
1. Eni qavatining nominal mustahkamligi, (N/mm): asosi bo'yicha: arqoq bo'yicha.	55 16	55 20	150 65	200 65
2. Qavatga tushadigan eng katta ruxsat etilgan yuklanish P_0 N/mm	3	3	10	13
3. Rezina qatlamli qavatning hisobiy qalinligi, mm	1,5	1,2	1,2	1,3
4. Rezina qatlamli qavatning sirt zichligi, kg/m ²	1,6	1,3	1,3	1,4
5. Tasmaning B (mm) enidagi qavatlar soni:				
20–71	3–5	3–5	—	—
80–112	3–6	3–6	—	—
125–560	3–6	3–6	3–4	3–4

Eslatma. 1. Qavat to'qimalari: Б-800 – ip-gazlama; БКНЛ – poliefir va paxta; TK-150, TA-150, TK-200 sintetik.

2. Tasmaning eni standart qatordan tanlanadi: 20; 25; 32; 40; 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560 (qator ГОСТdan qisqartirilgan holda keltirilgan).

Charm yassi tasmalar (ГОСТ 18679-73 bo'yicha)

Qalinligi δ , mm	Eni b , m
3	16; 20; 25
3,5	32; 40; 50;
4	63; 71
4,5	80; 90; 100; 112
5	125; 140
5,5	160; 180; 200; 240; 250; 280; 355; 400; 450; 500; 560

Ip gazlama tasmalar (ГОСТ 6982-75 dan)

Qalinligi δ , mm	Eni b, m
4,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100
6,5	30; 40; 50; 60; 75; 90; 100; 115; 125; 150; 175
8,5	50; 60; 75; 90; 100; (115); 125; 150; (175); 200; (224); 250

Eslatma. Qavs ichida tasma enining tavsiya qilinmaydigan qiymatlari keltirilgan.

Tasma turi uchun jadvallardan olingan qiymatlar bo'yicha (z – qatlamlar soni, δ_0 – qatlam qalinligi, p_0 – qavatga tushadigan eng katta yuklanish).

$$\delta = \delta_0 z \leq 0,025 d_1$$

shart tekshiriladi.

11. Tasma qavatining 1 mm eniga tushadigan ruxsat etilgan ishchi yuklanishi hisoblanadi:

$$[p] = p_n C_\alpha C_v C_p C_n,$$

bu yerda, C_α, C_v, C_p, C_n – koeffitsientlar qiymatlarini (1.24) formuladagi izohdan qarang.

12. Tasmaning eni hisoblanadi:

$$b \geq \frac{F_t}{z[p]},$$

hisoblab topilgan qiymat standart qator bo'yicha tanlanadi.

13. Tasmaning dastlabki tarangligi hisoblanadi:

$$F_0 = \sigma_0 b \delta,$$

bundan

$$\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$$

olinadi.

14. Tasmaning yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlaridagi kuchlar hisoblanadi:

$$F_1 = F_0 + 0,5 F_t,$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 F_t.$$

15. Tasmada hosil bo'ladigan kuchlanishlar hisoblanadi (1.15, 1.18, 1.19 formulalar):

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{b\delta}, \quad \sigma_{eg} = E \frac{\delta}{d_1}, \quad \sigma_v = \rho v^2,$$

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_{eg} + \sigma_v.$$

16. Tasma umrboqiyligi hisoblanadi:

$$H_0 = \frac{\sigma_{-1}^6 10^7 C_1 C_{yu}}{\sigma_{max}^6 \cdot 2 \cdot 3600u} \text{ soat.}$$

bu yerda, $u = \frac{V}{L}$ – tasma o'tishlar soni; C_1 – uzatish nisbatini hisobga oluvchi koeffitsient, $C_1 \approx 1,5\sqrt[3]{i} - 0,5$; C_{yu} – yuklanish o'zgarishini hisobga oluvchi koeffitsient, davriy o'zgaruvchan yuklanishda $C_{yu}=2$, o'zgarmas yuklanishda $C_{yu} = 1$, σ_{-1} – tasmaning toliqish chegarasi, rezina to'qimali va chamm tasmalar uchun $\sigma_{-1} = 7 \text{ MPa}$.

Tasmning umrboqiyligi N_0 ni 2000 soatdan kam bo'lmasligi tavsiya etiladi.

17. Uzatmaning valiga tushadigan yuklanish hisoblanadi:

$$F_v = (2 + 3)F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

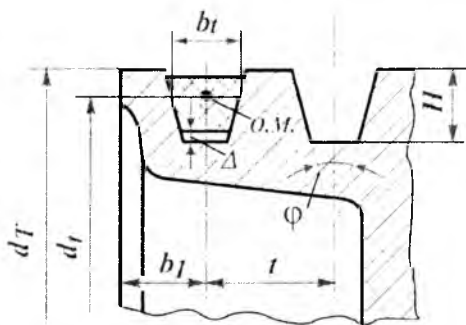
bunda uzatma avtomatik taranglansa 2, davriy taranglansa 3 olinadi.

18. Tasmali uzatma shkivining konstruktiv o'lchamlari hisoblanadi. Bunda shkivning eni $B = 1,1b + (5 - 15) \text{ mm}$. Shkivning valga o'tkaziladigan o'lchami valning hisobidan aniqlanib, qolgan o'lchamlari yuqorida keltirilgan tavsiyalardan hisoblab belgilanadi.

1.6. Ponasimon tasmali uzatmalar

O'qlararo masofa kichik, uzatish nisbati esa katta bo'lgan uzatmalarda yassi tasma qoniqarli ishlaymaydi. Bunday hollarda ponasimon tasmadan foydalanish ma'qul bo'ladi. Shu sababli yuritmalarda ponasimon tasmali uzatma ko'proq tarqalgan.

Konstruksiyaning prinsipiial asoslari. Bu uzatmada tasma ko'ndalang kesimi ponasimon yoki trapetsiya shaklida bo'lib, shkivning mos ariqchalarida joylashadi (1.1, 1.17-shakllar). Uzatmada bir yoki bir necha tasma bo'lishi mumkin. Eguvchi kuchlanishni kamaytirish maqsadida bitta qalin tasma o'miga bir necha yupqa tasmalarni qo'llash mumkin.



1.17-shakl. Ponasimon tasmaning shkiv ariqchasiga joylashuvi

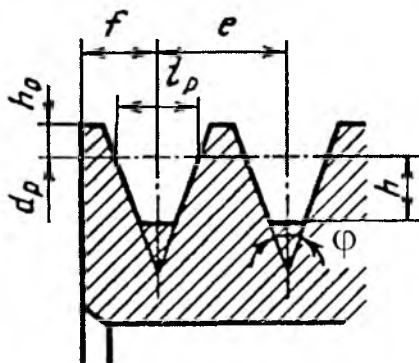
Bunday tasmalar kiydiriladigan shkivlarda shu tasmalarga mos tayyorlangan ariqchalar bo'ladi. Lekin shkiv ariqchalarining chuqurligi tasma ko'ndalang kesimining balandligidan kattaroq bo'lishi kerak, chunki tasma shkivdagi ariqchaga joylashganda, uning pastki sirti bilan shkiv orasida ochiq joy qolishi lozim. Shunday qilgandagina tasmaning ishchi hisoblangan yon yoqlari shkivdagi ariqchaning yon yoqlariga butunlay yopishadi. Shu bilan birga tasma shkiv diametri D_f dan tashqariga chiqishi kerak emas, chunki, bu holda, ariqcha qirralari tasmani kesishi mumkin.

Shkivning hisobiy diametri tasma ko'ndalang kesim og'irlik markazi yoki tasma eni b egilishdagi neytral qatlam joylashgan aylana diametri hisoblanadi. Shkiv ariqchasi shaklini aniqlovchi o'lchamlar ($H, \phi, b_p, e, f, d_f, d_p$) ni standartning mos jadvallaridan tasma ko'ndalang kesimi (ular ham standartdan olinadi) bo'yicha tanlanadi (1.6-jadval).

Ponasimon tasmaning qo'llanishida uzatmaning tortish qobiliyati ishqlanishni oshirish hisobiga ko'paytiriladi. Tasma tarangligidan uni dl uzunlikdagi elementi shkivga dR kuch bilan siqilganda, aylana kuch yo'nalishida ta'sir etuvchi elementar ishqalanish kuchi 1.18-shaklda keltirilgan.

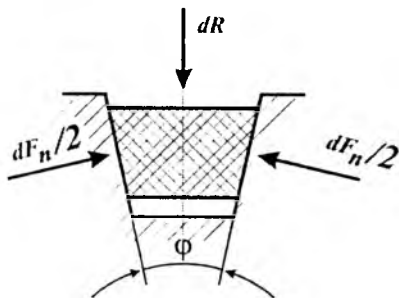
1.6-jadval

**Ponasimon tasmali uzatma shkivi ariqchalarining
(ГОСТ 20889-80 dan) o'lchamlari, mm da**



Tasma	Ariqcha o'lchamlari					Ariqcha profil burchaklari			
						34°	36°	38°	40°
kesimi	l_1	h	h_0	f	e	d_k			
O	8,5	7,0	2,5	8,0	12,0	63-71	80-100	112-160	≥ 180
A	11,0	8,7	3,3	10,0	15,0	90-112	125-160	180-400	≥ 450
Б	14,0	10,8	4,2	12,5	19,0	125-160	180-224	250-500	≥ 560
B	19,0	14,3	5,7	17,0	25,5	200-315	200-315	355-630	≥ 710
Г	27,0	19,9	8,1	24,0	37,0	—	315-450	500-900	≥ 1000
Д	32,0	23,4	9,6	29,0	41,5	—	500-560	630-1120	≥ 1250

Eslatma. Shkiv eni $B = (z - 1)e + 2f$, z – tasmalar soni.



1.18-shakl. Shkivning elementar qismiga ta'sir etuvchi kuchlar

$$dF = dF_n f = dRf / \sin(\varphi/2).$$

O'xshash sharoitda yassi tasma uchun $dF = dRf$.

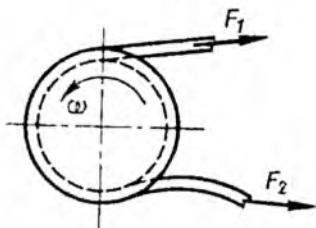
Bu formulalarni taqqoslab, ponasimon tasmali uzatmada φ pona burchagi kamayishi bilan ishqalanish ortishini ta'kidlash mumkin.

Qiymat

$$\frac{f}{\sin \frac{\varphi}{2}} = f' \quad (1.26)$$

keltirilgan ishqalanish koeffitsienti deyiladi. Standart tasmalar uchun φ burchak 40° ga teng. Bunda

$$f' = \frac{f}{\sin 20} \approx 3f. \quad (1.27)$$

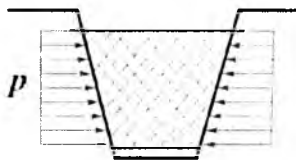


1.19-shakl. Tasma uzoqlashuvchi tarmog'ining qo'shimcha bukilishi

Tasmaning ponasimon shakli uning shkiv bilan ilashishini taxminan 3 marta oshiradi. Ilashish φ burchakni yana ham kamaytirib ortishiga

tasmaning shkiv ariqchalarida o'zi qisilib qolishi halaqit beradi. O'zi qisilib qolishda tasma uzoqlashuvchi tarmog'ida qo'shimcha egilish bo'ladi (1.19-shakl), tasma qisilishidan u qo'shimcha bukiladi va tasma to'liqishdan tez yemiriladi.

Shkiv ariqchasi profil burchagini aniqlashda tasma yon tomonida bosim notekis tarqalishi hisobga olinadi (1.20-shakl). Bunda tasmaning umrboqiyliги kamayadi. Bosimni tenglashtirish maqsadida ariqcha burchagi tasma profil burchagidan kichik olinadi. Ponasimon tasmali uzatmalar shkivlari o'lchamlarida standart bo'yicha ariqchalar 30–40° burchakda tayyorlanadi.



1.20-shakl. Tasma yon tomonida bosimning notekis taqsimlanishi

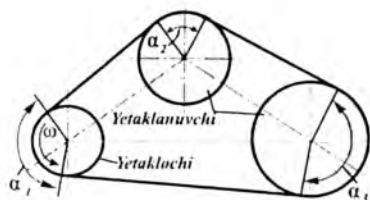
Ponasimon tasmali uzatmada ishqalanish sezilarli ortishi yassi tasmali uzatmaga nisbatan ancha kam qamrov burchaklarida ham yuklanish qobiliyatini saqlab qolishga imkon beradi. (1.12) formulaga binoan, $F_0 = \text{const}$ da bu uzatmalarning tortish qobiliyati (yoki F_t kuchning qiymati) quyidagi tartibda doimiy bo'ladi:

$$\alpha_n f^I = \alpha_{va} f,$$

bu yerda, α_n va f^I – ponasimon tasmali uzatmaning qamrov burchagi va ishqalanish koeffitsienti; α_{va} va f shularning yassi tasmali uzatmaga tegishlisi. $f^I = 3f$ ekanligi, shartga binoan, $\alpha_{va} \geq 150$ bo'lishini e'tiborga olsak,

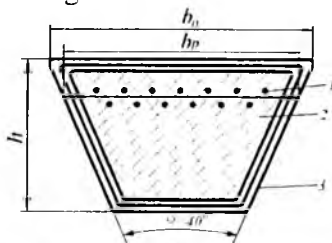
$$\alpha_n = \alpha_{va} / 3 \quad \text{yoki} \quad \alpha_n \geq 50.$$

Amalda ponasimon tasmali uzatmaning imkoniyatlaridan yaxshiroq foydalanish uchun $\alpha_n \geq 120''$, ayrim holatlarda esa $\alpha_n - 70^\circ$ gacha olish tavsiya etiladi. Ruxsat etilgan qamrov burchaklari α ning kichik qiymatlari ponasimon uzatmadan kichik o'qlararo masofada va katta uzatish nisbatida foydalanish hamda harakatni bir yetaklovchi shkivdan bir necha yetaklanuvchiga uzatish imkonini beradi (1.21-shakl).



1.21-shakl. Yetaklovchi shkivdan harakatni bir necha yetaklanuvchi shkiivga uzatish

Ponasimon tasma konstruksiyasi eguvchi kuchlanishlarni kamaytirishi uchun yetarli elastiklikka ega va shu bilan bir vaqtda sezilarli bo'ylama va ko'ndalang bikirlikka ega bo'lishi kerak. Ko'ndalang kesimi turlicha strukturali tasmalar ishlatiladi. Eng tipik va ko'p tarqalgan kesim 1.22-shaklda tasvirlangan. Tasmaning asosiy tortuvchi elementi shnurli (yoki to'qimali) kord qatlami l hisoblanadi. Ular tasmaning elastikligini oshirishi uchun neytral qatlam h_p zonasida joylashgan. Tasmaning qobig'i 3 rezinalangan gazlamadan iborat bo'lib, u tasmaning mustahkamligini oshiradi va uni yeyilishidan asraydi. Rezina 2 to'ldiruvchi material sifatida tasmani yaxlit yagona qilib birlashtiradi va unga elastiklik beradi.



1.22-shakl. Ponasimon tasma

Ba'zi tasmalar 4 qismdan iborat bo'ladi: kord, rezina, tasmaning qobig'i, mata. Rezinalangan mata bir necha qavatdan iborat bo'ladi.

Ponasimon tasmalar uzluksiz yaxlit tasma ko'rinishida tayyorlanadi. Umumiy vazifali uzatmalar uchun ГОСТ 12841-80 bo'yicha ponasimon tasmaning yetti turi: O, A, B, B, Π, T, E tayyorlanadi. Ular ko'ndalang kesim o'lchamlari bo'yicha farq qiladi. Kesim o'lchamlari mos ravishda O turidan E turgacha o'zgaradi 1.7-jadvalda misol tariqasida uchta kesim o'lchamlari ko'rsatilgan.

Ponasimon tasma o'lchamlari

Tasma kesimi	h, mm	b_o , mm	b_p , mm	l_x , mm		$[d_p]$ min, mm	A, m ²	q, kg/m
				min	max			
0	6	10	8,5	400	2500	63	$47 \cdot 10^{-6}$	0,06
A	8	13	11	500	4000	90	$81 \cdot 10^{-6}$	0,10
B	10,5	17	14	800	6300	125	$138 \cdot 10^{-6}$	0,81

Eslatma: A – kesim yuzasi; q – 1 m uzunlikdagi massa; l_p – neytral qatlam bo'yicha hisobiy uzunlik; l_x uzunlik qatori, mm: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 6000.

Ponasimon tasmali uzatmalarni hisoblash

Standart ponasimon tasmalarning tur o'lchamlari chegaralangan bo'lgani sababli, har bir tasma tur o'lchami uchun ruxsat etilgan yuklanishi aniqlangan bo'lib, uzatmaning hisobi ГОСТ 1284.3 – 80* bo'yicha tasma turi va sonini aniqlashga keltirilgan.

Ponasimon tasmali uzatmani loyihalovchi hisobini bajarish uchun uzatilayotgan hisobiy quvvat P_f , ishlatilish sharoiti, yetaklovchi shkiv aylanishlar takroriyiligi n_1 va uzatish nisbati i ma'lum bo'lishi kerak.

Hisoblash jarayonida quyidagi tavsiyalarga rioya qilish kerak:

$$\begin{aligned} \alpha &\geq 120 \text{ (90) } \\ i &\leq 7(10), \\ 2(d_1 + d_2) &\geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h \end{aligned} \quad (1.28)$$

bunda: h – tasma ko'ndalang kesimining balandligi.

Uzatmani hisoblash tartibi.

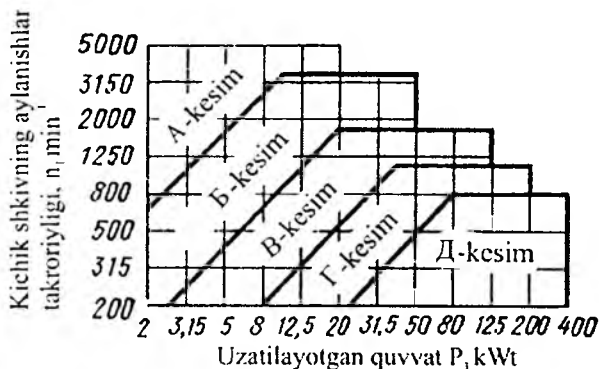
1. Nomogramma bo'yicha tasma kesimi tanlanadi (1.23-shakl)
2. Yetaklovchi (kichik) shkiv diametri hisoblanadi

$$d_1 \approx (3 \div 4) \sqrt[3]{T_1}, \text{ mm}$$

Hisoblab topilgan qiymat standartdan tanlanadi (25-betga qarang).

3. Yetaklanuvchi shkiv diametri hisoblanadi:

$$d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon)$$



1.23-shakl. Ponasimon tasma kesimini tanlash uchun nomogramma

$$d_2 = d_1 i (1 - \varepsilon).$$

d_2 ning qiymati standartdan tanlab olinadi.

4. Uzatish nisbatining haqiqiy qiymati aniqlanadi:

$$i = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)}.$$

5. (1.28) formuladagi tavsiyalardan o'qlararo masofaning oraliq qiymatlaridan dastlabki hisob uchun qabul qilinadi.

6. (1.6) formuladan tasma uzunligi hisoblanadi va standart qatordagi qiymatdan tanlab olinadi.

7. (1.7) formuladan o'qlararo masofaning aniqlashtirilgan qiymati hisoblanadi.

8. (1.5) formuladan qamrov burchagi hisoblanadi.

9. Bir tasma uzatishi mumkin bo'lgan nominal qiymat P_0 aniqlanadi (ГОСТ 1284.3-80 dan).

10. Uzatmani ma'lum ishlatish sharoitida bir tasma uzatishi mumkin bo'lgan quvvat hisoblanadi:

$$P_s = P_0 C_\alpha C_\gamma C_\delta / C_p,$$

bunda C_α – qamrov burchagini hisobga oluvchi koeffitsient;

α , grad	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

C_l – tasma uzunligi koeffitsienti (ГОСТ 1284.3-80 dan olinadi); C_z – uzatish nisbati koeffitsienti (ГОСТ 1284.3-80 dan); C_p – yuklanish sharoiti koeffitsienti.

Yuklanish xarakterlari	tekis	sezilarsiz turtkilar	sezilarli turtkilar	zarbiy yoki keskin turtkilar
C_p	1–1,2	1,1–1,3	1,3–1,5	1,5–1,7
K_1	2,5	1,0	0,5	0,25

11. Tasma soni hisoblanadi:

$$Z = \frac{P}{P_z C_z}$$

bu yerda. P – uzatmaning yetaklovchi validagi quvvat; C_z – tasma soni koeffitsienti:

z	1	2–3	4–6	>6
C_z	1	0,95	0,9	0,8

Tasma soni oshgan sayin ulardagi yuklanishlar notekisligi ko'payadi. Tasma va shkiv ariqchalarini o'lchamlarining xatoliklari sababli tasmalar turlicha taranglanadi, qo'shimcha sirpanish, yeyilish va quvvat yo'qotishlari paydo bo'ladi. Shu sababli

$$z \leq 6(8)$$

olish tavsiya etiladi.

12. Bitta tasmaning dastlabki taranglash kuchi hisoblanadi:

$$F_0 = \frac{0,85 P C_p C_l}{Z V C_\alpha C_l} + F_v \quad (1.29)$$

(1.29) formulaning ikkinchi hadida avtomatik taranglanadigan uzatmalar uchun $F_v = 0$, davriy taranglanadigan uzatmalarda F_v (1.14) formula-dan hisoblanadi.

13. Tasmali uzatma valiga tushadigan yuklanish hisoblanadi.

14. Uzatmaning xizmat resursi hisoblanadi:

$$T = T_{or} K_1 K_2 \quad (1.30)$$

bu yerda, T_{or} – oʻrtacha ishlash vaqti, $T_{or} = 2000$ soat; K_1 – yuklanish sharoiti koeffitsienti; K_2 – ob-havo sharoiti koeffitsienti; yozgi mavsumda $K_2 = 1$, qishki mavsumda $K_2 = 0.75$.

1.7. Tishli tasmali uzatmalar

Soʻnggi yillarda mashinasozlikda plastmassadan yasalgan tasma va shkiv ishlatila boshlandi. Bunday tasmali uzatmalar mavjud tasmali uzatmalarga nisbatan bir qancha afzalliklarga ega.

1. Tishli tasmali uzatmalar boʻyicha umumiy holatlar

Tishli tasmali uzatmalar yaxlit, uzluksiz, ichki tomonida koʻndalang doʻnglik – tishli qilib tasma koʻrinishida tayyorlanadi. Shkivlarda tasma tishlariga mos ravishda oʻyiqalar tayyorlanadi, uzatma tasmali uzatma kabi ishqalanish hisobiga emas, ilashish hisobiga harakatni uzatadi. Tishli tasmali uzatmalar tasmali uzatmalarga faqat shartli ravishda – tortuvchi elementi – tasmaning nomi va konstruksiyasi boʻyicha kiritiladi. Harakat uzatish tarzi boʻyicha bu uzatma koʻproq zanjirli uzatmaga yaqin boʻladi. Ilashish tarzi hisobiga bu uzatmada sirpanish hodisasi boʻlmaydi, uzatmani katta kuch bilan taranglashga hojat qolmaydi, bu esa foydali ish koeffitsientini oshiradi. Tishli tasmali uzatmada qamrov burchagi va oʻqlararo masofani uzatma tortish qobiliyatiga taʼsiri kamayadi, bu esa uzatmaning gabarit oʻlchamlarini ixchamlashtiradi va uning nisbatini oshirishga imkon beradi. Tasma tishlari va oʻzining elastikligi (zanjimi bikr shamirli bogʻlanishi oʻrniga) shovqin va dinamik yuklanishni kamaytiradi.

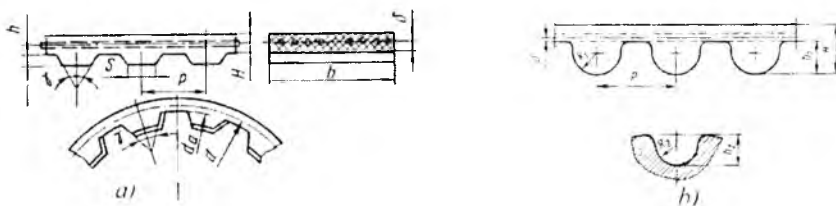
Demak, tishli tasmali uzatmalarning quyidagi afzalliklari bor: gabarit oʻlchamlari kichik; uzatish nisbati oʻzgarmas va katta boʻladi, foydali ish koeffitsienti yuqori ($\eta = 0.92 \dots 0.98$), dastlabki taranglik kuchining va valga tushadigan kuchning kichikligi, katta quvvat uzatishi.

Tishli tasmali uzatmaning kamchiligi: yuritma tasmada sirpanish boʻlmagani uchun oʻta yuklanish holatlaridan himoya qilinmagan.

Tishli tasmali uzatmalar yuqori tezlik (50 m/s gacha), katta uzatish nisbati ($i=12$ gacha), katta quvvat uzatishda ($P=100$, baʼzan 200 kWt gacha) qoʻllanishi mumkin.

Tishli tasmadan foydalanish prinsipi ancha davrdan beri taklif etilgan, lekin uni amalga oshirish faqat plastmassalar paydo bo'lgandan keyin mumkin bo'ldi.

Tishli tasma ikki ko'rinishda tayyorlanishi mumkin: quyma (800 mm uzunlikkacha) yoki yig'ma. Tasma *neopren* nomli materialdan tayyorlanib, orasiga metall sim qo'yilgan bo'ladi. Ayrim hollarda neopren o'miga *poliuretan* deb ataladigan plastmassadan foydalaniladi. Aytarli katta bo'lmagan quvvat uzatish uchun mo'ljallangan tasmalarda simning o'miga *mimatola* yoki *poliamiddan* tayyorlangan shnurlar ishlatiladi. Umuman olganda, tishli tasma rezina (yoki polimer material)dan qilingan elastik asos va asosiy yuklanishni qabul qiluvchi shnur (metall sim yoki oynali tola)dan iborat bo'ladi. Tasma tishlari trapetsiya yoki yarimdoiraviy profilli (1.24-shakl) bo'ladi. Yarimdoiraviy profilli tishli tasmada kuchlanish tekis taqsimlanadi, uzatilayotgan yuklanishni 40% ga oshirish imkoni tug'iladi, tish ilashmaga ravon ilashadi.



1.24-shakl. Trapetsiya (a) va yarimdoiraviy profilli (b) tishli tasmalar

2. Tishli tasmali uzatmalarning geometrik o'lchamlari

Tishli tasmali uzatmaning asosiy geometrik parametri – modul $m = \frac{p}{\pi}$, bu yerda, p – tasma tishi qadami. Tish balandligi $h = (0.6 - 0.9)$ m, tish uchining qalinligi eni $S = (1 \div 1.2)$ m; profil burchagi $\gamma = 50^\circ$ yoki 40° . Trapetsiya profilli tasmalarning modullari 1–10 mm gacha oraliqda standartlashtirilgan. Yarim doiraviy profilli tishli tasmalar 3, 4 va 5 mm modul bilan tayyorlanadi.

Shkivning tuzilishi tishli g'ildiraklarga o'xshash bo'ladi. 1.8 ÷ 1.9-jadvallarda trapetsiya shaklidagi tishli tasma va uning shkiv o'lchamlari berilgan.

Trapetsiya profilli tishli tasmalar. O'lchamlar mm da

$m = \frac{p}{\pi}$	p	S	h	H	δ	γ , grad	b	Z_T
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	3,0 – 12,5	40 – 160
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	3,0 – 20,0	40 – 160
2	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	5,0 – 20,0	40 – 160
3	9,42	3,0	2,0	4,0	0,6	40	12,5 – 50,0	40 – 160
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	20,0 – 100	48 – 250
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	25,0 – 100	48 – 200
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	40,0 – 125	56 – 140
10	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	50,0 – 200	56 – 100

1. z_T – tasma tishlarining qatori: 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 112, 115, 125, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 210, 220, 235, 250. 2. Tasma eni b ning qatori 3,0; 4,0; 5,0; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0; 32,0; 40,0; 50,05; 63,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0 mm. 3. Tasma uzunligi $L_T = \pi m Z_T$.

Trapetsiya profilli tishli tasmaning shkiqlari, o'lchamlar mm da

$m = \frac{p}{\pi}$	S_{sh}	h_{sh}	r_1	r_2	2γ , grad	Z_T
1,0	1,0	1,3	0,3	0,3	50	12–100
1,5	1,5	1,8	0,4	0,4	50	10–100
2,0	1,8	2,2	0,5	0,5	50	10–45
3,0	3,2	3,0	0,7	1,0	40	10–120
4,0	4,0	4,0	1,0	1,3	40	14–120
5,0	4,8	5,0	1,5	2,0	40	14–120
7,0	7,5	8,5	2,5	3,0	40	17–120
10,0	11,5	12,5	3,0	3,5	40	17–82

Kichik shkiqning tishlar soni shkiq aylanishlar takroriyligi va modulga bog'liq ravishda 10 dan 26 gacha olinadi.

Katta shkivning tishlar soni:

$$z_2 = z_1 i,$$

bu yerda, $i = n_1/n_2$ – uzatishlar nisbati.

Shkivlarning bo'luvchi (metall simlar o'tgan) diametrlari, mm:

$$d_1 = mz_1; \quad d_2 = mz_2 \quad (1.31)$$

Shkivlarning tashqi tish ustidan o'tuvchi diametrlari, mm:

$$d_{1T} = mz_1 - 2\delta + K_1; \quad d_{2T} = mz_2 - 2\delta + K_2 \quad (1.32)$$

bu yerda, K_1, K_2 ning hisobi quyida berilgan, δ – tasma tubidan tros o'qigacha bo'lgan masofa (1.8-jadval).

Uzatma o'qlararo masofasi ma'lum bo'lganda tasma tishlarining soni:

$$z_T = \frac{2a_T}{p_T} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 p_T}{40a_T} \quad (1.33)$$

yoki

$$z_T = L_T/p; \quad (1.34)$$

bu yerda, a_T – uzatmaning o'qlararo masofasi.

Tasma uzunligi:

$$L_T = \pi m z_T = p z_T. \quad (1.35)$$

O'qlararo masofaning haqiqiy qiymati:

$$a = \frac{L_T - 0.5 p(z_1 + z_2) + \sqrt{[(L_T - 0.5 p(z_1 + z_2))^2 - 8m(z_2 - z_1)^2]}}{4} \quad (1.36)$$

Kichik shkiv bilan ilashishda bo'lgan tasma tishlarining soni:

$$z_u = \frac{z_1 \alpha_1}{360}, \quad (1.37)$$

bu yerda, α_1 – kichik shkivdagi qamrov burchagi, z_1 – shkiv tishlari soni.

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left[\frac{m(z_2 - z_1)}{a} \right] \cdot 57^\circ \quad (1.38)$$

3. Tishli tasmali uzatmalarni hisoblash tartibi

Tishli tasmali uzatmalarning hisobi tasma mustahkamligini ta'minlashga qaratiladi. Loyihalovchi hisob uchun dastlabki ma'lumotlar quyidagilardan iborat: parametrlar P_1 , kWt, n_1 , i va uzatmaning ishlash sharoiti.

Hisoblash tartibi quyidagicha bo'ladi:

1. Soddalashtirilgan munosabatdan modulning dastlabki qiymati hisoblanadi:

$$m = 3,5 \sqrt{\frac{P_1 \cdot 10^3}{n_1}} \text{ mm} \quad (1.39)$$

Hisoblangan modulning standart qiymati 1.10-jadvaldan qabul qilinadi.

1.10-jadval

Tishli tasmali uzatmaning parametrlari

Parametrlar	Moduli mm.							
	1	1.5	2	3	4	5	7	10
$[F]_0$, N/mm	2.5	3.5	5.0	9.0	25.0	30.0	32.0	42.0
$[F]_0'$, N/mm	—	—	—	12.0	35.0	42.0	—	—
$i_{\max}$	7.7	10.0	11.5	12.0	8.0	8.0	5.7	4.7
$z_{1\min}$	13	10	10	10	15	15	18	18
$z_{2\max}$	100	100	115	115	120	120	120	85
$z_1 n_1$ da, min ⁻¹	1000	13	10	10	12	16	16	22
	1500	14	11	11	14	18	18	24
	3000	15	12	12	16	20	20	26
$q \cdot 10^4$, kg / (m ³ ·mm)	2.0	2.5	3.0	4.0	6.0	7.0	8.0	11.0
$\lambda \cdot 10^4$, mm ² /N	7	8	9	14	6	8	11	16

$[F]$ — ruxsat etilgan solishtirma kuch; $[F]_0'$ — yarim doiraviy ariqcha uchun ruxsat etilgan solishtirma kuch; $i_{\max}$ — eng katta uzatish nisbati; $z_{1\min}$ — eng kichik ruxsat etilgan tishlar soni. $z_{2\max}$ — eng ko'p tishlar soni; q — uzunlik birligidagi massa; λ — 1 mm enli tasmani bitta qadam uzunligidagi beriluvchanligi.

2. 1.10-jadvaldan tishlar soni z_1 tanlanadi.

3. Shkiv bo'luvchi diametrlari hisoblanadi (1.31).

4. Tasmaning aylana tezligi hisoblanadi:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60}.$$

5. O'qlararo masofaning minimal qiymati:

$$a_{\min} = 0,5(d_1 + d_2) + c, \quad (1.40)$$

bu yerda, $m < 5$ mm da $C=2$ m, $m > 5$ mm da $C=3$ m.

6. Tasmaning dastlabki uzunligi hisoblanadi:

$$L_f = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{1}{4a}(d_2 - d_1)^2.$$

7. Tasma tishlari sonining taqribiy qiymati hisoblanadi:

$$z_f = \frac{L_f}{\pi \cdot m}.$$

z_f ning qiymati 1.8-jadvaldan butun yaqin songa teng olinadi.

8. (1.36) formuladan o'qlararo masofa hisoblanadi. Bunda $L_f = \pi m z_f$, z_f – tasma tishlari sonining aniqlashtirilgan qiymati.

9. Tishli tasma uzatayotgan hisobiy kuch. N:

$$F_t = 10^3 \cdot K'_f \cdot \frac{P}{v},$$

bu yerda, K'_f – ish sharoiti (dinamik) koeffitsienti, $K'_f = (1,3 \dots 1,5) K_f$, K_f ning qiymati ponasimon tasmali uzatmani hisoblashdagi C_p ga yaqin bo'ladi (39-bet).

10. 1.10-jadvaldan tasma moduli va turiga bog'liq ravishda uzatmaning nominal ish sharoiti uchun ruxsat etilgan solishtirma kuch $[F]_0$, H/mm qabul qilinadi.

11. Haqiqiy ish sharoitlari uchun ruxsat etilgan solishtirma kuch, N/mm

$$F_c = (F)_0 C_i^* C_z^* C_p^* \quad (1.41)$$

bu yerda, C_i^* – harakatni tezlashtiradigan uzatmalar uchun kiritiladigan koeffitsient:

i	1,0...0,8	0,8...0,6	0,6...0,4	0,4...0,3	0,3
C_i	1	0,95	0,9	0,85	0,8

$C_z=1-0,2(6-z_0)$ – kichik shkiv tishlar sonida ($z_0<6$) kiritiladigan koeffitsient; $C_p=0,9$ – kontur ichida bitta rolik bo'lsa, $C_p=0,8$ – ikki rolik bo'lsa, $C_p=0,7$ – rolik konturdan tashqarida bo'lsa. z , (1.37) formula bo'yicha hisoblanadi.

12. Tasma eni:

$$b = \frac{F_t}{(F_k - qv^2)C_k}, \quad (1.42)$$

bu yerda, q – 1 mm kenglikdagi tasma 1 metrining massasi (1.10-jadval); C_k – tasma chetki qirralarida to'la bo'lmagan kirimlarini hisobga oluvchi koeffitsient.

$b \leq$	16	20	25	32; 40	50; 63	80; 100	>100
C_k	0.7	0.95	1	1.05	1.10	1.15	1.20

13. $z_0>6$ bo'lsa, tasma tishlaridagi bosim tekshiriladi:

$$p = \frac{F_t \varphi}{z_0 b h} \leq [p]_z, \text{ MPa}, \quad (1.43)$$

bu yerda, $\varphi=2$ – tish balandligi va uzunligi bo'yicha yuklanish to'planish koeffitsienti; $[p]_z$ – ruxsat etilgan bosim.

$n_1, \text{ min}^{-1}$	100	200	400	1000	2000	5000	10000
$(p)_z$	2.5	2.0	1.5	1.0	0.75	0.50	0.35

14. Shkiv tashqi diametrlari hisoblanadi:

$$d_{a1} = d_1 + 2\delta + k_1,$$

$$d_{a2} = d_2 - 2\delta + k_2,$$

bu yerda, $k_1=0,2\lambda z_1 \frac{F_t}{b}$; $k_2=0,2\lambda z_2 \frac{F_t}{b}$; λ – metall kordning beriluvchanligi (1.10-jadval).

15. Shkivning ishchi kengligi hisoblanadi: $B_{sh}=b+m$;

$i \geq 3$ va uzatma vertikal joylashganda ikki shkivda ham flaneslar qilinadi.

1.9-jadvalda shkivning parametrlari berilgan.

Tishli tasmali uzatmaning tekshiruvchi hisobi loyihalanayotgan uzatmaning nominal sharoitga keltirilgan solishtirma kuch $[F]_0'$ ni aniqlashga

keltiriladi va shart $[F]_0 \leq [F]_0'$ bajarilishi tekshiriladi, bunda $[F]_0'$ tasmaning ko'rilayotgan moduli va turiga qarab 1.10-jadvaldan olinadi.

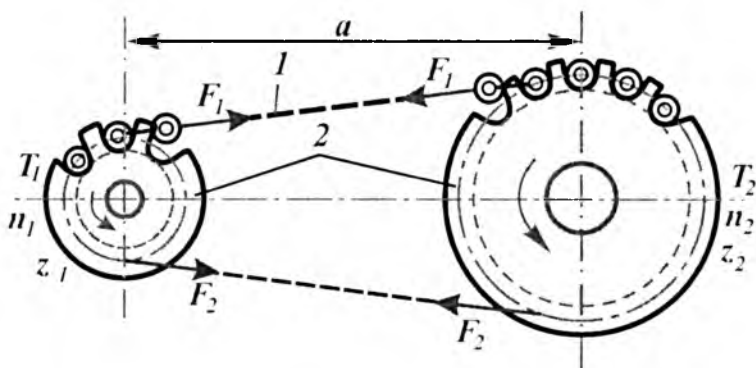
Nazorat savol va topshiriqlari

1. Tasmali uzatmaning qanday afzallik va kamchiliklarini bilasiz?
2. Tasmali uzatmaning kinematik va geometrik parametrlari qanday munosabatda bo'ladi?
3. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar qanday munosabatda bo'ladi?
4. Tasmada qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
5. Tasmali uzatmadagi sirpanish va foydali ish koeffitsientlari egri chiziqlarining qanday amaliy ahamiyati bor?
6. Tasmani taranglashning qanday usullarini bilasiz?
7. Yassi tasmali uzatmalarning qanday turlarini bilasiz?
8. Yassi tasmaning turlariga qiyosiy baho bering.
9. Yassi tasmali uzatmalarni hisoblash tartibi qanday?
10. Ponasimon tasmali uzatmaning qanday asosiy afzalliklari bor?
11. Ponasimon tasmali uzatmaning hisoblash tartibi qanday?
12. Tishli tasmali uzatmaning qanday afzallik va kamchiliklarini bilasiz?
13. Tishli tasmali uzatmaning afzallik va kamchiliklarining asosiy sababini nimada, deb o'ylaysiz?
14. Tishli tasmali uzatmaning qanday asosiy geometrik parametrlarini bilasiz?
15. Tishli tasmali uzatmalarni hisoblash tartibi qanday bo'ladi?

II. ZANJIRLI UZATMALAR

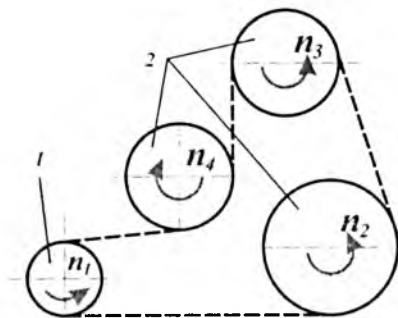
2.1. Umumiy ma'lumotlar

Zanjirli uzatma zanjir 1 va yulduzcha 2 ning ilashishi asosida (2.1-shakl) harakatni uzatadi. Ilashish tarzi hamda tasmaga nisbatan po'lat zanjirning yuqori mustahkamligi zanjir bilan tasmaga nisbatan teng sharoitlarda katta yuklanish uzatish imkonini beradi (lekin tishli uzatmaga nisbatan kam bo'ladi).



2.1-shakl. Zanjirli uzatma

Sirpanishning bo'lmashligi, uzatish nisbatining o'zgarmas bo'lishi (bir aylanishda o'rta) qisqa muddatli yuklanishda ishlash imkonini beradi. Ilashish prinsipi zanjirni dastlabki taranglashga hojat qoldirmaydi, bu esa val va tayanchlarga tushadigan yuklanishni kamaytiradi. Yulduzchaning qamrash burchagi shki vni tasma qamrash kabi muhim ahamiyatga ega bo'lmaydi. Shu sababli zanjirli uzatmalar kichik o'qlararo masofada va katta uzatish nisbatlarida hamda bir yetaklovchi 1 valdan bir necha yetaklanuvchi val 2 larga quvvat uzatishda qo'llanishi mumkin (2.2-shakl).



2.2-shakl. Bir necha yetaklanuvchi vallarga harakatni zanjirli uzatma orqali taqsimlash

Zanjirli uzatmalarning asosiy kamchiligi zanjir bir necha bikir zvelnolardan tuzilib, yulduzchada aylana bo'yicha emas, balki ko'pburchak bo'yicha joylashishi sababli bo'ladi. Bu esa zanjir sharnirlarining yeyilishiga, shovqin va qo'shimcha dinamik yuklanishlarga hamda moylash tizimining zarur bo'lishiga olib keladi.

Qo'llanish sohalari. Zanjirli uzatmalar katta o'qlararo masofalarda hamda bir yetaklovchi valdan bir necha yetaklanuvchi vallarga harakatni uzatishda tishli uzatmalarni qo'llash imkoni bo'lmaganda, tasmali uzatmalarning esa ishonchlilik past bo'lgan hollarda ishlatiladi. Zanjirli uzatmalar qishloq xo'jaligi mashinasozligida, transport va kimyo mashinasozligi, stanoksozlik, tog'-kon uskunolari va ko'tarish-tashish qurilmalarida ko'p qo'llanadi.

2.2. Zanjirli uzatmaning asosiy tasniflari

Uzatmaning quvvati. Zanjirli uzatmalar ko'pincha 100 kWt gacha quvvat uzatish uchun xizmat qiladi:

$$P = F_p v, \quad (2.1)$$

Zanjirning tezligi va yulduzchanning aylanishlar takroriyligi:

$$v = \frac{nzp_z}{60}, \quad (2.2)$$

bu yerda, z – yulduzcha tishlarining soni, p_z – zanjir qadami, n – yulduzchaning aylanishlar takroriyligi, min^{-1} .

Zanjirning tezligi va yulduzchaning aylanishlar takroriyligi yeyilish, shovqin va yuritmaning dinamik yuklanishiga sabab bo'ladi. Sekinyurar va o'rtacha tezlikda 15 m/s va aylanishlar takroriyligi $n < 500 \text{ min}^{-1}$ bo'lgan uzatmalar ko'p tarqalgan. Lekin aylanishlar takroriyligi 3000 min^{-1} gacha bo'lgan uzatmalar ham uchrab turadi. Tezyurar divigatellarda zanjirli uzatma, odatda, reduktordan keyin o'rnatiladi.

Uzatish nisbati:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.3)$$

i ning eng tarqalgan qiymatlari 6 (10) gacha. i ning katta qiymatlarida bir pog'onali uzatmani tayyorlash katta gabarit o'lchami tufayli maqsadga muvofiq bo'lmaydi.

Uzatmaning foydali ish koeffitsienti. Zanjirli uzatmada quvvat yo'qotishlari zanjir sharnirlari, yulduzchaning tishlari va val tayanchlaridagi ishqalanishlardagi yo'qotishlardan iborat bo'ladi. Zanjirni moyli vannaga botirib moylashda yana moy aralashtirish ham hisobga olinadi. Foydali ish koeffitsientining o'rtacha qiymati yopiq uzatmalarda $\eta \approx 0,96-0,98$; ochiq uzatmalarda $\eta \approx 0,90-0,95$ ni tashkil etadi.

O'qlararo masofa va zanjir uzunligi. Minimal o'qlararo masofa yulduzchalar orasidagi minimal joiz tirqish bilan chegaralanadi (30–50 mm):

$$a_{\text{min}} = (d_{a1} + d_{a2}) / 2 + (30 - 50) \quad (2.4)$$

d_a – yulduzchalarning tashqi diametrlari.

Amalda zanjir umrboqiyligi talablaridan

$$a = (30 - 50) p_z \quad (2.5)$$

olish tavsiya etiladi.

Past qiymatlar i ning kichik qiymatlari $i \approx 1-2$, yuqori qiymatlar $i \approx 6-7$ uchun tavsiya etiladi.

Zanjirning qadami yoki zanjir zvenolarining soni bo'yicha ifodalangan uzunligi:

$$L_p = \frac{2a}{p_z} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_z}{a}. \quad (2.6)$$

Ushbu formula tasma uzunligi formulasiga o'xshash va taqribiy hisoblanadi. L_p qiymati butun juft son qilib yaxlitlab olinadi. Agar toq olinsa, u holda zanjirni ulash uchun maxsus biriktiruvchi zveno qo'llash kerak bo'ladi. Qabul qilingan L_p uchun a ning qiymati anqlanadi:

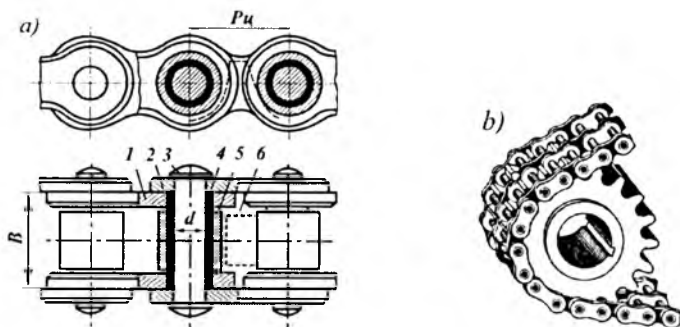
$$a = \frac{p_z}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (2.7)$$

Uzatma bo'sh (salt) tarmog'ining ozgina osilib turishida yaxshi ishlaydi. Shu sababli hisobiy o'qlararo masofani taxminan (0,002–0,004) a ulushga qisqartirish tavsiya etiladi. Zanjir uzunligi sharnirlar yeyilishi hisobiga ko'payib boradi. Shuning uchun konstruksiyada zanjir osilishini sozlab turish uchun maxsus qurilmalar qo'llash kerak bo'ladi. Odatda, bu val tayanchlaridan birini surish yoki maxsus taranglovchi yulduzcha o'rnatish hisobiga amalga oshiriladi.

2.3. Zanjirli uzatma asosiy elementlarining tuzilishi

Yurituvchi zanjirlar. Zamonaviy yurituvchi zanjirlarning asosiy turlari: sharnirli rolikli, vtulkali va tishli zanjirlardan iboratdir. Bu zanjirlar standartlashtirilgan bo'lib, maxsus zavodlarda ishlab chiqariladi. Zanjirlarning asosiy xarakteristikalari: zanjir qadami, eni va uzuvchi kuch.

Rolikli zanjirda valik 3 tashqi zveno 2 ga, vtulka 4 esa ichki zveno 1 teshigiga tig'izlik hisobiga biriktirilgan (2.3-shakl). Vtulka valikda, rolik 5 esa vtulkada erkin burilishi mumkin. Zanjirning yulduzcha tishi 6 bilan ilashishi rolik orqali bo'ladi. Vtulkaning qo'llanilishi valikni butun uzunligi bo'yicha yuklanishni tekis taqsimlash va sharnirlar yeyilishini kamaytirishga imkon yaratadi. Rolikni tish bo'yicha g'ildirashi qisman sirpanib ishqalanishini dumalab ishqalanish bilan almashtiradi, bu esa tish yeyilishini kamaytiradi. Bundan tashqari, rolik vtulkada to'plangan bosimini tenglashtiradi va yeyilishni yanada kamaytiradi.

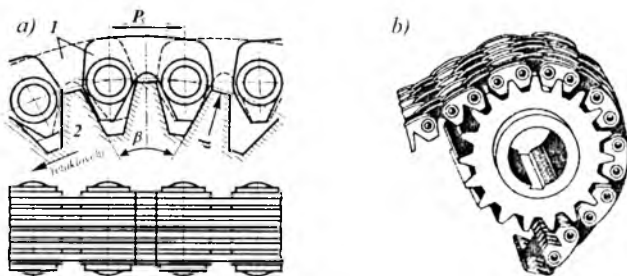


2.3-shakl. Rolikli zanjir

Rolikli zanjirli uzatmalar aylana tezligi 20 m/s gacha bo'lganda qo'llaniladi. Bir qatorlidan tashqari ikki, uch va to'rt qatorli zanjirlar ham qo'llanadi (2.3, *b* shakl). Ular ham bir qatorli zvenolardan yig'iladi, faqat valik hamma qatorlardan o'tadi. Ko'p qatorli zanjirlar katta tezlik bilan katta yuklanishlarda qo'llanadi.

Vtulkali zanjirlar rolikli zanjirlarga o'xshash, lekin ularda rolik bo'lmaydi. Natijada, zanjir massasi va tannarxi kamayadi, ammo zanjir va yulduzcha yeyilishi ko'payadi.

Tishli zanjirlar ikkita tishsimon chiqiqlardan tuzilgan plastinalar to'plamidan iborat (2.4-shakl). Zanjir plastinalari yulduzcha tishlari bilan o'zlarining yon tekisligi bo'yicha ilashadi. Ponalik burchagi β , odatda, 60° qilib olinadi. Zanjirlar konstruksiyasi ularni enli qilib tayyorlashga va katta yuklanish uzatishga imkon beradi. Tishli zanjirlar, odatda, nisbatan katta tezlikda 35 m/s gacha ishlatiladi.

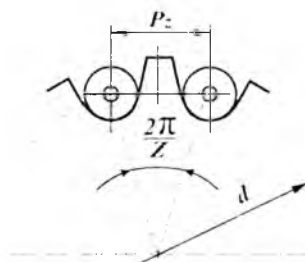


2.4-shakl. Tishli zanjirlar

Yuritma zanjirlarning yulduzchalari. Konstruktiv tuzilishi bo'yicha ular tishli g'ildiraklarga o'xshash bo'ladi. Yulduzcha bo'luvchi aylanasi zanjir shamirlari markazidan o'tadi. Bu aylananing diametri quyidagicha aniqlanadi (2.5-shakl):

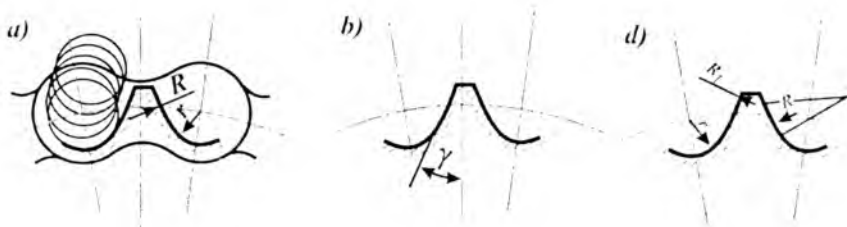
$$d = \frac{P_z}{\sin\left(\frac{\pi}{z}\right)} \quad (2.8)$$

Bu formula tishli zanjirlarga ham taalluqlidir. Tishli zanjirlar tuzilishining xususiyati shundaki, yulduzchaning bo'luvchi diametri uning tashqi diametridan katta bo'ladi. Yulduzcha tishlari va profili zanjir turi hamda o'lchamiga bog'liq. Standart zanjirlar uchun yulduzcha tishlarining hamma o'lchamlari standartlashtirilgan. Tishli zanjirlar yulduzchalari profilining ishchi qismi to'g'ri chiziqli shaklda bo'ladi.



2.5-shakl. Zanjirli uzatma yulduzchasi

Rolikli va vtulkali zanjir yulduzchalarining tishlar profili botiq, to'g'ri chiziqli va qavariq bo'ladi (2.6-shakl). Tishning pastki qismi botiq, tish uchida esa dumaloqlangan qavariq, o'rta qismida esa ozgina to'g'ri chiziqli o'tish qismi bo'ladi. Hozirda botiq profil asosiy deb olingan.



2.6-shakl. Yulduzcha tishlar profili

Rolikli zanjirlarning yulduzchalarini tashqi aylanalari diametrining ifodasi:

$$d_a = P_z \left(\operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z} + 0,70 \right) - 0,31d_1,$$

bu erda, d_1 – zanjir roliklarining diametri.

Zanjir va yulduzcha materiallari. Zanjir va yulduzchalar yeyilish va zarbiy yuklanishga turg'un qarshilik ko'rsatadigan bo'lishi kerak. Shu mulohazalar asosida ko'pchilik zanjirlar va yulduzchalar uglerodli hamda legirlangan po'latlardan tayyorlanib, keyinchalik ularga termik ishlov (yaxshilash, toblash) beriladi. Maxsus ma'lumotnomalarda zanjir va yulduzchalarning materiallarini hamda ularning termik ishlov turini tanlash bo'yicha tavsiyalar keltirilgan. Ko'pincha yulduzchalarni сталь 45, 40X va boshqa, zanjir plastinalarini 45, 50 va boshqa, zanjir valik va roliklarini esa сталь 15, 20, 20X va sh.k.dan tayyorlash tavsiya etiladi. Zanjir sharnirlari detallari ko'p hollarda sementatsiya qilinadi, bu esa ularning zarbiy mustahkamligini saqlab, yeyilish bardoshliligini oshiradi. Uzatma detallarini plastmassadan tayyorlash istiqbolli hisoblanadi, bu esa dinamik yuklanish hamda shovqinni kamaytiradi.

2.4. Zanjirli uzatmadagi kuchlar

Zanjirli uzatmaga kuch ta'sir etish sxemasi tasmali uzatmaga kuch ta'sir etish sxemasiga o'xshash bo'ladi. Bu uzatmada ham quyidagilarni ko'rsatish mumkin: F_1 va F_2 – zanjir yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlarining tarangligi; F_t – aylana kuch; F_0 – dastlabki taranglik kuchi; F_v – markazdan qochirma kuchdan taranglik. Tasmali uzatmaga o'xshash,

$$F_1 - F_2 = F_t, \quad (2.9)$$

$$F_v = qv^2, \quad (2.10)$$

bu yerda, q – zanjir uzunlik birligining massasi; v – aylana tezlik.

Zanjirli uzatmada F_0 qiymati xuddi zanjir erkin tarmog'idagi og'irlik kuchidan taranglik kabi aniqlanadi:

$$F_0 = K_1 a q g, \quad (2.11)$$

bu yerda, α – zanjir erkin tarmog‘i uzunligi, taxminan o‘qlararo masofaga teng; g – og‘irlik kuchining tezlanishi; K_f – yuritma zanjirlari joylashishi va zanjir osilishidagi salqilikka bog‘liq osilish koeffitsienti.

Yetaklanuvchi tarmoq tarangligi $F_2 - F_0$ va F_v tarangliklarning katasiga teng bo‘ladi.

Amaliy hisoblarda zanjirli uzatma uchun

$$F_1 = F_f; F_2 = 0 \quad (2.12)$$

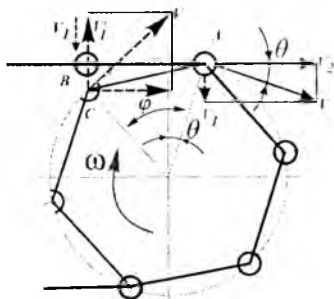
deb olish mumkin.

Zanjir salqiligidan tavsiya etilgan qiymatlari uchun $f \approx 0,01 - 0,02$ da taxminan quyidagilar tavsiya etiladi: zanjirli yuritma gorizontal joylashishida $K_f = 6$; gorizontga nisbatan 40° burchak ostida joylashganda $K_f = 3$; zanjirli yuritma vertikal joylashishida $K_f = 1$. K_f ning qiymati f ortishi bilan kamayadi.

Zanjirli uzatma ilashish tamoyili bo‘yicha harakat uzatgani uchun, tasmali uzatmadagidek, F_0 ning qiymatidan atigi bir necha foizini tashkil etadi. Amaliyotda ko‘p tarqalgan sekinyurar va o‘rtacha tezlikda ishlaydigan uzatmalar uchun ($v \leq 10 \text{ m/s}$ da F_v) taranglik ham kichik qiymatga ega bo‘ladi.

2.5. Zanjirli uzatmaning kinematika va dinamikasi

Harakat notekisligi va zanjir tebranishi. 2.7-shaklda zanjir sharnirlari va yetaklovchi yulduzcha tezliklari ko‘rsatilgan. Ko‘rsatilgan lahzada A sharnir ilashmada bo‘ladi. B sharnir esa C tish bilan ilashishga yaqinlashadi.



2.7-shakl. Zanjirli uzatma zanjirlarining sharniri va yetaklovchi yulduzcha tishining tezliklari

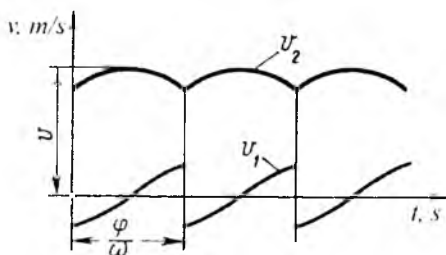
A sharnir tezligi yulduzchanning sharnir markaziga mos keladigan nuqtasi aylana tezligiga teng bo'ladi. Bu tezlikni tashkil etuvchilarga ajratish mumkin: v_2 – zanjir tarmog'ini bo'yicha yo'nalgan va v_1 – zanjirga perpendikulyar.

Yetaklovchi sharnir holatlari bo'yicha tezlik tashkil etuvchilari ham o'zgaradi:

$$v_2 = v \cos \theta, \quad v_1 = v \sin \theta, \quad (2.13)$$

bunda θ burchak qiymatlari $-\frac{\varphi}{2} \leq 0 \leq +\frac{\varphi}{2}$ oraliqlarda o'zgaradi. $\left(-\frac{\varphi}{2}\right)$ burchak A sharnirning ilashmaga kirgan lahzasiga, $\left(+\frac{\varphi}{2}\right)$ burchak esa B sharnir ilashmaga kirgan vaqtga to'g'ri keladi, $\varphi = \frac{2\pi}{Z}$.

2.8-shaklda v_2 va v_1 tezliklar o'zgarishining grafiklari keltirgan. Bu tezliklar t vaqtning davriy funksiyalari bo'ladi. t vaqtning davri φ/ω bo'ladi. Grafikda $t = 0$ da $\theta = -\frac{\varphi}{2}$, $t = \varphi/(2\omega)$ da $\theta = 0$ va $t = \frac{\varphi}{\omega}$ da $\theta = \frac{\varphi}{2}$.



2.8-shakl. v_1 va v_2 tezliklarining o'zgarish grafiklari

Yetaklanuvchi yulduzchanning harakati v_2 tezlik bilan aniqlanadi. Bu tezlikni davriy o'zgarishi uzatish nisbatining o'zgaruvchanligi va qo'shimcha dinamik yuklanishlar bilan birga qo'shilib boradi. v_1 tezlik bilan tarmoqlar ko'ndalang tebranishlari zanjir sharnirlarini yulduzcha tishlariga urilishi bilan bog'liq bo'ladi. Tebranishlar va zarbalar o'z navbatida qo'shimcha dinamik yuklanishlarni hosil qiladi.

(2.13) formulalardan kuzatilishicha, ko'rsatib o'tilgan uzatmaning salbiy kinematik va dinamik xususiyatlari yulduzcha tishlari soni z qancha kam bo'lsa, shuncha ko'p seziladi.

Tadqiqotlarning ko'rsatishicha, rezonans tebranishlari bo'lmasa, v_1 va v_2 tezliklar qiymatini tebranishining salbiy ta'siri zanjir elastikligi va osilishi hisobiga ancha kamayadi. Parametrlarning tavsiya etilgan qiymatlari uchun (z , p_z , a va boshq.) uzatish nisbatining o'zgaruvchanligi 1–2% ni, dinamik yuklanishlar esa aylana kuch F_1 ning bir necha foizini tashkil etadi. Zanjirli uzatmalarning ko'p ishchi sharoitlari uchun rezonans tebranishlari namoyon bo'lmaydi.

Kritik aylanishlar takroriyligini quyidagi formula bo'yicha baholash mumkin (n_{1k} , min^{-1}):

$$n_{1k} = 30 \sqrt{\frac{F_1}{q z_1 a}}.$$

bu yerda, a – o'qlararo masofa, m ; F_1 – yetaklovchi tarmoq tarangligi, N ; $q = 1$ m uzunlikdagi zanjir massasi.

Sharnirning tishga urilishi va zanjir qadamining chegaralanishi. *B* shamining tish *C* bilan ilashmaga kirishi vaqtida ularning tezliklarini vertikal tashkil etuvchilari v_1 va v_1' bir-biriga qarama-qarshi yo'naladi, shamirni tish bilan tutashuvi zarb bilan bo'ladi. Ketma-ket zarblar uzatmada shovqin keltirib chiqaradi va zanjir sharnirlari hamda yulduzcha tishlari yemirilishining sabablaridan biri bo'ladi. Ba'zi hollarda zarblar roliklarning ajralib ketishiga olib keladi. Zarblarning havfli ta'sirini kamaytirish uchun uzatmaning tezyurarligiga qarab zanjir qadamini tanlash bo'yicha tavsiyalar ishlab chiqilgan (2.1- jadval).

2.1-jadval

Aylanishlar takroriyligi n_1 , min^{-1} : rolikli zanjirlar uchun $z_1 \geq 15\text{da}$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
tishli zanjirlar uchun $z_1 \geq 17\text{da}$	3300	2650	2200	1650	1320	—	—	—
Zanjirning eng katta ruxsat etilgan qadamini $[P_z]_{\text{max}}$, mm	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Eslatma:

1. Amalda qadamni ruxsat etilgandan kam tanlash tavsiya etiladi.

2. Aylanishlar takroriyligi ko'rsatilgan oraliqdan oshib ketsa, uzatmani yuqori aniqligi va to'kis moylash talab etiladi.

2.6. Zanjirli uzatmalarning ishchanlik qobiliyati va ularni hisoblash mezonlari

Standart zanjirlarning hamma detallarini teng mustahkamlik qilib loyihalalanadi. Bu detal o'lchamlarini ularning materiallari va termik ishlovga tegishli moslash bilan amalga oshiriladi. Ko'pchilik zanjirli uzatmalar uchun ishdan chiqishning asosiy sababi zanjir sharnirlarining yeyilishi bo'ladi. Aytilganga binoan, asosiy hisob sifatida sharnir yeyilish bardoshligini hisoblash, asosiy mezon sifatida esa sharnirdagi bosim qabul qilingan:

$$p = \frac{F_t}{(Bd)} \leq [p], \quad (2.14)$$

bu yerda, p – sharnirdagi bosim; F_t – aylana kuch; d va B – zanjir valining diametri va zanjirlarning eni (l vtulka uzunligiga teng).

Zanjir sharnirlarining yeyilishi va uning uzatma asosiy parametrlari bilan bog'liqligi. Zanjirli uzatma ishlaganda sharnirlarda

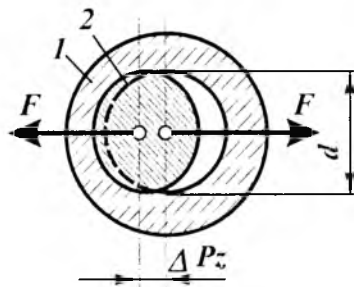
$\varphi = \frac{2\pi}{z}$ burchakka burilish amalga oshiriladi.

Zanjirning bir yurishida har bir sharnirda to'rtta burilish amalga oshiriladi: ikkitadan yetaklovchi va yetaklanuvchi yulduzchalarda. Bu burilishlar vtulka va valiklarning yeyilishiga sabab bo'ladi. Ularning markazlari M_z ga uzoqlashadi (2.9-shakl). Zanjirning xizmat qilish muddati o'qlararo masofa a , kichik yulduzchaning tishlar soni z_1 , sharnirdagi yuklanish yoki bosim, moylash sharoiti, sharnir detallari materialining yeyilishga bardoshligi, ruxsat etilgan nisbiy yeyilishga bog'liq bo'ladi.

Zanjirni xizmat qilish muddati o'qlararo masofa a ortishi bilan ko'payadi, chunki bunda zanjir uzunligi L ortadi va vaqt birligida zanjir yurishlarining soni kamayadi.

z_1 ortishi bilan sharnirdagi burilish burchagi kamayadi, bunda ruxsat etilgan yeyilish $\frac{\Delta p_1}{p_z}$ kamayadi.

Zanjirni umrboqiyiligiga eng ko'p ta'sir qiladigan omil sharnirdagi bosim qiymati bo'ladi.



2.9-shakl. Zanjir sharnirlari markazlarining uzoqlashishi

Yulduzcha tishlari sonini tanlash. Yulduzcha tishlari sonini tanlaganda ikkita qarama-qarshi holatlarga duch kelamiz: birinchidan, tishlar sonining katta qiymatlarida yulduzchaning tishi kamroq yeyiladi, lekin kam yeyilgan, o'zining mustahkamligini saqlagan zanjirning yulduzcha bilan ilashishi buziladi. Ikkinchi tomondan, tishlar sonining kichik qiymatlarida zanjir tezroq yeyiladi, ammo, hatto katta yeyilishda ham, zanjir yulduzcha bilan ilashishini yo'qotmaydi. Bu holda zanjir o'zining mustahkamligini to'liq yo'qotgunga (uzilgunga) qadar ishlashi mumkin. Ayonki, yulduzcha tishlari sonining optimal qiymatida zanjir mustahkamlik va ishlash qobiliyatlarini saqlagan holda, maksimal xizmat qilish muddatiga ega bo'ladi.

Rolikli zanjirlar uchun kichik yulduzchaning tishlar soni z_1 ni quyidagi qiymatlar bo'yicha tanlash tavsiya etiladi:

Uzatish nisbati i	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6
z_1	30-27	27-25	25-23	23-21	21-17	17-15

Eslatma:

1. z_1 ning katta qiymatlari - tezyurur uzatmalar uchun, $v > 25 \text{ m/s}$ da $z_1 > 35$ olish tavsiya etiladi.
2. Sekinyurur uzatmalar uchun z_1 ning qiymatini jadvaldagidan kichik olish mumkin, lekin $z_{\min} = 17$ dan kam emas.
3. Yeyilgan zanjirni ilashishdan chiqish sharti bo'yicha katta yulduzchaning maksimal tishlar sonini 100 - 120 dan kam olish tavsiya etiladi.

Muhandislik amaliyotida yulduzcha tishlar sonini quyidagi munosabat bo'yicha ham hisoblash mumkin:

$$z_1 = 3l - 2i;$$

$$z_2 = iz_1.$$

Zanjir sharnirlaridagi ruxsat etilgan bosim. Ruxsat etilgan bosim qiymatini maxsus sinovlar va ishlatish natijalari bo'yicha tuzilgan jadvallardan tanlash tavsiya etiladi. Ruxsat etilgan bosim $[p_0]$ ning jadvaldagi qiymatlari ishlatishning o'rta sharoitlarida ishlatiladigan, yuklanish doimiy va tekis taqsimlangan, zanjirli uzatma gorizonttal joylashgan, taranglash me'yor darajasida ushlab turilganda, moylash va moy ifloslanishidan himoya qilish qoniqarli, z , α , P , i hamda zanjir sifati tavsiya etilgan me'yorlarda, zanjir umrboqiyli 3000–5000 soatdan kam bo'lmagan hollardagi tipik uzatmalar uchun tegishli bo'ladi.

Hisoblanayotgan va tipik uzatmalar orasidagi farq yuklanish koefitsienti yordamida hisobga olinadi. Bunda hisoblanayotgan uzatma uchun

$$[p] = [p_0] / K_E. \quad (2.15)$$

O'z navbatida,

$$K_E = K_d K_a K_q K_{soz} K_{moy} K_{shar}, \quad (2.16)$$

bu yerda, K_d — dinamik yuklama koefitsienti; K_a — o'qlararo masofa yoki zanjir uzunligi koefitsienti; K_q — uzatmaning gorizontga nisbatan qiyalik burchagi koefitsienti; K_{soz} — zanjir tarangligini sozlash usuli koefitsienti; K_{moy} — uzatmani moylash va uning ifloslanishini hisobga oluvchi koefitsient; K_{shar} — uzatma sharoitni hisobga oluvchi koefitsient yoki uzatmani sutka davomida ishlash muddatini hisobga oluvchi koefitsient.

Koeffitsientlarning qiymati tavsiyalarda beriladi.

2.7. Zanjirli uzatmaning amaliy hisobi

Zanjirli uzatmaning amaliy hisobida berilgan P , n_f va i bo'yicha p_z , z va α ni topish kerak bo'ladi.

Zanjir qadami tanlash. Standart zanjirlar shunday tuzilganki, zanjir qadami oshishi bilan uning statik mustahkamligi va sharnir tayanch sirtining yuzasi, demak, sharnirdagi bosim bo'yicha yuklanish qobiliyati ham oshadi. Shunday qilib, zanjir qadami uzatmadagi yuklanish bilan bog'liq. Yuqorida ko'rilgan (2.14), (2.15) larga binoan,

$$F_f = [p] Bd = [p_0] Bd / K_E.$$

Zanjirli uzatmaning quvvati $P_l = [p_0] Bdz_l n_l p_z / (K_E \cdot 60)$.

$K_z = \frac{z_{01}}{z_1}$ – tish soni koeffitsienti va $K_n = \frac{n_{01}}{n_1}$ – aylanishlar takroriyligi koeffitsientlarini belgilab formulaga kiritdik.

$$P_l = [p_0] Bdz_{01} n_{01} p_z / (K_E K_z K_n \cdot 60). \quad (2.17)$$

P_l , K_E , K_z , K_n ko'paytmani hisobiy quvvat deb qarash mumkin, uning zanjir umrboqiyiligiga ta'siri, bazaviy uzatma sharoitidagi P_{his} quvvatga ekvivalent bo'ladi:

$$P_{his} = P_l K_E K_z K_n = [p_0] Bdz_{01} n_{01} p_z / (\cdot 60). \quad (2.18)$$

Amaliy hisoblashlarni soddalashtirish uchun oxirgi formula asosida hisobiy quvvatlar bilan zanjir qadamlarining bog'liqligi bo'yicha jadval tuzilgan. Bunda $[p_0]$, n_{01} va p_z ning bog'lanishlari e'tiborga olingan. Bundan tashqari, $z_{01} = 25$ n_{01} ning qiymatlari esa $n_0 = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600$ min⁻¹ qatordan olingan.

Hisobiy quvvat aniqlangach, loyihalanayotgan uzatma uchun

$$P_h = P_l K_E K_z K_n \leq [P_h] \quad (2.19)$$

bo'ladi. Jadvaldan zanjir qadami tanlanadi, bunda $p_z \leq [p_z]_{\max}$ bo'lishi kerak.

Agar bir qatorli zanjir yetarli bo'lmasa yoki u juda katta qadamga ega bo'lsa, u holda ko'p qatorli zanjir qo'llanadi. Bu holda,

$$P_h' = \frac{P_h}{K_{qat}} \leq [P_h], \quad (2.20)$$

bu yerda, K_{qat} – qatorlar soni koeffitsienti, u zanjir qatorlari bo'yicha yuklanish notekis tarqalishini hisobga oladi.

Nazorat savol va topshiriqlari

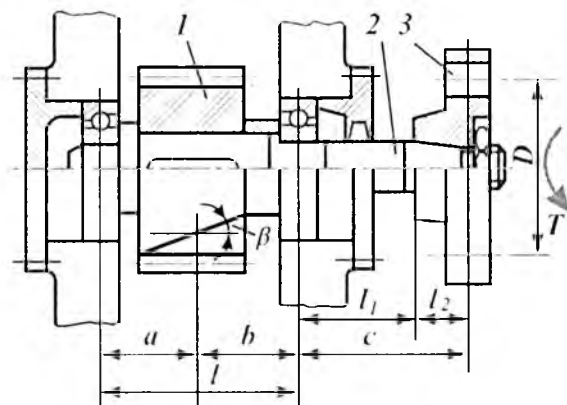
1. Zanjirli uzatmaning qanday afzallik va kamchiliklarini bilasiz?
2. Zanjirli uzatmaning qanday tasniflarini bilasiz?
3. Yuritma zanjirlar tuzilishiga baho bering.
4. Zanjirli uzatmada qanday kuchlar hosil bo'ladi?
5. Zanjirli uzatmaning kinematika va dinamikasi qanday hodisalarga olib keladi?
6. Zanjirli sharnimning yulduzcha tishiga urilishi qanday natijalarga olib keladi?
7. Zanjirli uzatmani hisoblashda asosiy me'zon qaysi bo'ladi?
8. Zanjirli uzatmalarni amaliy hisoblash tartibi qanday?

IKKINCHI BO‘LIM

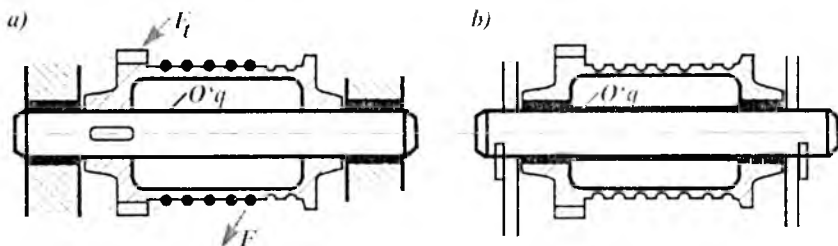
VALLAR, PODSHIPNIKLAR, MUFTALAR

III. VALLAR VA O‘QLAR

Val va o‘qlarda aylanadigan detallar: tishli g‘ildiraklar, shkivlar, barabanlar va sh. k. o‘rnatiladi. Valning o‘qdan asosiy farqi bir detaldan ikkinchisiga burovetchi momentni uzatadi, o‘q esa uzatmaydi.



3.1-shakl. Yarimmuftadan shesternyaga burovetchi momentni uzatish



3.2-shakl. Yuk ko‘tarish mexanizmi barabanining o‘qlari:
a – aylanadigan; *b* – aylanmaydigan

Masalan, 3.1-shaklda burovchi moment yarimmufta 3 dan shesternya 1 ga val 2 orqali uzatiladi. 3.2-shakldagi yuk ko'tarish mexanizmi barabanida burovchi moment tishli gardishdan arqonga barabanning o'zi orqali uzatiladi. Val doimo aylanadi, o'q esa aylanishi ham, aylanmasligi ham mumkin (3.2- *a, b* shakllar).

3.1. Val va o'qlarning turlari. Ularning materiallari

Vallar to'g'ri, tirsakli va egiluvchan bo'ladi. O'qlar doimo to'g'ri bo'ladi. Bulardan eng ko'p tarqalgani to'g'ri val hisoblanadi. Tirsakli vallar porshenli mashinalarda qo'llaniladi. Egiluvchan vallar katta egilishlarda ham aylanma harakatni uzatishi mumkin (masalan, tish davolashda ishlatiladigan bormashinalar). Tirsakli va egiluvchan vallar maxsus detallarga kiritiladi, ular «Mashina detallari» fanida o'rganilmaydi.

Konstruksiya bo'yicha val va o'qlar silliq (3.2-shakl), shakldor yoki pog'onasimon (3.1-shakl) hamda yaxlit va kovak bo'ladi. Vallarni pog'onali qilib tayyorlash ularda detallarni o'q bo'yicha yoki vallarning o'zini mahkamlash hamda tig'izlik bilan o'rnatiladigan detallarni o'rnatish imkoniyati bilan bog'liq bo'ladi. Kovak vallar ularning massasini kamaytirish, val ichidan boshqa detallarni yoki moyni o'tkazish maqsadida qo'llanadi.

To'g'ri vallar ko'pincha uglerodli va legirlangan po'latlardan tayyorlanadi. Ko'pincha termik ishlov berilmaydigan vallar uchun Ст5 po'lati; termik ishlov beriladigan (yaxshilənadigan) vallar uchun сталь 45 yoki 40X po'lati; sirpanish podshipniklarida o'rnatiladigan tezyurar vallar uchun esa сталь 20 yoki 20X po'lati qo'llanilib, ular sapfalar yeyilish bardoshlilikini oshirish uchun sementatsiya qilinadi.

3.2. Vallarning loyihalovchi hisobi

Loyihalovchi hisobni bajarish uchu, odatda, quyidagilar ma'lum bo'lishi kerak: burovchi moment T yoki quvvat P va aylanishlar takroriyligi n_1 , valda o'rnatilgan asosiy detallar (masalan, tishli g'ildiraklar)ning yuklanishi va o'lehamlari. Valning o'leham va materialini aniqlash kerak bo'ladi.

Vallar mustahkamlik, bikirlik va tebranishga hisoblanadi. Asosiy hisobiy yuklanishlar – momentlar T va M boʻlib, ulardan valda buralish va egilish hosil boʻladi. Valni siquvchi yoki choʻzuvchi kuchlar, odatda, kichik qiymatli boʻladi va ular hisobga olinmaydi. Oʻqlarning hisobi vallarning $T = 0$ dagi xususiy holati boʻladi.

Valning hisobini bajarish uchun uning konstruksiyasi (yuklanish qoʻyilgan joy, tayanchlar joylashishi va sh. k.)ni bilish zarur boʻladi. Shu bilan birga valning konstruksiyasini yaratish uchun uning diametrini taxminiy boʻlsa ham baholamasdan turib amalga oshirib boʻlmaydi. Amalda valning loyihalovchi hisobini bajarishning quyidagi tartibi qoʻllaniladi:

1. Dastlab valning oʻrtacha diametrini faqat buralishga ruxsat etilgan kuchlanishning kichik qiymatlaridan aniqlanadi (bunda eguvchi moment maʼlum boʻlmaydi, chunki tayanchlarning joylashishi va yuklanish qoʻyilgan joy maʼlum emas).

Burovchi kuchlanish

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau]$$

yoki

$$d = \sqrt[3]{T / (0,2[\tau])}, \quad (3.1)$$

bu yerda, $[\tau]$ – buralishdagi ruxsat etilgan kuchlanish boʻlib, Cr40, 45, Cr6 poʻlatlaridan tayyorlangan vallar uchun $[\tau] = 15\text{--}25$ MPa. Loyihalanayotgan valning diametrini aniqlashda u bilan birikadigan val diametri qiymatidan (vallar bir xil buruvchi moment uzatadi) foydalaniladi. Masalan, val (3.1-shakl) elektrodvigatel (yoki boshqa mashina) bilan biriktiriladigan boʻlsa, unda val chetki qismi diametrini elektrodvigatel chetki qismi diametriga $d_{el.ch}$ teng yoki yaqin qilib olish mumkin, yaʼni

$$d = (0,75\text{--}1) d_{el.ch}.$$

2. Val diametri aniqlangach, uning konstruksiyasi yaratiladi (3.1-shakl).

3. Valning yaratilgan konstruksiyasi boʻyicha uning tekshiruvchi hisobi bajariladi. Bu hisob quyida koʻrib chiqiladi. Agarda tekshiruvchi hisob qanoatlantirmasa, unda val konstruksiyasiga zarur tuzatishlar kiritiladi. Bunda valning diametri podshipnikning diametri va yuklanish

qobiliyatini aniqlovchi asosiy parametrlardan biri ekanligi nazarda tutiladi. Amaliyotda ba'zi hollarda valning diametri uning o'z mustahkamligidan emas, podshipnik mustahkamligidan aniqlanadi. Shu sababli val va podshipniklarning hisoblari o'zaro bog'liq bo'ladi.

3.3. Vallarning aniqlashtirilgan hisobi

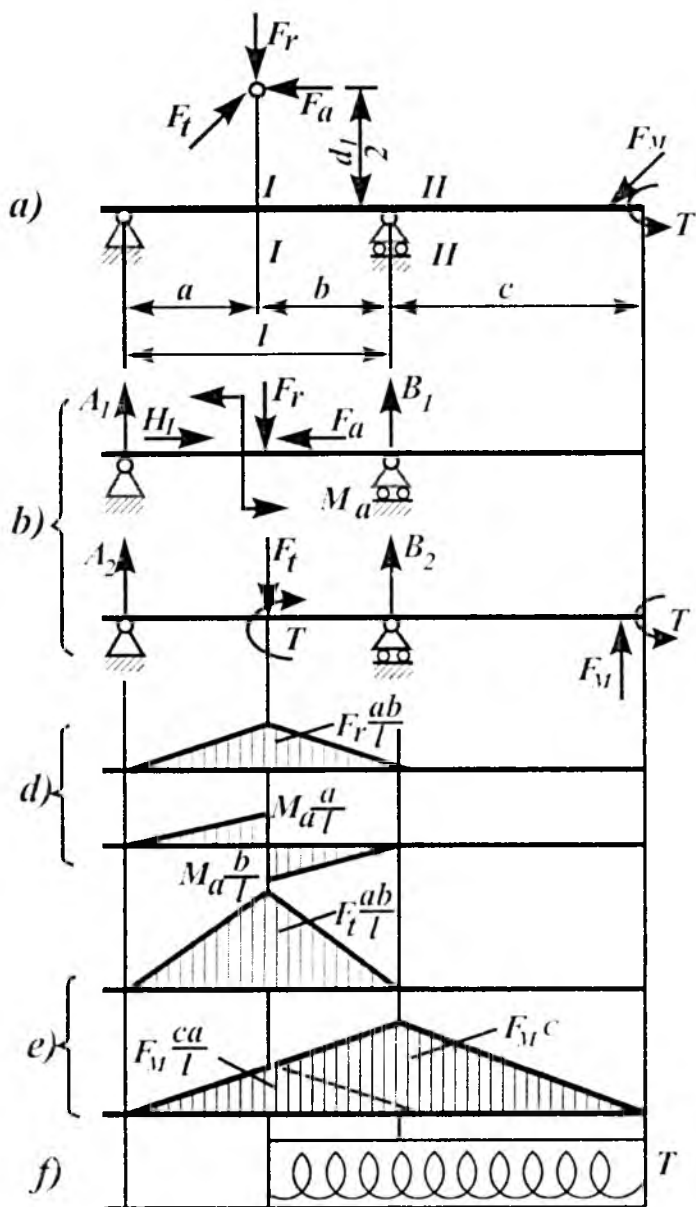
Hisobiy sxemani tanlash va hisobiy yuklanishlarni aniqlash. Vallarning hisobi «Materiallar qarshiligi» fanining bir jinsli bo'lmagan kuchlanishlar ko'riladigan va o'zgaruvchan yuklanishlar ta'sir etadigan holatlari bo'yicha bajariladi. Bunda valning haqiqiy ishlash sharoitlari shartlisi bilan almashtiriladi va ma'lum hisobiy sxemalardan biriga keltiriladi. Konstruksiya hisobiy sxemaga o'tganda, valning yuklanishi, tayanchlari va shakli bir tizimga keltiriladi. Bunday sxemashtirishdan keyin valning hisobi taqribiy bo'lib qoladi.

Hisobiy sxemalarda tayanchlarning uchta turi qo'llanilishini eslatib o'tamiz: qo'zg'almas sharnir, qo'zg'aluvchan sharnir, qistirib tiralgan tayanch. Qistirib tiralgan tayanch ba'zan qo'zg'almas o'qning tayanchi sifatida qabul qilinadi. Aylanadigan o'q va vallar uchun qistirib tiralgan tayanch qo'llash ruxsat etilmaydi.

Hisobiy sxemalar tanlashda vallarning deformativ ko'chishlari, odatda, juda kichik bo'ladi va agar haqiqiy tayanch konstruksiyasi juda kichik burilish yoki ko'chishga yo'l qo'ysa, uni sharnirli yoki qo'zg'aluvchan deb hisoblash mumkin bo'ladi. Bunda bir vaqtning o'zida o'q bo'yicha va radial yuklanish qabul qiladigan podshipniklar sharnirli qo'zg'almas tayanchlar, faqat radial yuklanishni qabul qiladigan podshipniklar esa sharnirli qo'zg'aluvchan tayanchlar bilan almashtiriladi.

Bu mulohazalarni misolda ko'rib chiqamiz. 3.1-shakldagi val uchun shesternya tishi yo'nalishi va T moment yo'nalishini e'tiborga olib, chap tayanchni sharnirli qo'zg'almas, o'ng tayanchni esa sharnirli qo'zg'aluvchan deb olamiz (3.3-shakl).

Valning haqiqiy yuklanishlari to'plangan bo'lmay, ular gupchak uzunligi, podshipnik kengligi bo'yicha taqsimlangan bo'ladi. Hisobiy yuklanishlarni, odatda, to'planma deb qaraladi. Ko'rayotgan misolimizda (3.1-shakl) val ilashma qutbiga ta'sir etadigan F_r , F_a va F_t kuchlar va yarimuftadagi T moment bilan yuklangan (3.3, a-shakl). 3.3 b-shaklda valga ta'sir etuvchi kuchlar F_r , F_a , F_t val o'qiga keltirilib, vertikal va gorizontaal tekislikda alohida ko'rsatilgan.



3.3-shakl. Valning hisobiy sxemasi

Sxemada F_M – valga muftani biriktirishda vallarning o'qdosli-
gidan kelib tushadigan kuch. Umumiy mashinasozlikda ishlatiladigan bir
pog'onali reduktorlarning kirish va chiqish vallari uchun

$$F_M \approx 125\sqrt{T},$$

ko'p pog'onali vallarning chiqish vallari uchun

$$F_M \approx 250\sqrt{T}$$

bo'ladi, bu yerda, $T - Nm$ da.

Bu sxemalardan valga yarimmufta emas, balki shesternya, yulduzcha
yoki shkiv o'rnatilgan bo'lsa ham foydalanish mumkin.

Sxemada kuchlardan hosil bo'ladigan kuch juftlari $T=0,5F_t d_1$ va
 $M_a=0,5F_a d_1$ alohida ko'rsatilgan. Bu holda, d_1 – shesternyaning bo'luv-
chi diametri.

Hisobiy sxema ostida hamma ta'sir etadigan yuklanishlardan vertikal
va gorizontall tekislikdagi eguvchi va burovchi momentlar epyuralari
qurilgan (3.3, d, e, f). Bu epyuralar bo'yicha valning xohlagan kesimi-
dagi natijaviy eguvchi momentni aniqlash mumkin. Masalan, I-I kesim
uchun eguvchi moment

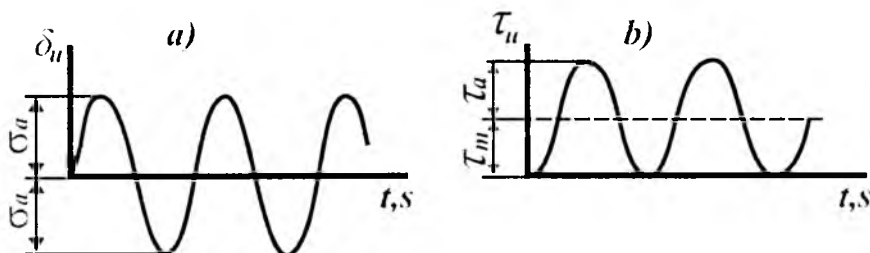
$$M = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_a \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_M \frac{ca}{l}\right)^2}.$$

Mustahkamlikka hisoblash. Amalda kuzatilishicha, vallar uchun
asosiy yemirilish turi toliqish bo'ladi. Statik yemirilish juda kam kuza-
tiladi. U, odatda, tasodifiy qisqa muddatli o'ta yuklanish holatlarida yuz
beradi. Shu sababli, vallar uchun toliqishga qarshilik bo'yicha hisob
asosiy bo'lib, statik mustahkamlikka hisoblash esa tekshiruvchi bo'ladi.

Toliqishga qarshilikni hisoblashda eng avval kuchlanishlar sikli xarak-
terini aniqlash zarur. Valning aylanishi sababli, uning ko'ndalang kesimi-
ning turli nuqtalarida eguvchi kuchlanish hatto doimiy yuklanishda ham
simmetrik sikl bo'yicha o'zgaradi (faqatgina yuklanish val bilan aylan-
gandagina bundan istisno holat yuzaga keladi).

Burovchi kuchlanish yuklanish o'zgarishiga proporsional o'zgaradi.
Ko'pgina hollarda mashinadan foydalanish jarayonida yuklanishning
haqiqiy siklini aniqlash qiyin bo'ladi. Bunda hisob shartli ravishda

nominal yuklanish bo'yicha bajariladi. kuchlanishlar sikli esa eguvchi kuchlanish uchun simmetrik (3.4, *a* shakl) va burovchi kuchlanish uchun noldan yuqori (3.4, *b* shakl) deb qabul qilinadi. Burovchi kuchlanish uchun noldan yuqori siklning tanlanishi, ko'pgina mashinalar o'zgaruvchan burovchi moment bilan ishlashi, momentning ishorasi esa faqat reversiv mashinalarda o'zgarishi bilan izohlanadi. Bunday hisobning xatoligi mustahkamlik zaxirasi ko'effitsientini tanlash bilan kompensatsiya qilinadi.



3.4-shakl. Valdagi sikllar o'zgarishi:
a – eguvchi kuchlanish; *b* – burovchi kuchlanish

Hisobga kirishar ekanmiz, val uchun xavfli kesimlarni tanlaymiz: I–I va II–II kesimlarda valning mustahkamligini tekshirish zarur bo'ladi (3.3-shakl). Bunda eguvchi va burovchi momentlar epyuralari xarakteri, valning pog'onasimon shakli va kuchlanishlar to'planish joylarini hisobga olamiz. Xavfli kesimlar uchun toliqishga qarshilik zaxirasi (ehtiyot ko'effitsienti) aniqlanadi va ularni ruxsat etilgani bilan taqqoslanadi. Burovchi va eguvchi kuchlanishlar bir vaqtda ta'sir etganda toliqishga qarshilik zaxirasi quyidagi formula bo'yicha aniqlanadi:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [s] \approx 1,5; \quad (3.2)$$

bu yerda,

$$\left. \begin{aligned} S_{\sigma} &= \frac{\sigma^{-1}}{\sigma_a K_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m K_d K_F}; \\ S_{\tau} &= \frac{\tau^{-1}}{\tau_a K_{\tau} + \psi_{\tau} \tau_m K_d K_F} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

formulalarda S_{σ} – faqat egilishdan toliqishga qarshilik zaxirasi; S_{τ} – faqat buralishdan toliqishga qarshilik zaxirasi.

Bu formulalarda σ_d va τ_d – kuchlanishlar sikllarini oʻzgaruvchan tashkil etuvchilarining amplitudalari, σ_m va τ_m – doimiy tashkil etuvchilar.

Avval qabul qilingan shartga binoan, (3.4-shakl) vallarni hisobida

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m &= 0; \quad \sigma_d = \frac{M}{0,1d^3}; \\ \tau_m &= \tau_d = 0,5\tau = \frac{0,5T}{0,2d^3}; \end{aligned} \right\} \quad (3.4)$$

ψ_{σ} va ψ_{τ} – kuchlanish siklini doimiy tashkil etuvchisini toliqishga qarshilikka taʼsirini toʻgʻrilovchi koeffitsientlar.

ψ_{σ} va ψ_{τ} ning qiymatlari materialning mexanik xarakteristikalariga bogʻliq boʻladi. Odatda, quyidagicha qabul qilinadi:

$$\left. \begin{aligned} \text{uglerodli yumshoq poʻlatlar uchun} & \quad \psi_{\sigma} = 0,05; \quad \psi_{\tau} = 0; \\ \text{oʻrtacha uglerodli poʻlatlar uchun} & \quad \psi_{\sigma} = 0,1; \quad \psi_{\tau} = 0,05; \\ \text{legirlangan poʻlatlar uchun} & \quad \psi_{\sigma} = 0,15; \quad \psi_{\tau} = 0,1; \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

bu yerda, σ_{-1} va τ_{-1} – chidamlilik chegaralari.

Ular jadvallardan yoki taxminiy formulalar boʻyicha aniqlanadi

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_b; \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_b; \\ \tau_b &\approx (0,55 \dots 0,65) \sigma_b; \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

bu yerda, K_d va K_F – masshtab va sirt gʻadir-budirliqi omillari; K_{σ} va K_{τ} – egilish va buralishda kuchlanish toʻplanishlari koeffitsientlari. K_d , K_b , K_{σ} va K_{τ} qiymatlar maxsus maʼlumotnomalardagi grafik va jadvallardan aniqlanadi.

(3.3) formula valni uzoq muddat xizmat qilishda hisoblash uchun qoʻllaniladi. Statik mustahkamlikka tekshirish plastik deformatsiyalarning oldini olish va qisqa muddatli oʻta yuklanishlarda (masalan, ishga tushirishda va sh.k.) buzilishning oldini olish uchun bajariladi.

Bunda ekvivalent quchlanish aniqlanadi:

$$\sigma_{ek} = \sqrt{\sigma_{eg}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (3.7)$$

bundan

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{eg} &= M/(0,1d^3); \\ \tau &= T/(0,2d^3); \end{aligned} \right\} \quad (3.8)$$

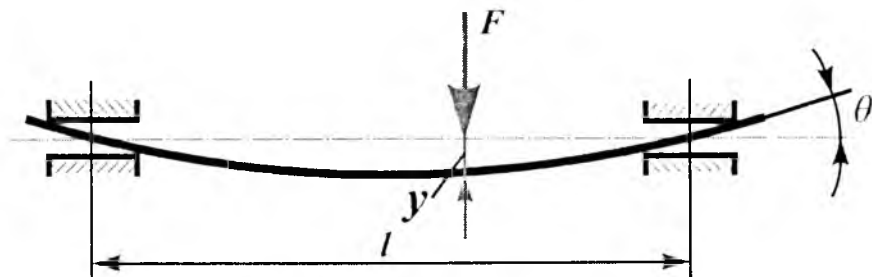
bu yerda, M va T – xavfli kesimdagi o'ta yuklanish holatida eguvchi va burovchi momentlar.

Ruxsat etilgan kuchlanishning chegaraviy qiymatining oquvchanlik chegarasi σ_{oq} ga yaqin olinadi

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_{oq}. \quad (3.9)$$

3.4. Valni bikirlikka hisoblash

Valning elastik siljishlari tutash detallarning, ya'ni podshipniklar, tishli g'ildiraklar, friksion uzatmalarining diskleri va sh. k. larning ishiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Valning egilishidan (3.5-shakl) tishli ilashmada tish uzunligi bo'yicha yuklanish to'planishi hosil bo'ladi. Katta burilish burchaklari θ da podshipnikda val qisilib qolishi mumkin (3.5-shakldagi o'ng tayanch). Metall qirquvchi stanoklarda valning siljishi (ayniqsa shpindellarda) ishlov berishning aniqligini va detalning sirti sifatini pasaytiradi. Bo'luvchi va hisoblovchi mexanizmlarda elastik siljishlar o'lchash aniqligini pasaytiradi.



3.5-shakl. Valning egilishi

Ruxsat etilgan elastik siljishlar konstruksiya uchun konkret talablarga bog'liq bo'ladi va har bir holat uchun alohida aniqlanadi. Ba'zi bir tavsiyalarni keltiramiz:

tishli uzatma vallari uchun g'ildirak ostidagi val salqiligi: $[y] \approx 0,01 m$ – silindrik uzatmalar uchun; $[y] \approx 0,005 m$ – konussimon, gipoid, globoid uzatmalar uchun, bu yerda, m – uzatma moduli.

Shesternyalar ostidagi vallarning o'zaro qiyalanish (og'ish) burchagi $\gamma \leq 0,001$ rad.

Stanoksozlikda umumiy vazifali vallar uchun $[y] = (0,0002 - 0,0003)l$, l – tayanchlar orasidagi masofa.

Sirpanish podshipnikdagi valning burilish burchagi $[\theta] = 0,001$ rad; radial sharikli podshipnikdagi val uchun $[\theta] = 0,005$ rad.

Ruxsat etilgan siljishlarning kichik qiymati shunga olib kelishi mumkinki, ba'zan valning o'lchamini mustahkamlik emas, bikirlikdan aniqlashga to'g'ri keladi. Bunday holda valni qimmat narxli yuqori mustahkamli po'latlardan (agar bunda boshqa shartlar, masalan, stapfaning yeyilishga bardoshliligi talab etilmasa) tayyorlash maqsadga muvofiq bo'ladi.

Egillishdagi siljishlarni umumiy holda Mor integrali va Vereshchagin usulidan foydalanib topish mumkin («Materiallar qarshiligi» fani darsligiga qarang). Oddiy hisobiy sxemalar uchun ma'lumotnomalardagi tayyor yechimlardan foydalanish mumkin. Bunda val bir diametrli doimiy kesimga ega deb qaraladi.

Doimiy diametrli valning buralishdagi siljishi quyidagi formula bo'yicha hisoblanadi:

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_p}$$

bu yerda, φ – val buralish burchagi, rad; T – burovchi moment; G – siljishdagi elastiklik moduli; l – valning buralayotgan qismi uzunligi; $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – val kesimining qutb inersiya momenti.

Agar val pog'onali bo'lsa va bir necha moment T bilan yuklansa, u holda φ burchak uchastkalar bo'yicha aniqlanadi, so'ngra yig'indisi jamlanadi.

Ruxsat etilgan buralish burchaklarining qiymati mexanizmga qo'yilgan talablarga binoan katta oraliqda o'zgaradi. Masalan, tizimlar, bo'luvchi

mexanizmlar va sh. k. larda ruxsat etilgan buralish burchaklari l metr uzunlikka sekund va minutlar bilan chegaralanadi, avtomobil kardan vallarida esa metrga bir necha gradusni tashkil etadi.

3.5. Valni tebranishga hisoblash

Elementar tizimlarning tebranishlarini hisoblash me'yorlariga binoan, bitta erkinlik darajasiga ega tizimning majburiy tebranishlari quyidagi tenglama bilan yoziladi:

$$y'' = \frac{P_a}{m(\omega_e^2 - \omega_m^2)} \sin \omega_m t, \quad (3.10)$$

bu yerda, y – m massa majburiy tebranishlarining amplitudasi; P_a – $P(t) = P_a \sin \omega_m t$ uyg'otuvchi kuchning amplitudasi; ω_m – uyg'otuvchi kuchning doiraviy takrorlanishi yoki tizimning majburiy tebranishlari takrorlanishi; ω_e – tizimning erkin tebranishlari doiraviy takrorlanishi.

(3.10) tenglama eng oddiy val tebranishiga ilova holda ko'riladi (3.6-shakl). Bunda ω_m burchak tezlik bilan aylanayotgan valda m massali disk e eksentrisitet bilan o'rnatilgan. m massaga nisbatan valning shaxsiy massasi kichik deb hisoblanadi va hisobga olinmaydi (bitta erkinlik darajasiga ega elastik tizim. Valga markazdan qochirma kuch ta'sir etadi:

$$P_a = m\omega_m^2 e, \quad (3.11)$$

bunda uning vektori ω_m burchak tezlik bilan aylanadi.

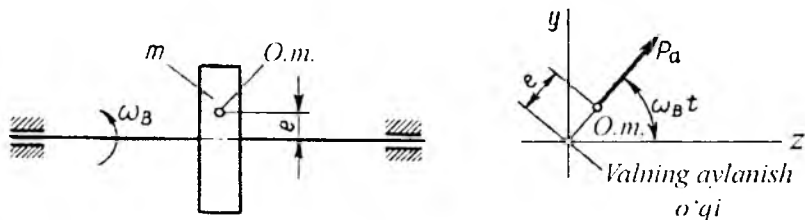
P_a kuchning y va z o'qlari bo'yicha tashkil etuvchilari:

$$P_y = P_a \sin \omega_m t, \quad P_z = P_a \cos \omega_m t. \quad (3.12)$$

P_y va P_z kuchlar garmonik uyg'otuvchi kuch bo'lib, ular y va z o'qlari yo'nalishida valning egilishdagi tebranishini qo'zg'aydi. P_a kuchning tebranishi (3.10) tenglama bilan yoziladi, P_z kuchdan esa unga o'xshash

$$z'' = \frac{P_a}{m(\omega_e^2 - \omega_m^2)} \cos \omega_m t$$

tenglama bilan aniqlanadi.



3.6-shakl. Valning tebranishdagi holati

Egilishdagi tebranishning shaxsiy takrorlanishlari:

$$\omega_{st} = \sqrt{1/(m\delta)} = \sqrt{g/y_{st}}, \quad (3.13)$$

bu yerda, $\delta = y_{st}/(mg)$ – valning beriluvchanligi yoki birlik kuchdan salqiligi; y_{st} – valning disk mg og'irlik kuchi ta'siridan statik egilishi.

(3.10) tenglamadan $\omega_m \rightarrow \omega_c$ da $y \rightarrow \infty$, $\omega_m = \omega_c$ bo'lganda esa rezonans sodir bo'ladi.

Shunday qilib, rezonans holatida hatto juda kichik muvozanatlanmagan massa ta'siridan mashinaning buzilishi mumkin.

Rezonans sodir bo'ladigan aylanishlar takroriyligi (min^{-1}) kritik deb ataladi:

$$n_{kt} = \left(\frac{30}{\pi}\right) \omega_{kt} = \left(\frac{30}{\pi}\right) \omega_c = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{g/y_{st}}. \quad (3.14)$$

Agar burchak tezlik $\omega_m = \omega_{kt} = \omega_c$ dan katta bo'lsa, unda tizim tezlanishida rezonans zonasidan o'tadi va yana stabillashadi. Sinishlarning oldini olish uchun rezonans zonasini tez o'tish kerak bo'ladi. Bu zonada ushlanib qolishga yo'l qo'yib bo'lmaydi.

$\omega_m > \omega_c$ da tebranishlar amplitudasi o'zining ishorasini o'zgartiradi (3.10 formulaga qarang). Buni amalda nimaga olib kelishini ko'rib chiqamiz.

To'liq amplituda

$$r = \sqrt{y^2 + z^2} = \frac{P_a}{m(\omega_c^2 - \omega_m^2)} = \frac{\omega_m^2}{\omega_c^2 - \omega_m^2} e, \quad (3.15)$$

Bunda $\sin^2 \omega_m t + \cos^2 \omega_m t = 1$; $P_a = m\omega_m^2 e$.

$\omega_m > \omega_e$ bo'lganda r ning amplitudasi e ga qarama-qarshi bo'ladi va $\omega_m \geq \omega_e$ bo'lsa $r \rightarrow (-e)$. Shunday qilib, kritik zonadan o'tgan, muvozanatlanmagan massaning og'irlik markazi geometrik aylanish o'qiga yaqinlashadi. Bu hodisadan tezyurar mexanizmlarda foydalaniladi, bunda ustivorlikni saqlab qolish uchun past shaxsiy takrorlanishli ω_e ga ega egiluvchan val o'rnatiladi.

Vibratsiya (titrash)dagi ustivorlik chegarasini quyidagicha olish tavsiya etildi: bikir vallar uchun $n \leq 0,7 n_{kr}$, egiluvchan vallar uchun $n \geq 1,3 n_{kr}$.

Tizimga o'zgaruvchan burovchi momentlar ta'sir etsa, unda burovchi tebranishlar hosil bo'lib, ularni ham yuqoridagi usulda tahlil etish mumkin.

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Nima sababdan valning hisobi ikki: loyihalovchi va tekshiruvchi bosqichdan iborat bo'ladi?
2. Valning loyihalovchi hisobi qanday kuchlanish bo'yicha bajariladi va bunda ruxsat etilgan kuchlanish nima sababdan kamaytiriladi?
3. Valning hisobiy sxemasini ishlab chiqishda uning real ishlash sharoiti, konstruksiyasi, tayanchlari va yuklanish qanday sxemalashtiriladi?
4. Nima uchun, hatto o'zgarmas yuklanishda ham, val toliqishga hisoblanadi?
5. Valning toliqishga qarshiligi zaxirasini aniqlashda qanday omillar hisobga olinadi va val qanday kuchlanishlar bo'yicha hisoblanadi?
6. Nima sababdan valning bikirligini tekshirish kerak bo'ladi va unda qanday parametrlar aniqlanadi?
7. Val tebranishining sababi nima?
8. Valning shaxsiy va majburiy tebranishlar takroriyligi nima hamda ularning qanday nisbatiga yo'l qo'yish kerak emas?

IV. PODSHIPNIKLAR

SIRPANISH PODSHIPNIKLARI

Podshipniklar val va aylanadigan o'qlarning tayanchi bo'lib xizmat qiladi. Ular valga ta'sir etadigan radial va o'q bo'yicha yo'nalgan yuklanishlarni qabul qiladi va valning zarur aylanish o'qini saqlab qoladi. Mexanizmida foydali ish koeffitsientining kamayishini pasaytirish maqsadida podshipniklarda yo'qotishlar minimal bo'lishi kerak. Mashinalarning ishchanlik qobiliyati va chidamliligi ko'p jihatdan podshipniklar sifatiga bog'liq bo'ladi.

Podshipniklar ishqalanish turi va qabul qiladigan yuklanishi bo'yicha turlarga ajratiladi.

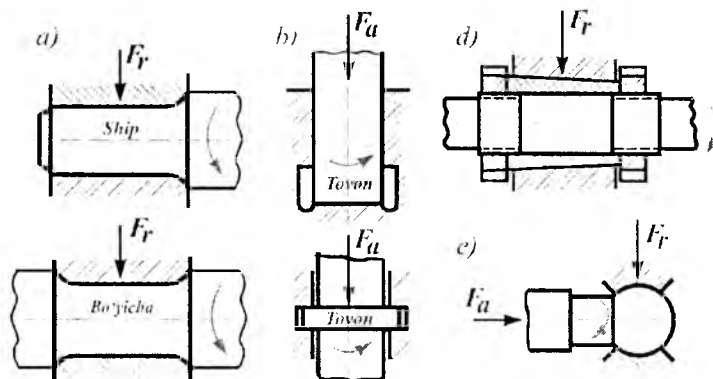
Ishqalanish turi bo'yicha sirpanish va dumalash podshipniklari bo'ladi. Sirpanish podshipniklarida valning tayanch qismi podshipnik sirtida sirpanadi, dumalash podshipnigida esa podshipnik va valning tayanch sirtlari orasida sharik yoki rolik o'rnatilib, sirpanish ishqalanishi dumalash ishqalanishiga almashtiriladi.

Podshipniklar qabul qiladigan yuklanishi bo'yicha radial, tirak va radial-tirak podshipniklarga ajratiladi. Radial podshipniklar radial yuklanishlarni, tirak podshipniklar o'q bo'yicha yuklanishlarni, radial-tirak podshipniklar esa radial va o'q bo'yicha yuklanishlarni qabul qiladi.

Podshipniklarning hamma turlari keng tarqalgan.

4.1. Sirpanish podshipniklari bo'yicha umumiy ma'lumotlar va ularning turlari

Valning tayanch qismi sapfa deyiladi. Sirpanish podshipnigining ishehi sirti xuddi val sapfasi kabi silindrik (4.1. *a*-shakl), tekis (4.1. *b* shakl), konussimon (4.1. *d* shakl) yoki sharsimon (4.1. *e* shakl) bo'ladi. Radial yuklanishni qabul qiladigan sapfa val chekkasida joylashsa, ship va o'rtasida joylashsa, bo'yincha deyiladi. O'q bo'yicha (bo'ylama) yuklanishni qabul qiladigan sapfa tovon, tayanch esa tovontaglik deyiladi.

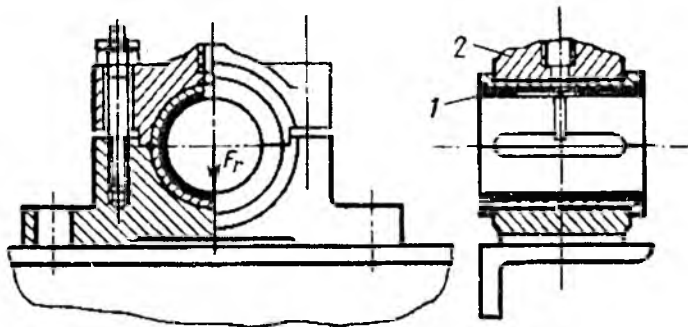


4.1-shakl. Sapfalarining tuzilishi

Tovontagliklar, odatda, radial podshipniklar bilan juft bo'lib ishlaydi (4.1. *b* shakl). Aksariyat radial podshipniklar oz miqdordagi o'q bo'yicha yuklanishlarni ham qabul qiladi (valni o'q bo'yicha ham mahkamlaydi). Buning uchun val pog'onali qilib, galtellari bilan tayyorlanadi, podshipnik qirralari esa dumaloqlanadi. Konussimon sirtli podshipniklar kam ishlatiladi. Ular kam yuklanish ta'sir etganda davriy ravishda podshipnik yeyilishidan hosil bo'lgan tirqishni yo'qotib, mexanizm aniqligini saqlash zarur bo'lganda qo'llanadi (4.1. *d* shakl). Buning uchun valda konussimon vtulka o'rnatilib, uning holati gaykalar bilan sozlanadi. Bundan tashqari, sharsimon (sferik) podshipniklar ishlatiladi. Bu podshipniklar valning qiyalanishiga yo'l qo'yadi, ya'ni o'zi o'rnatish xususiyatiga ega bo'ladi. Ular ko'pincha richagli mexanizmlar shamiri sifatida qo'llanadi, bunda ular davriy ravishda cheklangan burchaklar oralig'ida buralishi mumkin (4.1. *e* shakl).

Podshipnikning konstruktiv tuzilishi 4.2-shaklda ko'rsatilgan. Podshipnikning asosiy elementi tayanch sirtida yupqa qatlam antifriksion material surtilgan ustquyma bo'ladi. Ustquymani podshipnikning maxsus korpusida yoki bevosita mashina korpusi (stanina, rama)da o'rnatish mumkin.

Sirpanish podshipniklarining qo'llanilish sohasi dumalash podshipniklarini zamonaviy mashinasozlikda ko'p ishlatilishi hisobiga ancha qisqardi. Ammo zamonaviy texnikada sirpanish podshipniklarining ahamiyati qisqargani yo'q. Ular keng ko'lamda qo'llaniladi va bir qator konstruksiyalarda ularni almashtirib bo'lmaydi. Bu quyidagi podshipniklar va ularning ish holatlari:



4.2-shakl. Sirpanish podshipnigining konstruksiyasi:

1 – ustquyma; 2 – korpus

1) yig'ish shartlari bo'yicha ajraladigan podshipniklar, masalan, tirsakli vallar uchun;

2) tezyurar podshipniklar ($v > 30 \text{ m/s}$), ularning ishlash sharoitida dumalash podshipniklarning chidamliligi keskin kamayadi (vibratsiyalar, shovqin, dumalash jismlariga tushadigan katta inersion yuklanishlar);

3) o'ta aniq (prezetsion) mashinalar podshipniklari, ulardan vallarni o'ta aniq yo'naltirish va tirqishlarni sozlash imkoniyati mavjudligi talab qilinadi;

4) maxsus sharoit (suv, tajovuzkor muhit)larda ishlovchi podshipniklar, bunda dumalash podshipniklari zanglash tufayli tez ishdan chiqadi;

5) arzon sekinyurar mexanizmlar podshipniklari va boshqalar.

4.2. Sirpanish podshipniklarining ish sharoitlari va yemirilish turlari. Suyuqlikda ishqalanish nazariyasining asoslari

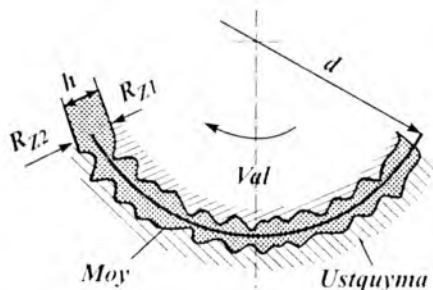
Sapfaning podshipnikda aylanishiga ishqalanish kuchining momenti qarshilik ko'rsatadi. Ishqalanish kuchining ishi ta'siridan podshipnik va sapfa qiziydi. Ishqalanish sirtidan issiqlik podshipnik korpusi va valga, moylovchi suyuqlik orqali esa tashqariga uzatiladi. Podshipnikka har qanday barqaror sharoit uchun issiqlik muvozanati shart bo'lib, ajralayotgan issiqlik tashqariga olib ketilayotgan issiqlikka teng bo'lishi kerak. Bunda aniq harorat o'rnatiladi. Ajralayotgan issiqlik qancha ko'p

bo'lib, issiqlik uzatish sharoiti yomon bo'lsa, issiqlik muvozanati harorati shuncha yuqori bo'ladi. Bu harorat podshipnik materiali va moy navi uchun ruxsat etilgan qiymatdan katta bo'lmashligi kerak. Harorat oshishi bilan moyning qovushoqligi kamayadi va sapfa podshipnikda qisilib qolib, yulinish xavfi oshadi. Oxir natijada yulinish ustquymaning erishiga olib keladi. Podshipnikning qizishi uning buzilishida asosiy sababchi bo'ladi.

Podshipnikning ishlashida ustquyma va sapfaning yeyilishi yana oshadi, bu esa mexanizm va podshipnikning to'g'ri ishlashini buzadi. Agar yeyilish me'yordan oshib ketsa, u yaroqsizga chiqariladi. Ishqalanish kuchi ishi bilan bog'liq yeyilish jadalligi ham podshipnik xizmat muddatini aniqlaydi.

O'zgaruvchan yuklanish ta'sir etganda (masalan, porshenli mashinalarda) ustquyma sirti toliqish ta'siridan uvalanishi mumkin. Toliqishdan uvalanish kam yeyilishli podshipniklar uchun hos bo'lib, juda kam kuzatiladi. Katta qisqa muddatli zarbiy xarakterdagi o'ta yuklanish holatlarida podshipnik ustquymalari mo'rtligidan sinishi mumkin. Odatda, mo'rt buzilish kam mustahkamli antifriksion materiallar – babbrit va ba'zi plastmassalar ishlatilganda sodir bo'ladi.

Ishqalanish sharoitlari va hisoblash mezonlari. Ishqalanish kuchi ning ishi podshipnik xizmat muddatini aniqlovchi asosiy ko'rsatkich bo'ladi. Ishqalanish podshipnik yeyilishi va qizishini hamda uning foydali ish ko'effitsientini aniqlaydi. Ishqalanishni kamaytirish uchun sirpanish podshipniklari moylanadi. Podshipnik ish sharoitiga qarab unda nim suyuqlikda ishqalanish yoki suyuqlikda ishqalanish hosil bo'ladi. Bu sharoitlarni 4.3-shakldan tushuntirish mumkin.



4.3-shakl. Suyuqlikda ishqalanish holatida val bilan ustquymaning o'zaro joylashuvi

Suyuqliqda ishqalanishda val va ustquymaning ishchi sirtlari moy qatlami bilan ajratilgan bo'lib, uning qalinligi sirtlarning g'adir-budirligi balandligidan ko'p bo'ladi (4.3-shaklda moy qatlami qalin chiziq bilan ko'rsatilgan):

$$h = R_{z1} + R_{z2}. \quad (4.1)$$

Bu shart bajarilganda moy qatlami ishchi sirtlarning bevosita tutashuvi, ya'ni yeyilishining oldini olib, tashqi yuklanishni qabul qiladi. Bu holda harakatga qarshilik faqat moylovchi suyuqlikning ichki qarshiligiga bog'liq bo'ladi. Suyuqlikdagi ishqalanish koeffitsientining qiymati 0,001–0,005 oraliqda bo'ladi (bu qiymat dumalashdagi ishqalanish koeffitsientidan kam bo'ladi).

Nim suyuqlikda ishqalanish shartidagi (4.1) formula bajarilmaydi, podshipnikda – ayni vaqtda suyuqlikda – chegaraviy ishqalanish bo'ladi. Chegaraviy ishqalanishda ishqalanayotgan sirtlar moyning aktiv molekulalari va ustquyma materiallari kimyoviy reaksiya ta'siri natijasida hosil bo'lgan mos yupqa parda bilan qoplangan bo'ladi. Moyning chegaraviy yupqa parda hosil bo'lishi (adsorbsiya)ga qobiliyati moylanuvchanlik (yopishqoqliq, moylanish) deyiladi. Chegaraviy yupqa pardalar turg'un bo'ladi va katta bosimga chidaydi. Lekin bosim to'planish joylarida ular buziladi, metall sirtlarning tutashuvi yuz beradi, nisbiy harakatda material qismlarining yulinishi va uzilishi hosil bo'ladi. Yarimsuyuqlikda ishqalanish sharoitida ishqalanuvchi sirtlarga hatto tashqi abraziv zarrachalar tushmasa ham yeyilish bo'ladi. Yarim suyuqlikda ishqalanish koeffitsientining qiymati moyning sifatidan tashqari ishqalanayotgan sirtlarning materiallariga ham bog'liq bo'ladi. Eng ko'p tarqalgan antifriksion materiallar uchun yarimsuyuqlikda ishqalanish koeffitsienti 0,008–0,1 ga teng bo'ladi.

Podshipnikning ishlash sharoitidan eng qulayi suyuqlikda ishqalanish hisoblanadi. Suyuqlikda ishqalanish sharoitini hosil bo'lishi ko'pchilik sirpanish podshipniklarini hisoblashning asosiy mezonini hisoblanadi. Bunda bir vaqtda yeyilish va yulinish bo'yicha mezonlar ta'minlangan bo'ladi.

Suyuqlikda ishqalanish nazariyasining asosiy holatlari. Podshipnikning suyuqlikda ishqalanish sharoitini tadqiq qilish moylashning gidrodinamik nazariyasiga asoslangan. Bu nazariyani asoschisi rus olimi N. P. Petrov hisoblanadi (1883-yil). Keyinchalik bu nazariya O. Rey-

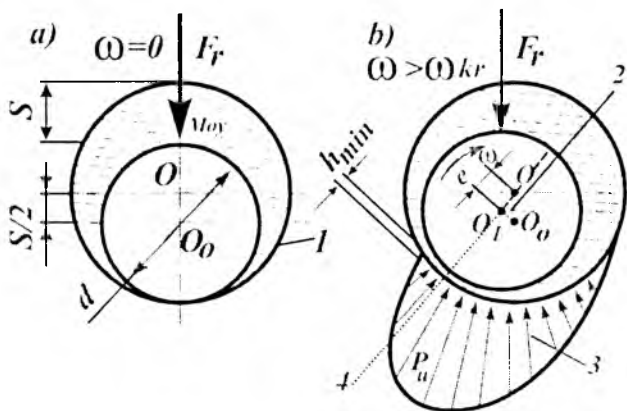
noldi, N. I. Jukovskiy, S. A. Chaplign, A. Zommerfeld, A. Michel va boshqa olimlar ishlarida rivojlantirildi. Bu nazariya gidrodinamikaning qovushqoq moy differensial tenglamalari yechimiga asoslanadi. Bu tenglama qovushqoq moy bosimi, tezligi va siljishiga qovushqoqlikning qarshiligini bog'laydi.

Bu yerda tenglama yechimini keltirmay, uning natijalari bo'yicha xulosalar bilan cheklanamiz.

1. Podshipnikda hosil bo'ladigan bosim moy qatlami qalinligiga teskari proporsional bo'ladi. Podshipnikda bu qatlam millimetrlarning bir necha o'n va yuzdan bir bo'lagini tashqil etadi va shu sababli bosim juda katta qiymatga erishishi mumkin.

2. Suyuqlikda ishqalanish sharoiti hosil bo'lishi shartlaridan biri torayadigan tirqish hisoblanadi. Bu tirqish ponasimon deb ataladi. Demak, podshipnik konstruksiyasida ponasimon tirqish bo'lmasa, suyuqlikda ishqalanish hosil bo'lmaydi. Masalan, 4.1. b shakldagi oddiy tekis tovontaglikda ponasimon tirqish bo'lmay, suyuqlikda ishqalanish vujudga kelmaydi. Ponasimon tirqish bo'lmagani bois, suyuqlikda ishqalanish hosil bo'lishi uchun tovontaglikning tayanch sirtiga maxsus shakl beriladi.

Radial podshipniklarda ponasimon tirqish podshipnik konstruksiya – tuzilishiga mos bo'ladi. Ponasimon tirqish val salfasi va ustquyma markazlari siljishlari hisobiga hosil bo'ladi (4.4-shakl).



4.4-shakl. Silindrik radial podshipnikda ponasimon tirqishning hosil bo'lishi

Burchak tezlik $\omega > \omega_{kr}$ bo'lsa, sapfa moyda qalqib chiqadi va 4.4-*b* shaklda ko'rsatilganday, aylanish yo'nalishidagi trayektoriya bo'yicha suriladi. 4.4, *a*, *b* shakllarda: 1 – ponasimon tirqish; 2 – sapfa markazining aylanish tezligi oshgandagi yurish yo'li; 3 – moy qatlamida bosim epyurasi; 4 – markazlar chizig'i. Burchak tezligi oshishi bilan ajratuvchi moy qatlami h_{min} ortadi, sapfa markazi esa ustquyma markazi bilan yaqinlashadi. $\omega \rightarrow \infty$ da markazlar orasidagi masofa $e \rightarrow 0$. Markazlar ustma-ust tushishi mumkin emas, chunki bunda tirqishning ponasimon shakli buzilib, suyuqlikda ishqalanish sharti bajarilmaydi.

Tadqiqotlardan kuzatilishicha, ma'lum geometrik parametrlil podshipniklar uchun moy qatlamining qalinligi podshipnik ishchi sharoitining funksiyasi bo'ladi:

$$h_{min} = \Phi(\mu\omega/p), \quad (4.2)$$

bu yerda, $\mu\omega/p$ – podshipnik ishchi sharoiti tasnifi; $p = \frac{F_r}{ld}$ – podshipnikdagi shartli o'rtacha bosim, u yuklanishni tasniflaydi; *l* va *d* – podshipnik uzunligi va diametri.

(4.2) formuladan ko'rinishicha, moy qatlami qalinligi moy qovushoqligi va sapfa burchak tezligi ortishi bilan oshadi. Yuklanish ortishi bilan moy qatlamining qalinligi kamayadi.

Shunday qilib, suyuqlikda ishqalanish hosil bo'lishining quyidagi shartlari bor.

1) sirpanayotgan sirtlar orasida ponasimon shakldagi tirqish bo'lishi kerak;

2) tegishli qovushoqli moy tirqishni uzluksiz to'ldirib turishi kerak;

3) sirtlar orasidagi nisbiy harakat tezligi moy qatlamida bosim hosil bo'lishi uchun yetarli bo'lishi kerak. Hosil bo'lgan bosim tashqi yuklanishni muvozanatlash uchun yetarli bo'lishi kerak.

Ma'lumki, hamma suyuqliklar va gazlar qovushoqlikka ega bo'ladi. Bu shuni bildiradiki, ma'lum bir sharoitlarda moylovchi suyuqlik sifatida suv va hatto havodan foydalanish mumkin. Bu holat amalda qo'llaniladi.

Suyuqlikda ishqalanish sharoiti agar ω va *p* ruxsat etilgan qiymatdan oshib ketsa (masalan, ishga tushirish va to'xtatish davrlarida), buziladi. O'zgaruvchan yuklanish sharoitida h_{min} , demak, val o'qining holatlari

ham o'zgaradi. Bu vibratsiyaning sababi bo'lishi mumkin. Sirpanish podshipniklarining dumalash podshipniklariga nisbatan afzallik jihatlari o'zgaruvchan yuklanish sharoitida tez-tez ishga tushirishlar va to'xtatishlarda pasayadi.

4.3. Sirpanish podshipniklarining amaliy hisobi

Nimsuyuqlik ishqalanish sharoitida ishlaydigan podshipniklar hisobi. Bunday podshipniklarga aniqligi past bo'lgan sekinyurar mexanizmlar, tez-tez ishga tushadigan va to'xtaydigan, beqaror sharoitda ishlaydigan, yaxshi moylanmaydigan va shunga o'xshash mashinalarning podshipniklari kiradi. Bu podshipniklar quyidagi usullar bo'yicha hisoblanadi:

a) shartli bosim bo'yicha, sekinyurar, qisqa muddatli tanaffuslar bilan ishlaydigan podshipniklar hisoblanadi:

$$p = F_r / (ld) \leq [p], \quad (4.3)$$

b) bosimni tezlikka ko'paytmasi bo'yicha, o'rtacha tezlikda ishlaydigan podshipniklar hisoblanadi:

$$pv \leq [pv], \quad (4.4)$$

bu yerda, F_r – podshipnikdagi radial yuklanish; d – sapfa (val) diametri; l – podshipnik uzunligi; v – sapfaning aylana tezligi.

$[pv]$ bo'yicha hisoblash taqribiy shaklda yeyilish jadalligini, qizishini va yulinishini kamaytiradi. Ma'lum konstruksiyalarni ishlatishda aniqlangan $[p]$ va $[pv]$ ning ruxsat etilgan qiymatlari 4.1-jadvalda keltirilgan.

Suyuqlikda ishqalanish sharoitida ishlaydigan radial podshipniklar hisobi. Podshipnikdagi radial yuklanish

$$F_r = \left(\frac{\mu \omega}{\psi^2} \right) ld C_F, \quad (4.5)$$

bu yerda, ω – sapfaning burchak tezligi; $\psi = \frac{s}{d}$ – podshipnikdagi nisbiy tirqish (4.4-shaklga qarang); C_F – podshipnik yuklanishining o'lchamsiz koeffitsienti.

Ustquyma materiali	$\leq v_j$, m/s	$[p]$, MPa	$[pv]$, MPa·m/s
1. Kulrang cho'yan CЧ 36	0,5 1.0	4 2	— —
2. Antifriksion cho'yan AKЧ-1 ABЧ-2	5 1	0,5 12	2,5 12
3. Bronza БрОФ 10-1 Бр АЖ 9-4	10 4	15 15	15 12
4. Latun ЛКС 80-3-3	2	12	10
5. Babbitt: Б16 Б6	12 6	15 5	10 5
6. Metallokeramika: bronzagrafit temirgrafit	2 2	4 5,5	— —
7. Poliamid plastmassalar – kapron AK-7	4	15	15
8. Plastiklashgan yog'och (suv bilan moylash)	1	10	
9. Rezina (suv bilan moylash)	—	2...6	—

$$C_F = \frac{F_r \psi^2}{(\mu \omega l d)} = \frac{\rho \psi^2}{(\mu \omega)} \quad (4.6)$$

C_F ning qiymati nisbiy eksentrisitet va podshipnikning nisbiy uzunligi l/d ga bog'liq bo'ladi.

Nisbiy eksentrisitet $\chi = l/(0,5s)$ suyuqlikda ishqalanish sharoitida podshipnikdagi sapfanning holatini aniqlaydi. Nisbiy eksentrisitet moy qatlami qalinligi bilan bog'liq bo'ladi:

$$h_{\min} = (0,5s - e) = 0,5s(1 - \chi). \quad (4.7)$$

Sirpanish podshipnigini hisoblashda, odatda, sapfa diametri d , yuklanish F_r va aylanishlar takroriyiligi n (yoki burchak tezligi ω) ma'lum bo'ladi, hisoblardan podshipnik uzunligi l , tirqish s , moy navi (μ) aniqlanadi. Noma'lum parametrlarning ko'pi amaldagi tajribalar asosida ishlab chiqilgan tavsiyalardan qabul qilinadi. So'ngra podshipnik

suyuqlikda ishqalanishni ta'minlash sharoitida ishonchlilik zaxirasi bo'yicha tekshiriladi. Hisoblash tartibi quyidagicha bo'ladi:

1. l/d nisbat qabul qilinadi. Eng ko'p tarqalgan qiymatlar $l/d = 0,5-1$. Kalta podshipniklar ($l/d < 0,4$) past yuklanish qobiliyatiga ega bo'ladi. Uzun podshipniklar ($l/d > 1$) yuqori aniqlik va bikir vallarni ishlatishni talab etadi. Aks holda, o'rnatishdagi og'ish va deformatsiyalarning salbiy jihatlar podshipnikdagi shartli bosim [$p = F_r/(ld)$] ni kamayishi bilan o'zini oqlamaydi. l/d ni tanlashda konstruktiv jihatlar (gabarit o'lchamlar, massa va sh.k.)ni ham hisobga olish kerak. l/d ning qabul qilingan qiymatlari [p] va [p_v]ning ruxsat etilgan qiymatlari bo'yicha (4.3 va 4.4 formulalar) tekshiriladi. Bu tekshirishlar suyuqlikda ishqalanish sharoitining qisqa muddatli buzilishlarida (ishga tushirish, yuklanishda, moy uzatishdagi uzilishlar) yulinish va tez yeyilishning oldini oladi.

2. Nisbiy tirqish tanlanadi. Bunda tavsiyalardan yoki nisbiy tirqishning o'rtacha qiymatidan aniqlovchi empirik formuladan foydalaniladi:

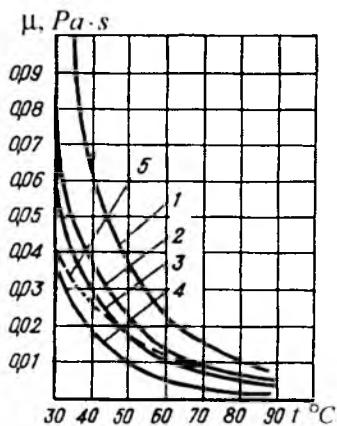
$$\psi \approx 0,8 \cdot 10^{-3} v^{0,25}, \quad (4.8)$$

bu yerda, v – sapfaning aylana tezligi. Nisbatan kichik diametrli vallar uchun (250 mm gacha) tirqishni standart o'tqizishlar (odatda, H7/f7, H9/e8, H7/e8, H9/d9) bilan moslashtirib olish kerak. (4.5) va (4.6) formulalardan ko'rinishicha, nisbiy tirqish ψ ning qiymati podshipnik yuklanish qobiliyatiga sezilarli ta'sir ko'rsatadi.

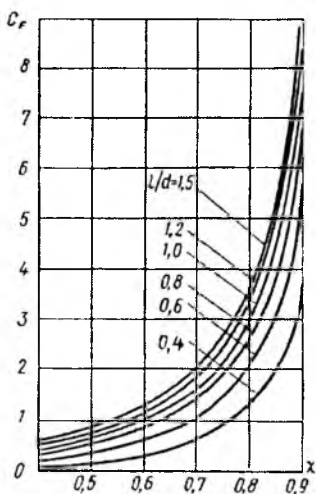
3. Moy navi va uning o'rtacha harorati tanlanadi. Moyning qovushoqligi va uning qo'llanilish sohalari standart bilan tavsiya etiladi. Moy qovushoqligining uning haroratiga bog'liqligi grafiği 4.5-shaklda ko'rsatilgan.

Moyning o'rtacha ishchi harorati, odatda, $t_{ot} = 45...75^\circ\text{C}$ oraliqda olinadi. t_{ot} va 4.5-shakldagi grafik bo'yicha moyning o'rtacha qovushoqlik qiymati hisoblanadi.

4. (4.6) formula va podshipnik yuklanish koeffitsienti hisoblanadi hamda 4.6-shakldagi grafik bo'yicha χ aniqlanadi. So'ngra (4.7) formula bo'yicha h_{min} hisoblanadi.



4.5-shakl. Moy qovushoqligining uning haroratiga bogʻliqligi:
1, 2, 3, 4 – 45, 30, 20 va 12 markali industrial moylar;
5–22 markali turbina moyi



4.6-shakl. Podshipnik yuklanish koeffitsienti S_F boʻyicha nisbiy
ekssentrisitet χ ni aniqlash grafigi

5. Suyuqlikda ishqalanish sharoiti buziladigan holdagi moy qatlami qalinligining kritik qiymati aniqlanadi:

$$h_{kr} = R_{z1} + R_{z2} \quad (4.9)$$

Sirtlarning g'adir-budirliklari R_{z1} va R_{z2} (4.1) shartga binoan, standart bo'yicha 6,3–0,2 mkm oraliqda qabul qilinadi. Bunda sapfa uchun $R_z=3,2$ dan, ustquyma uchun $R_z=6,3$ dan yuqori bo'lmashligi kerak.

6. Moy qatlami qalinligi bo'yicha podshipnik ishonchlilik zaxirasining koeffitsienti aniqlanadi:

$$s_h = h_{min} / h_{kr} \geq [s_h] \approx 2. \quad (4.10)$$

Ishonchlilik zaxira koeffitsientining hisobiy sharoitlar foydalanish sharoitlaridan (tayyorlash aniqligi, yuklanish, harorat sharoiti va sh.k.) chetga chiqishi hisobga olinadi.

Shu bilan podshipnikning taxminiy hisobi tugaydi. Bu hisobda moy harorati taqriban olinadi. Haqiqatda harorat, moy qovushoqligi ham boshqacha bo'lishi mumkin, demak, podshipnik yuk ko'taruvchanligi yoki moy qatlami qalinligi h_{min} ham boshqacha bo'ladi. Taxminiy hisobning noaniqligi zaxira koeffitsientining (4.10) formula bo'yicha qabul qilingan yuqori qiymatlari va quyidagi tajribaviy tavsiyalar asosida moylash turini tanlash bilan kompensatsiya qilinadi:

$\sqrt{pv^3} < 16 \cdot 10^3$ podshipnikni sovutmasdan halqaviy moylash yetarli bo'ladi; $\sqrt{pv^3} \approx (16-32) \cdot 10^3$ da halqaviy moylashni qo'llaganda korpus yoki korpusdagi moyni sovutish yetarli bo'ladi; $\sqrt{pv^3} > 32 \cdot 10^3$ da bosim ostida sirkulyatsion moylashni qo'llash kerak. Mas'uliyatli holatlarda suyuqlikda ishqalanish sharoiti hisobi moylash sharoitining issiqlik hisobi bilan to'ldiriladi.

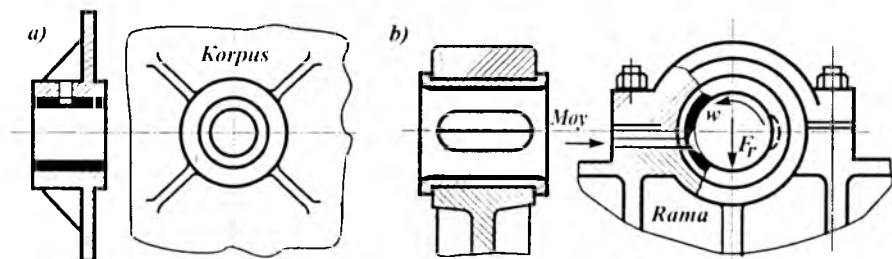
4.4. Sirpanish podshipniklari konstruksiyalari va materiallari

Sirpanish podshipniklarining konstruksiyalari turlicha bo'ladi. Ular ko'pincha podshipnik o'rnatiladigan mashina konstruksiyasiga bog'liqdir. Sirpanish podshipniklarining prinsipial konstruktiv turlarini ko'rib chiqamiz.

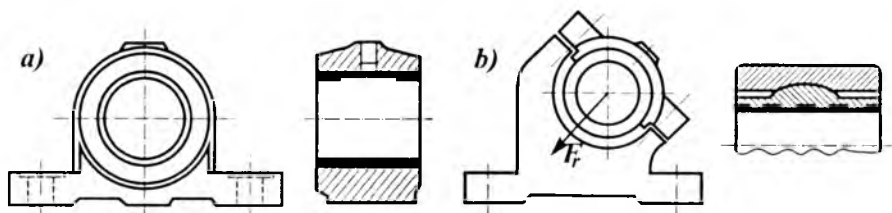
Ko'pincha podshipniklar maxsus korpusga ega bo'lmaydi. Bunda ustquymalar bevosita mashina staninasi (4.7, a shakl) yoki ramasi (4.7, b shakl)ga o'rnatiladi. Masalan, ko'pgina dvigatel, turbina, stanok, reduktor va boshqalarning podshipniklari shunday o'rnatilgan. Alohida kor-

pusli podshipniklar, asosan, konveyer, yuk ko'tarish mashinalari, transmissiya va sh. k. larda o'rnatiladi (4.2 va 4.7-shakllar). Bu holda podshipniklar ferma, devor, kolonnalarda o'rnatiladi.

Korpus va ustquyma ajraladigan yoki ajralmaydigan bo'ladi. Ajraladigan podshipnik valni oson joylashtirish va ustquyma yeyilganda uni qayta yo'nib podshipnikni ta'mirlashga imkon beradi. Ajralmaydigan podshipniklar arzon. Bu podshipniklardagi ustquymalar korpusga presslab kiritiladi.



4.7-shakl. Sirpanish podshipniklari konstruksiyasi

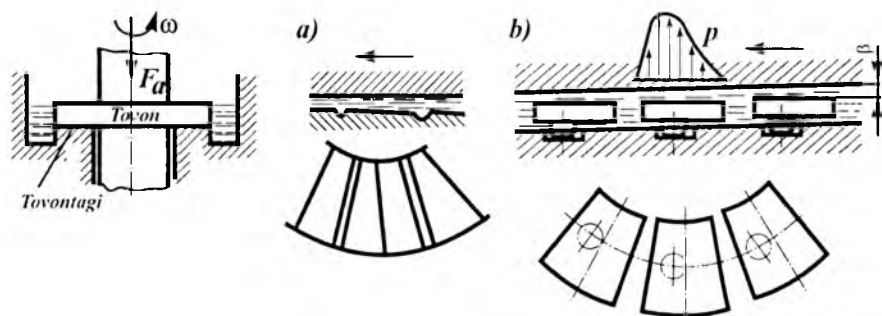


4.8-shakl. Ajraladigan va ajralmaydigan sirpanish podshipniklari

Ustquyma ajralish sirtini F_r yuklanishga perpendikulyar yoki shu holatga yaqin joylashtirish tavsiya etiladi (4.8-a shakl). Bunda yuklanish qabul qiluvchi moy qatlamining uzluksizligini buzmaydi.

Valning katta deformatsiyalari yoki o'rnatishdagi qiyinchiliklar sababli o'zi o'rnatishdagi podshipniklarni qo'llash tavsiya etiladi (4.8. b-shakl). Bu podshipniklarning sferik sirti ularga val o'qi yo'nalishida burilish imkonini beradi.

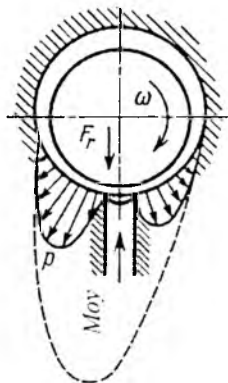
Suyuqlikda ishqalanish sharoitida ishlaydigan tovontaglikda ponasimon tirqish hosil qilish maqsadida ponasimon moylash ariqchalari segment shaklida tayyorlanadi. (4.9. *a* shakl). Ikkinchi holda tovontaglik tebranadigan segmentlar bilan tayyorlanadi (4.9. *b* shakl). Tovontaglikda aylana bo'ylab joylashgan bir necha segment bo'ladi. Segmentni tayanchi sfera bo'lib, uning o'qi simmetriya o'qiga nisbatan shunday surilgan bo'ladiki, moyning tirqishdagi notekis bosimida ular muvozanatda bo'ldi. Tovon qo'zg'almas bo'lganda, segment u bilan to'liq tutashadi. Tovon aylanganda, segment ostiga moy tortiladi va u β burchakka og'ib, bu burchak aylanish takroriyligi ortishi bilan ko'payadi. Shu bilan ponasimon tirqish avtomatik sozlanadi va suyuqlikda ishqalanish sharoiti saqlanib qoladi.



4.9-shakl. Tovontagliklarni moylash konstruksiyalari

Podshipnikka moy keltirishda sapfaning aylanishi bo'yicha shunday joyda joylashtiriladiki, bu yerda gidrodinamik bosim p bo'lmisligi kerak. Podshipnikka moy keltirish ko'pincha tepadan (4.8-shakl) yoki yon tomondan (4.7-shakl) amalga oshiriladi. Moyni bosim zonasidan uzatish podshipnik yuklanish qobiliyatini sezilarli kamaytiradi (4.10-shakl). Bu shaklda moyni yuqoridan keltirish holatiga xos bosim epyurasi shtrix chiziq bilan ko'rsatilgan. Bu chiziq moy keltiriladigan joyda uzilgan bo'lib, buning sababi – moy keltiruvchi kanaldagi bosim podshipnik tirqishidagi bosimdan kichik bo'ladi.

Sapfa uzunligi bo'yicha moy moylash kanali bilan bog'langan ariqchalar yordamida taqsimlanadi (4.8. 4.9-shakllar). Podshipnikka moy maxsus qurilmalar (pilikli va tomchilatib turadigan moylagichlar, moylash halqalari va sh.k.), moslamalar yoki nasos (plunjerli, shesterniyali va boshqa)lar yordamida bosim ostida yuboriladi.



4.10-shakl. Podshipnikka moy keltirishning yuklanish qobiliyatiga taʼsiri

Amalda podshipniklar suyuqlikda ishqalanish sharoitlarining barqarorligi buzilishi sapfa vibratsiyasiga olib keladi. Vibratsiya boʻlishi, asosan, tezyurar va yengil yuklangan podshipniklar uchun hos boʻladi. Vibratsiya hosil boʻlishi belgilaridan biri χ ning kichik qiymati (≤ 0.5) boʻladi. Vibratsiyani yoʻqotish maqsadida ustquymalar ellipssimon yoʻniladi, segment podshipniklar ishlatiladi, moy keltirish joyi oʻzgartiriladi va sh. k. konstruktiv yechimlar qoʻllaniladi.

Gidrostatik podshipniklar. Sekinyurar ogʻir vallarda burilishga qarshilik kam boʻlishi talab etiladi, gidrodinamik ishqalanishni taʼminlash esa mumkin boʻlmaydi, shu sababli gidrostatik podshipniklar qoʻllaniladi. Bu podshipniklarda yuklanish qabul qiladigan moy qatlami moyni sapfa ostiga nasosda keltirilib hosil qilinadi. Nasosning bosimi shunday tanlanadiki, bunda sapfa moyda qalqib chiqishi kerak.

Gidrostatik podshipniklar yana quyidagi hollarda ishlatiladi: pretsezion mashinalarda valni markazlashtirish aniqligini oshirish, ogʻir yuklangan podshipniklarni ishga tushirishda moylashning gidrodinamik moylash sharoitiga yetganicha yeyilishni kamaytirish va baʼzi boshqa hollarda.

Havo yoki gaz bilan moylanadigan podshipniklar. Bunday podshipniklar tezyurar vallar ($n > 10000 \text{ min}^{-1}$) nisbatan kichik yuklanish uzatganda hamda katta harorat bilan ishlaganda qoʻllaniladi.

Bunday podshipniklar *aerostatik* va *aerodinamik* boʻladi. Aerostatik podshipniklarda, xuddi gidrostatik podshipniklardagi kabi, sapfa siqilgan

havoni uzluksiz keltirilishi natijasida hosil bo'ladigan havo yostiqchasi hisobiga ushlab turiladi, aerodinamik podshipniklarda havo yostig'i havoning ponasimon tirqish ostiga o'zi tortilishi hisobiga hosil bo'ladi (xuddi gidrodinamik podshipniklar kabi).

Ustquyma material (podshipnikning asosiy detali) quyidagi talablarga javob berishi kerak:

1) suyuqlikda ishqalanish sharoitlari hosil bo'lmaganda (ishga tushirishlar, to'xtatishlar) ishqalanish koeffitsientining kichikligi va yulinishga yuqori qarshilikka ega bo'lishi;

2) ishlashib ketishish qobiliyati bilan birga yetarli yeyilishga bardoshli bo'lishi. Ustquymaning yeyilish bardoshliligi sapfaning yeyilish bardoshliligidan past bo'lishi kerak, chunki valni almashtirish ustquymani almashtirishga nisbatan ancha qimmatga tushadi;

3) yetarli yuqori bo'lgan mexanik xarakteristikalar va, ayniqsa, zarbiy yuklanishlar ta'sir etganda mo'rt buzilishga yuqori qarshilikka ega bo'lish.

Ustquymalar turlicha materiallardan tayyorlanadi (4.1-jadval). Qalayli, qo'rg'oshinli, kremniyli, alyuminli va boshqa bronzalar yetarli yuqori mexanik xarakteristikalariga ega bo'ladi, lekin yomon ishlashib ketishadi va moyning achib qolishiga olib keladi. Podshipniklarni katta seriyaviy va yalpi ishlab chiqarishda bronzalar keng qo'llaniladi.

Cho'yan tarkibida erkin grafit borligi sababli yaxshi antifriksion xususiyatga ega bo'ladi, lekin bronzaga nisbatan yomon ishlashib ketadi. Cho'yan sekinyurar va kam yuklangan podshipniklarda ishlatiladi.

Qalay, qo'rg'oshin va boshqa asoslardagi babbrit sirpanish podshipniklari uchun eng yaxshi material hisoblanadi. U yaxshi ishlashib ketadi, moyni achitmaydi, val kam yeyiladi, yulinishga qarshi turg'un bo'ladi. Babbritning salbiy xususiyatlari jumlasiga erish haroratining pastligi (110°C gacha qo'llanadi), mo'rtligi va tannarxning qimmatligi kiradi. Babbrit bilan ustquymaning faqat ishchi sirti 1–10 mm qalinlikda quyiladi. Bunda ustquymaning o'zi bronza, po'lat, alyumin va sh.k. lardan tayyorlanadi.

Podshipniklar mustahkamligini oshirish maqsadida, ayniqsa o'zgaruvchan va zarbiy yuklanishlar ta'sir etganda, bimetall ustquymalar ishlatiladi. Ularda po'lat asosga yupqa qatlam antifriksion material – bronza, kumush, alyuminiy va sh. k. qoplanadi. Bimetall podshipniklar yuqori yuklanish qobiliyatiga ega bo'ladi.

Yog'och yoki ip-gazlama asosidagi plastmassalar hamda yog'och, rezina va boshqa materiallar suv bilan moylash sharoitlarida ishlay oladi. Shu sababli ularni gidroturbina va kimyoviy mashinasozlikdagi nasoslar va sh.k.larda qo'llanadi. Plastmassaning yuqori elastikligi sababli podshipniklar zarbiy yuklanishlarga chidashi va sapfa qiyaligini kompensatsiya qilishi mumkin. Kapron tipidagi va boshqa plastmassalar o'z xususiyatlarini yaxshi namoyon etdi. Bu plastmassalarning yupqa qatlami metall ustquymaning ishchi sirtlariga suriladi. Tadqiqotlarning ko'rsatishicha, bunday ustquymalar moylash buzilishiga kamroq ta'sirchan bo'ladi va sezilarli yuklanishlarga chidaydi.

Metallokeramik ustquymalar bronza yoki temir kukunlaridan yuqori haroratda grafit, mis, qalay yoki qo'rg'oshin qo'shib presslab tayyorlanadi. Bunday ustquymalarning eng katta afzalligi ularning g'ovakligi hisoblanadi. G'ovaklar ustquyma hajmining 20–30% gacha qismini egallaydi va moy o'tkazuvchi ariqcha sifatida ishlatiladi. Moy shimdirilgan metallokeramik podshipnik uzoq muddat davomida moylanmasdan ishlashi mumkin. Moyni to'ldirilish davriy shimdirish yoki ustquymani moyli rezervuargacha botirish hisobiga bo'ladi. Moyli rezervuar podshipnik korpusida hosil qilinadi. Bunda moy sarfi 10 bora kamayadi.

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Podshipniklar ishqalanish turi va qabul qilayotgan yuklanishi bo'yicha qanday turlarga ajratiladi?
2. Sirpanish podshipniklarida suyuqlikda va yarim suyuqlikda ishqalanish sharoitlari qanday aniqlanadi?
3. Suyuqlikda ishqalanish hosil bo'lishining qanday asosiy shartlari bor?
4. Sirpanish podshipniklarini hisoblaganda val diametridan konstruksiyaning qaysi parametrlari aniqlanadi?
5. Sirpanish podshipniklarini tayyorlashda qanday materiallar ishlatiladi?

4.5. Dumalash podshipniklari

Dumalash podshipniklarning qo'llanilishi sirpanib ishqalanishni dumalab ishqalanishga almashtirish imkonini berdi. Dumalab ishqalanish moyga unchalik bog'liq bo'lmaydi. Dumalashdagi shartli ishqala-

lanish koeffitsienti kichik va sirpanish podshipniklaridagi suyuqlikdagi ishqalanish koeffitsientiga yaqin bo'ladi ($f \approx 0,0015-0,006$). Bunda moylash tizimi va podshipnikka xizmat ko'rsatish sezilarli soddalashadi, moy keltirishdagi qisqa onli uzilishlardan (masalan, ishga tushirish, yuklanish va tezlikni keskin o'zgarishi davrlarida) yemirilish ehtimolligi kamayadi.

Dumalash podshipniklarining konstruksiyasi ularni standart mahsulot sifatida ko'plab miqdorda ishlab chiqarishga imkon beradi, bu esa uni ishlab chiqarishning narxini sezilarli kamaytiradi. Dumalash podshipniklarining ko'rsatilgan asosiy sifatleri ularning keng tarqalishini ta'minladi. Katta korxona va firmalarda tayyorlanadigan podshipniklar soni bir necha yuz millionga yetadi.

Dumalash podshipniklarining kamchiliklari: ajraladigan konstruksiya bo'lmasligi; nisbatan katta radial o'lchamlar; dumalash jismlarining kinematika va dinamikasi (markazdan qochma kuchlar, girokopik momentlar va boshqalar) bilan bog'liq tezyurarlikning cheklanishi; vibratsion va zarbiy yuklanishlar hamda tajovuzkor muhitda ishlatilgan (masalan, suv)da ishlash qobiliyatining pastligi.

1. Dumalash podshipniklarining turlari. Ularning belgilanishi

4.11-shaklda dumalash podshipniklarining asosiy turlari ko'rsatilgan. Dumalash podshipniklari dumalash jismlarining shakli, yuklanish qabul qilish yo'nalishi, dumalash jismlarining qatorlar soni va konstruktiv o'ziga xosliklari bo'yicha turlarga ajratiladi.

Dumalash jismining shakli bo'yicha sharikli va rolikli podshipniklarga ajratiladi. Rolikning shakli bo'yicha ular quyidagi turlarga ajratiladi:

- qisqa silindrsimon rolikli;
- uzun silindrsimon rolikli;
- burama rolikli;
- bochkasimon rolikli;
- konussimon rolikli;
- ninasimon rolikli.

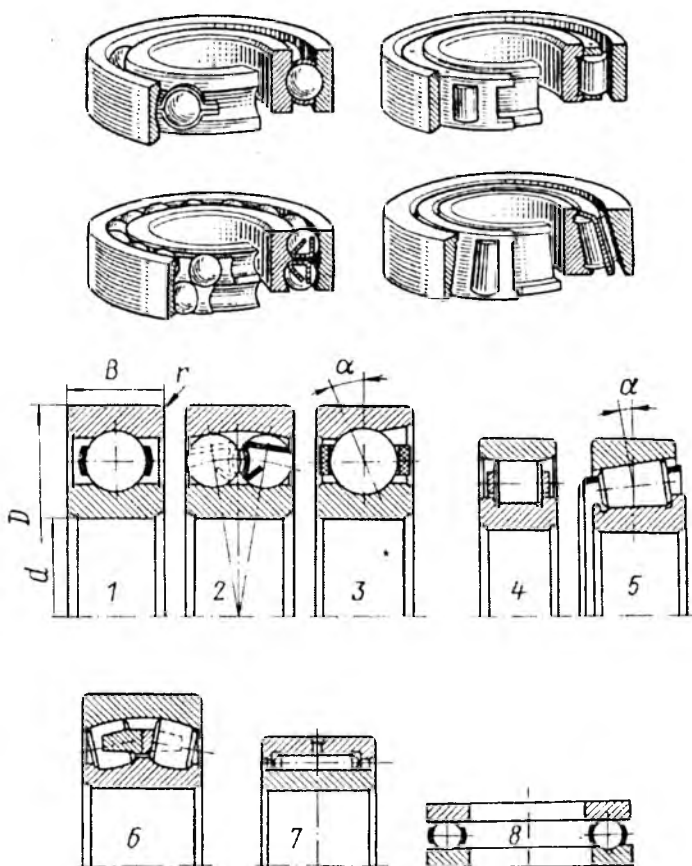
Qabul qilayotgan yuklanish – kuch yo'nalishi bo'yicha quyidagi podshipniklar bo'ladi:

a) radial – faqat radial kuchni qabul qiladigan yoki radial va qisman o'q bo'yicha kuchni qabul qiladigan;

- b) tirak, faqat o'q bo'yicha kuchni qabul qiladigan;
- d) radial-tirak, radial va o'q bo'yicha (bo'ylama) kuchlarni qabul qiladigan;
- e) tirak-radial – asosan o'q bo'yicha, qisman radial kuchlarni qabul qiladigan.

O'rnanishi bo'yicha – o'zi o'rnanadigan va o'zi o'rnanmaydigan podshipniklarga ajratiladi.

Dumalash jismlarining qatori bo'yicha – bir, ikki, ko'p (4 va undan ko'p) qatorli podshipniklar bo'ladi.



4.11-shakl. Dumalash podshipniklarining turlari

Radial sharikli podshipniklar (4.11-shaklda 1) eng ko'p tarqalgan va arzon bo'ladi. Ular valning ozgina qiyalanishiga ($1/4$ gradusgacha) yo'l qo'yadi va bo'ylama kuchni (radial kuchdan kamroq) qabul qiladi. Bu podshipniklar mashinasozlikda keng tarqalgan.

Radial rolikli podshipniklar (4.11 shaklda 4) uzaytirilgan kontakt sirti hisobiga sharikli podshipnikka nisbatan ancha ko'p yuklanish qabul qiladi. Lekin ular o'q bo'yicha kuchni qabul qila olmaydi va valning qiyalanishida yomon ishlaydi. Silindrsimon va konussimon rolikli podshipniklarda kombinastiyalashtirilgan (bochkasimon) roliklar qo'llanilishi hisobiga valning muqarrar qiyalanishidan yuklanish to'planishi sezilarli kamayadi. Xuddi shunday o'xshatishni radial-tirak sharikli 3 va rolikli 5 konussimon (4.11-shaklda 5) podshipniklar orasida ham keltirish mumkin.

O'zi o'rnavadigan sharikli (4.11-shaklda 2) va rolikli (4.11-shaklda 6) podshipniklarni valning qiyalanishi ancha sezilarli ($2-3$ gradusgacha) bo'lganda qo'llash mumkin. Ularning tashqi halqasi sferik sirt va roligi bochkasimon shaklda bo'ladi. Bu podshipniklar kichik miqdordagi o'q bo'yicha yuklanishlarni qabul qiladi.

Ninasimon podshipniklar (4.11-shaklda 7)ni qo'llanishi sezilarli yuklanishlarda gabarit o'lchamlar (diametr)ni kamaytirishga imkon beradi. Tirak podshipnik (4.11-shaklda 8) faqat o'q bo'yicha kuchlarni qabul qiladi va val o'qining qiyalanishida yomon ishlaydi.

Dumalash podshipniklari, asosan, to'rtta detaldan: sirtqi va ichki halqalar, separator va dumalaydigan element (jism)dan tuzilgan bo'ladi. Detallari juda mustahkam, podshipniklar uchun mo'ljallangan maxsus po'latdan yasaladi. So'nggi yillarda dumalaydigan detallarning hamda separatorning Al-4B shishaplastdan, tekstolitdan va kaprondan tayyorlanganligini uchratish mumkin bo'lib qoldi. Bunday detallarga ega bo'lgan podshipniklar shovqinsiz ishlaydi va ularda dinamik kuchlarning salbiy ta'siri deyarli sezilmaydi.

Dumalash podshipniklarining shartli belgilanishi. Podshipniklarning halqalaridan birida uning shartli belgilanishi va tayyorlovchi zavod ko'rsatilgan bo'ladi. Shartli belgi raqam va harflardan iborat bo'lib, podshipnik standartlashtirilganligining belgisidir.

Podshipnik shartli belgisida uning ichki halqasi diametri, seriyasi, turi, konstruktiv o'ziga hosligi va aniqlik darajasi ko'rsatiladi. Bu ko'rsatkichlarning hammasi raqamlar bilan belgilanadi. Podshipnik

aniqlik darajali chap tomondagi raqam bilan asosiy raqamlardan tire orqali ajratib ko'rsatiladi. Aniqlik darajasidan oldin podshipnik radial tirqishi qatori qo'yiladi. Agar podshipnik parametrlari normal qatorga bo'ysunsa, radial tirqish va aniqlik darajasi ko'rsatilmaydi. Podshipnikning asosiy belgisida 3 tadan 7 tagacha raqamlar ishlatiladi.

O'ng tarafdin birinchi ikkita raqam podshipnikning ichki diametrini belgilaydi. 20 dan 450 mm gacha ichki diametrli podshipnikda bu raqam ichki diametrning 5 ga bo'linmasini bildiradi. Bu qoida $d < 20$ mm li podshipniklarga taalluqli bo'lmaydi. Ular uchun oxirgi ikkita raqam quyidagi ichki diametrlarni bildiradi:

00–10 mm;

01–12 mm;

02–15 mm;

03–17 mm.

O'ngdan uchinchi va yettinchi raqam $d > 9$ mm dan hamma diametrlardagi podshipnik seriyasini bildiradi:

1 – maxsus yengil;

2 – yengil;

3 – o'rta;

4 – og'ir;

5 – yengil keng;

6 – o'rtacha keng;

9 – o'ta yengil.

O'ngdan to'rtinchi raqam podshipnik turini bildiradi:

0 – radial sharikli bir qatorli;

1 – radial ikki qator sharikli sferik;

2 – radial kalta silindr rolikli;

3 – radial ikki qator rolikli sferik;

4 – uzun silindrsimon rolikli yoki ninasimon;

5 – burama rolikli;

6 – sharikli radial-tirak;

7 – konusimon rolikli radial-tirak;

8 – sharikli tirak;

9 – rolikli tirak.

Podshipnikning shartli belgilanishida o'ng tomondan beshinchi va keyingi qo'yilgan raqam va harflar podshipnikning konstruktiv o'ziga xosligini bildiradi.

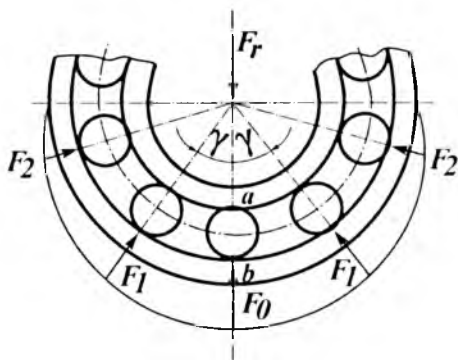
Podshipniklarning konstruktiv o'ziga xosligi shariklar kontakti burchagining o'zgarishi, ichki va tashqi halqalarda mahkamlovchi ariqchalar, bo'rtiqlar, himoyalovchi shaybalar borligi, separator konstruksiyasi va materiali o'zgarishi, shovqin bo'yicha maxsus talablar va sh. k. larni bildiradi. Podshipnikning aniqlik darajasi tire orqali qo'yiladi va quyidagilarni bildiradi:

- 0 – normal aniqlik darajasi;
- 2 – juda aniq (pretseziyondan yuqori);
- 4 – aniq (pretseziy);
- 5 – baland yuqorilikdagi;
- 6 – yuqori aniqlikdagi daraja.

Shartli belgilashda so'nggi belgilovchi raqamlardan keyin turuvchi nollar tashlab yuboriladi.

4.6. Dumalash podshipniklarining ishlash sharoitlari

Dumalash jismlari o'rtasida yuklanishning taqsimlanishi



4.12-shakl. Podshipnik shariklari o'rtasida yuklanish (kuch)ning taqsimlanishi

4.12-shakldagi kuchlarning muvozanatidan:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (4.11)$$

bu yerda, $\gamma = 360^\circ / z$; z – shariklar soni.

(4.11) tenglamaga faqat shunday hadlar kiringanki, ular uchun $n\gamma$ burchak 90° dan kichik, chunki podshipnikning yuqori yarmi yuklanmaydi.

F_0 , F_1 , F_2 kuchlar o'rtasidagi bog'lanishni shariklar va halqalar o'lchamining mutlaq aniqligi va radial tirqish bo'lmaganda kontakt deformatsiyalarini hisobga olib tadqiq etilganda,

$$F_1 = F_0 \cos^{\frac{1}{2}} \gamma; \dots; F_n = F_0 \cos^{\frac{1}{2}} n\gamma$$

ekanligini aniqlashga imkon beradi.

Bu qiymatlarni (4.11) formulaga qo'yib, tenglamani F_0 bo'yicha echsak,

$$F_0 = \frac{F_1}{(1 + 2 \cos^{\frac{5}{2}} \gamma + 2 \cos^{\frac{5}{2}} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{\frac{5}{2}} n\gamma)} \quad (4.12)$$

ni hosil qilamiz.

Podshipnikda qo'llaniladigan shariklarning istalgan soni uchun

$\frac{z}{(1 + 2 \cos^{\frac{5}{2}} \gamma + 2 \cos^{\frac{5}{2}} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{\frac{5}{2}} 2n\gamma)} \approx 4.37$ ekanligi hisoblangan. Bunda

$$F_0 = 4.37 F_r / z.$$

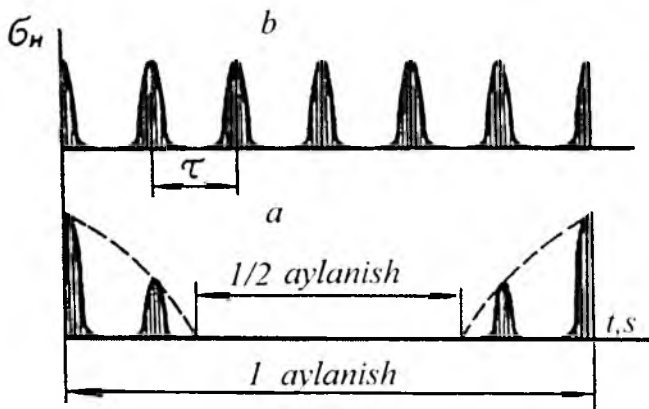
Radial tirqishning va detallar o'lchamining xatoliklariga tuzatish kiritilsa, amalda

$$F_0 = 5 F_r / z; \quad F_n = 5 F_r \cos^{\frac{1}{2}} n\gamma / z. \quad (4.13)$$

Yuklanish taqsimlanishi ko'p jihatdan podshipnikdagi tirqishga va detallarining geometrik shakli aniqligiga bog'liq bo'ladi. Shu sababli podshipnik tayyorlanish aniqligiga yuqori talablar qo'yiladi. Podshipnikdan foydalanishda uning yeyilishidan tirqish ortadi. Bunday ishlash sharoitida podshipnik holati ishdan chiqqunga qadar beto'xtov yomonlashib boradi.

Podshipnik detallaridagi kontakt kuchlanish. F_0 , F_1 , ..., F_n larning ma'lum qiymatlarida podshipnikdagi kontakt kuchlanishni hisoblash

mumkin. Tegishli kontaktlar uchun hisoblash formulalarini maxsus ma'lumotnomalardan topish mumkin. Amalda podshipniklar hisobi (tanlash) kuchlanish bo'yicha emas, yuklanish bo'yicha bajariladi, shu sababli kuchlanishlar hisobi formulalarini bu yerda ko'rmaymiz.



4.13-shakl. Podshipnik halqalari va shariklari tutashuvida kuchlanishning o'zgarishi

Podshipnik halqalari va shariklari tutashuvida sirtlarning har bir nuqtasida hosil bo'ladigan kuchlanish noldan boshlanuvchi sikl bo'yicha o'zgaradi (4.13-shakl), bunda ichki halqa aylanganda a va b nuqtalardagi kuchlanishlar tasvirlangan (4.12-shakl). Halqaning yurish yo'lakchalari har bir nuqtasidagi kuchlanishlar sikli davri navbatdagi sharikni shu nuqtagacha siljish vaqtiga teng bo'ladi.

O'zgaruvchan kuchlanishlar ta'siridan podshipnik detallari ishchi sirtlarining toliqishdan yemirilishi (uvalanish) sodir bo'ladi. Toliqishga qarshilik ko'rsatish podshipnikning qaysi (ichki yoki tashqi) halqasi aylanishiga bog'liq bo'ladi. Podshipnikning ichki halqasi aylangan varianti qulay bo'ladi (bunda tashqi xalqa qo'zg'almas bo'ladi). Haqiqatda ham, bir xil F_0 yuklanishda halqaning a nuqtasidagi kuchlanish b nuqtasidagi kuchlanishdan ko'p bo'ladi, chunki a nuqtada sharik qavariq, b nuqtada esa botiq sirt bilan tutashadi (4.12-shakl). Bunday sharoitda teng kuchlanishlar sikli, eng avvalo, a nuqtada toliqishdan yemirilish bo'lishiga olib keladi. Halqalarning ishlash sharoitlarini tenglashtirish uchun a nuqtadagi sikllar sonini b nuqtadagi

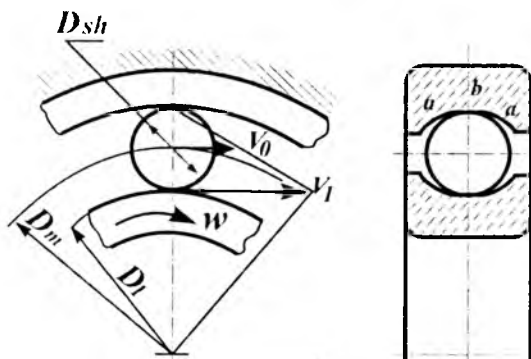
sikllar soniga nisbatan kamaytirish kerak. Ichki halqa aylananda bunday kamayish yuz beradi, chunki yarim aylanishda a nuqta butunlay yuklanmaydi, aylanishning ikkinchi yarmida esa to'liq yuklanmaydi (4.13-shakl).

Podshipnik kinematikasi. Podshipnik sharigi planetar harakat qiladi. 4.14-shaklda podshipnik ichki halqasi aylananda tezliklar plani ko'rsatilgan. Bunda

$$v_1 = \frac{\omega D_1}{2}; \quad v_0 = \frac{v_1}{2}.$$

Sharikni o'z o'qi atrofida aylanishidagi burchak tezligi:

$$\omega_{sh} = \frac{2(v_1 - v_0)}{D_{sh}} = 0,5\omega \frac{D_1}{D_{sh}}. \quad (4.14)$$



4.14-shakl. Podshipnik sharigida aylana tezliklarning o'zgarishi

Sharikning val o'qi atrofidagi burchak tezligi yoki separatorning burchak tezligi:

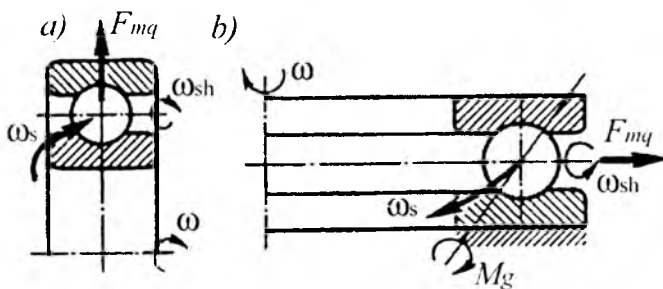
$$\omega_s = \frac{2v_0}{D_m} = 0,5\omega \frac{D_1}{D_1 + D_{sh}} \approx 0,5\omega. \quad (4.15)$$

Shunday qilib, separator val bilan bir tomon, lekin val burchak tezligining yarmiga teng burchak tezlik bilan aylanmoqda.

(4.15) formula bo'yicha separatorning burchak tezligi sharik o'lchamiga bog'liq bo'ladi. O'zgarmas D_1 da D_{sh} qancha katta bo'lsa, ω_s shuncha kam bo'ladi. Shariklar noaniq tayyorlanganda, ularning kattalari separatorni to'xtatishga, kichiklari esa uni tezlatishga harakat qiladi. Separator va shariklar orasida kattagina bosim va ishqalanish kuchlari hosil bo'ladi. Buning natijasida shariklar va separator yeyilishi, podshipnikda yo'qotishlar bo'lishi va separator sinishi mumkin. Shu sababli podshipnik detallarini tayyorlashda yuqori aniqlik talab etiladi va separatorning ma'suliyati oshadi.

Sharikning halqalar bilan kontakti biror *aba* yoy bo'yicha yuz beradi (4.14-shakl). Sharikning dumalashida a va b nuqtalar tezligi har hil bo'ladi. Agar b nuqtada sirpanish bo'lmasa, a nuqtada sirpanish bo'ladi. Shunday qilib, sharikli podshipniklarda dumalab ishqalanish bilan birga sirpanib ishqalanish ham yuz beradi. Bu sharikli podshipniklardagi qo'shimcha yeyilish va yo'qotishlarning hosil bo'lishiga olib keladi. Rolikli podshipniklarda hamma kontakt nuqtalari rolik o'qidan bir xil uzoqlashtirilgan. Bu yerda sof dumalash kuzatiladi. Rolikli podshipniklarda yo'qotish va yeyilish sharikli podshipniklarga nisbatan kam bo'ladi.

Podshipnik dinamikasi. Podshipnikning har bir sharigi yoki roligi (4.15, a shakl) tashqi halqaga markazdan qochirma kuch bilan qisiladi.



4.15-shakl. Podshipnik sharigiga ta'sir qiladigan markazdan qochirma kuch va giroskopik moment

$$F_{mq} = m\omega_s^2 / D_m / 2, \quad (4.16)$$

bu yerda, m – sharik yoki rolik massasi.

Avval yuqorida tashqi halqadagi kontakt kuchlanishlar ichki halqadagidan kamligi aytilgan edi, shu sababli markazdan qochirma kuch ta'siridan qo'shimcha yuklanish podshipnik ishlovchanlik qobiliyatiga deyarli ta'sir etmaydi. Bu holat ushbu podshipnik uchun normal hisoblangan aylanish takroriyligining ma'lum qiymatlari uchun haqiqiy bo'lib qoladi. Tezyurar podshipniklarda markazdan qochirma kuchning ta'siri ortadi. Markazdan qochirma kuchlar, ayniqsa, tirak podshipniklar uchun noqulay bo'ladi (4.15, *b* shakl). Bu holatda ular halqalarni ponaga o'xshash ajratadi va separatorga bosim ko'rsatadi, bunda ishqalanish va yeyilish ortadi.

Tirak podshipniklar sharigiga markazdan qochirma kuchdan tashqari, sharik o'qining fazoda o'zgarishi bilan bog'liq giroskopik moment ham ta'sir etadi (4.15, *b* shakl):

$$M_G = J\omega_{sh}\omega_C, \quad (4.17)$$

bu yerda, J – sharikning o'z o'qiga nisbatan inersiya momenti. Giroskopik moment ta'siridan sharik dumalash yo'nalishiga perpendikulyar yo'nalishda burilishga harakat qiladi.

Agar

$$M_G > M_{ishq} = FfD_H, \quad (4.18)$$

bo'lsa, burilish mumkin bo'ladi. (4.18) formulada M_{ishq} – sharik va halqalar orasidagi ishqalanish kuchining momenti; F – sharikka tushadigan kuch. Shariklarni M_G ta'siridan buralishi qo'shimcha yo'qotish va yeyilishlarga sabab bo'ladi.

Radial podshipniklarda sharik yoki rolik aylanish o'qining yo'nalishi fazoda o'zgarmaydi. Shu sababli ularda giroskopik moment hosil bo'lmaydi. Radial-tirak podshipniklar oraliq holatni egallaydi.

Ularda

$$M_G = J\omega_{sh}\omega_S \sin \alpha, \quad (4.19)$$

bu yerda, α – bosim burchagi (4.11-shakl).

Shunday qilib, dinamik omillarning salbiy ta'siri eng ko'p tirak podshipniklarda namoyon bo'ladi. Shuning uchun tirak podshipniklar

uchun aylanish takroriyliklarining ruxsat etilgan qiymatlari radial va radial-tirak podshipniklarga nisbatan ancha past bo'ladi. Yuqori aylanish takroriyliklarida tirak podshipniklarni radial-tirak podshipniklar bilan almashtirish tavsiya etiladi.

Podshipniklarni moylash. Moylash podshipnikning xizmat qilish muddatiga sezilarli ta'sir etadi. U ishqalanishni kamaytirib, kontakt kuchlanishni pasaytiradi, zanglashdan himoya qiladi, podshipnikni sovutishga sabab bo'ladi. Dumalash podshipnigini moylash uchun plastik (quyuq) yog'lar va suyuq moylar qo'llanadi. Suyuq moy sovutish va yo'qotishlarni kamaytirishda samarali bo'ladi. Dumalash podshipnigini moylash uchun zarur bo'lgan miqdor juda kam bo'ladi. Moyning ortiqcha miqdori podshipnik ishini faqat yomonlashtiradi. Masalan, separatorni moyga botirib qo'yilsa, u separatorning erkin aylanishiga qarshilik ko'rsatadi, podshipnikdagi yo'qotishlar va qizish ortadi. Podshipnikli uzellarni chang va ifloslik tushishidan himoya qilish zarur. Aks holda, ularning chidamliligi keskin kamayadi.

4.7. Dumalash podshipniklarini amaliy hisoblash (tanlash)

Podshipnik ishchanlik qobiliyati va hisobining asosiy mezonlari. Dumalash podshipniklari ishdan chiqishining asosiy sabablarini ko'rib chiqamiz.

Toliqishdan uvalanish podshipniklarda normal sharoitda uzoq muddat ishlagandan keyin kuzatiladi.

Yeyilish abraziv zarrachalar (chang va ifloslik) tushishidan yaxshi himoya etilmagan podshipniklarda sodir bo'ladi. Yeyilish avtomobil, traktor, tog'-kon, qurilish va shunga o'xshash mashinalar podshipniklarining asosiy yemirilish turi bo'ladi.

Tezyurar dumalash podshipniklari ancha qismining ishdan chiqishi separator buzilishi tufayli bo'ladi.

Halqalar va dumalash jismlari darz ketishi zarbiy hamda vibratsion o'ta yuklanish, podshipnikni noto'g'ri o'rnatish sababli halqalarning qiyalanishi, qisilib qolishi oqibatida ro'y beradi. Normal sharoitda ishlagan podshipniklarda bu tur yemirilish hosil bo'lmaydi.

Halqa ariqchalaridagi botiqliklar va ezilishlar ko'rinishidagi qoldiq deformatsiyalar og'ir yuklanishli sekinyurar podshipniklarda kuzatiladi.

Dumalash podshipniklarining zamonaviy hisobi faqat ikki mezon bo'yicha hisoblashga asoslangan:

1) qoldiq deformatsiyalar bo'yicha statik yuk ko'taruvchanlikka hisoblash;

2) toliqishdan uvalanish bo'yicha resurs (umrboqiylik)ni hisoblash. Boshqa mezonlar bo'yicha hisoblar yaratilmagan, chunki bu mezonlar bir qator hisobi qiyin bo'lgan tasodifiy omillarga bog'liq bo'ladi.

Standart bo'yicha podshipniklar turlari va o'lchamlari soni cheklangan. Shu sababli har bir tip-o'lchamli podshipnikning yuk ko'taruvchanligi hisoblangan va tajribada aniqlangan.

Mashinalarni loyihalashda dumalash podshipniklari hisoblanmaydi va ularning konstruksiyasi tuzilmaydi, ularni shartli formulalar bo'yicha standartdan tanlab olinadi. Standart podshipniklarni tanlash uslubiyati ham standartlashtirilgan.

Dumalash podshipniklarini ikki xil tanlash mumkin: toliqishdan yemirishning oldini olish uchun dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha; qoldiq deformatsiyaning oldini olish uchun statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha.

Podshipniklarni dinamik yuk kutaruvchanlik bo'yicha tanlash.

Bu hisob aylanish takroriyligi $n \geq 10 \text{ min}^{-1}$ da bajariladi. $n = 1 \div 10 \text{ min}^{-1}$ bo'lsa, hisobda $n = 10 \text{ min}^{-1}$ olinadi.

Tanlash sharti:

$$C_{\text{(talab etilgan)}} \leq C_{\text{(pasport bo'yicha)}} \quad (4.20)$$

Pasport bo'yicha dinamik yuk ko'taruvchanlik C – bu shunday doimiy yuklanish bo'lib, uning ta'siridan 1 mln aylanishda sinalayotgan podshipniklarning 30% idan ko'pida toliqish alomatlari kuzatilmaydi. C ning qiymatlari podshipniklar katalogida keltiriladi. Bunda yuklanish sifatida radial va radial-tirak (tashqi halqasi aylanmaydigan) podshipniklar uchun radial kuch, tirak va tirak-radial (halqalaridan biri aylan-ganda) podshipniklar uchun esa o'q bo'yicha (bo'ylama) kuch tushu-niladi.

Dinamik yuk ko'taruvchanlik va resurs empirik munosabat bo'yicha bog'langan

$$L = a_1 a_2 \left(\frac{C}{p} \right)^p \quad \text{yoki} \quad C = P \sqrt[p]{L / (a_1 a_2)}, \quad (4.21)$$

bu yerda, L – resurs, mln aylanishlar; P – ekvivalent yuklanish (quyida keltirilgan); sharikli podshipniklar uchun $p = 3$ va rolikli podshipniklar uchun $p = \frac{10}{3} \approx 3,33$; a_1 – ishonchlilik koeffitsienti; a_2 – metall sifati va ekspluatatsiya sharoitining oʻzaro taʼsirini hisobga oluvchi umumlashgan koeffitsient.

Kichik resurslarda $p \leq 0,5C$ cheklanish qabul qilinadi, aks holda toliqishdan boʻlmagan yemirilish sodir boʻladi.

C ning qiymati podshipnik materialining mustahkamligi bilan birga uning konstruktiv va texnologik xarakteristikalariga bogʻliq boʻladi.

Agar aylanishlar takroriyliги n doimiy bir xilda boʻlsa, nominal resursni soatlarda hisoblash qulay boʻladi:

$$\left. \begin{aligned} L_h &= a_1 a_2 \left(\frac{C}{P} \right)^p \left[\frac{10^6}{(60n)} \right] \text{ yoki} \\ L_h &= \frac{L \cdot 10^6}{(60n)} \end{aligned} \right\} \quad (4.22)$$

L_h ning tavsiyaviy qiymatlari jadvallarda keltiriladi.

Ekvivalent dinamik yuklanish P radial va radial-tirak podshipniklar uchun shunday shartli doimiy oʻzgarmas radial yuklanish P_r boʻlib, uning ichki halqasi aylanadigan va tashqi halqasi qoʻzgʻalmas boʻlgan podshipnikka taʼsir etishida podshipnik haqiqiy yuklanish va aylanishlaridagi umrboqiyiligini taʼminlab beradi. Tirak va radial-tirak podshipniklar uchun ekvivalent dinamik yuklanish P_a – podshipnik halqalaridan biri aylanishidagi doimiy markaziy oʻq boʻylab yoʻnalgan kuch boʻladi:

$$\left. \begin{aligned} P_r &= (XV F_r + Y F_a) K_{cht} K_f, \\ P_a &= (X F_r + Y F_a) K_{cht} K_f, \end{aligned} \right\} \quad (4.23)$$

bu yerda, F_r, F_a – radial va oʻq boʻylab yoʻnalgan kuchlar; X, Y – radial va oʻq boʻylab yoʻnalgan yuklanishlar koeffitsientlari (qiymatlari katalogda keltiriladi); V – aylanish koeffitsienti, podshipnikning qaysi halqasi aylanishiga bogʻliq boʻladi (ichki halqa aylansa, $V=1$, tashqi halqa aylansa, $V=1,2$); K_{cht} – ehtiyot koeffitsienti, yuklanish xarakteriga

bog'liq bo'ladi: yuklanish ohista bo'lsa, $K_{\text{cht}} = 1$, kuchsiz turtkili yuklanishda $K_{\text{cht}} = 1,3-1,5$, kuchli turtkili (zarbiy) yuklanishda $K_{\text{cht}} = 2,5-3$; K_T – harorat (temperatura) koeffitsienti (podshipnik tayyorlanadigan IIX15 po'lati uchun t 100°C gacha bo'lsa, $K_{\text{cht}} = 1$, $t = 125 - 250^\circ\text{C}$ bo'lsa, $K_{\text{cht}} = 1,05 - 1,4$ bo'ladi).

X va Y ning qiymatlari $F_d/(VF_r)$ ning nisbatiga qarab turlicha bo'ladi. Buning sababi shuki, bu nisbatning ma'lum bir e koeffitsientga teng oralig'igacha qo'shimcha o'q bo'ylab yo'nalgan kuch podshipnik ish sharoitini yomonlashtirmaydi. Bu kuch podshipnikdagi radial tirqishni kamaytirib, dumalash jismlaridagi yuklanish (shu jumladan radialni ham) taqsimlanishini tekislaydi.

Yuklanish sharoitining o'zgaruvchanligi (4.21) formuladagi P yuklanishni ekvivalent yuklanish bilan almashtirib amalga oshiriladi:

$$P_e = \sqrt[3]{\sum (P_i^3 L_i / \sum L_i)}, \quad (4.24)$$

bunda P_i har bir yuklanish darajasini e'tiborga oladi (siklogrammani hisoblashga qarang); $L_i - P_i$ yuklanishidagi mln aylanishlar soni.

Podshipniklar uchun ekvivalent yuklanishni hisoblashning noqulayligi shundaki, avvalgi tishli g'ildiraklarni hisoblashdagi ekvivalent sikllar sonini aniqlashdagi hisobdan foydalanib bo'lmaydi. Bundan tashqari, (4.24) formula bo'yicha hisoblash uchun yuklanish siklogrammasini bilish kerak, u esa faqat ba'zi hollardagina ma'lum bo'ladi.

Agar tipovoy sharoit uchun grafiklardan foydalanilsa, hisob ancha soddalashadi. U holda,

$$L_{hE} = K_{HE} L_h, \quad (4.25)$$

bu yerda, L_{hE} -- ekvivalent chidamlilik, soat; L_h – podshipnik ishlashining umumiy vaqti, soat; K_{HE} – yuklanish sharoitining koeffitsienti.

Agar L_{hE} ma'lum bo'lsa, (4.21) formula bo'yicha,

$$L_E = 60 \cdot 10^6 n L_{hE} \text{ mln aylanish.} \quad (4.26)$$

L_E ning qiymati (4.21) formula bo'yicha hisobni bajarishda ishlatiladi, bunda $L = L_E$ va P ni hisobiy yuklanishdan eng maksimali deb olinadi.

Podshipniklarni statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tekshirish va tanlash. (4.21) formula bo'yicha yuklanish P resurs L ning kamayishi bilan ortadi va nazariy jihatdan uning chegarasi bo'lmaydi. Amalda yuklanish statik mustahkamlik yoki statik yuk ko'taruvchanlik yo'qolishi bilan chegaralanadi. Statik yuk ko'taruvchanlik quyidagi hollarda qo'llanadi: kichik aylanishlar takrorlanishida $n < 1 \text{ min}^{-1}$ da podshipniklarni tanlash uchun, bunda yuklanish sikllari soni kam bo'ladi va toliqishdan yemirilishni keltirib chiqarmaydi hamda dinamik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlangan podshipniklarni tekshirish uchun. Bunda tekshirish va tanlash sharti:

$$P_0 \leq C_0,$$

bu yerda, P_0 – ekvivalent statik yuklanish; C_0 – statik yuk ko'taruvchanlik.

Statik yuk ko'taruvchanlik deb shunday statik yuklanish tushuniladi, bunda podshipnik kontakt sirtlarining eng ko'p yuklangan nuqtalaridagi dumalash jismlari va halqalardagi qoldiq deformatsiya dumalash jismlari diametrining 0,0001 qismiga teng bo'ladi. Bunda yuklanish sifatida radial va radial-tirak podshipniklarda radial, tirak va tirak-radial podshipniklarda o'q bo'yicha kuch tushuniladi. C_0 ning qiymati har bir tip-o'lchamli podshipniklar uchun kataloglarda keltiriladi.

Ekvivalent statik yuklanish:

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \text{ lekin } P_0 = F_r \text{ dan kam emas,} \quad (4.27)$$

bu yerda, F_r va F_a – radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar; X_0 va Y_0 – radial va o'q bo'yicha statik yuklanishlar koeffitsientlari.

Podshipnikning chegaraviy tezyurarligi. U, odatda, katalogda aylanishlar takrorligining chegaraviy qiymati n_{ch} bilan chegaralanadi. Bu aylanishlar takroriyligining eng katta qiymati bo'lib, undan katta qiymatlarda hisobiy xizmat muddati kafolatlanmaydi. Tadqiqotlardan kuzatilishicha, dumalash podshipniklaridagi yeyilish jadalligi va ishqalanishdagi yo'qotishlar aylana tezlik bilan bog'liq bo'ladi. Shuning uchun chegaraviy tezyurarlikni baholashda shartli tezlik (aylana tezlikka proporsional bo'lgan) parametri qabul qilingan:

$$[D_m n] = \text{const},$$

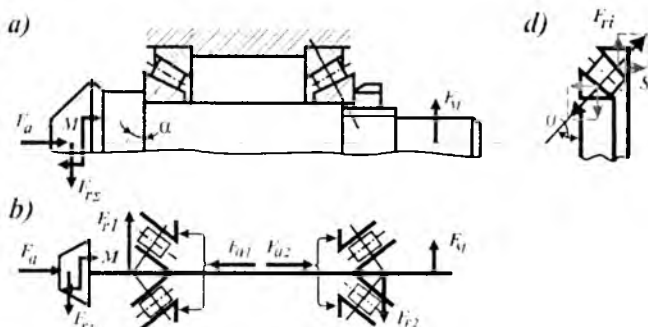
bu yerda, D_m – dumalash jismlari aylana markazlarining diametri, mm; n – aylanishlar takroriyligi, min^{-1} .

$[D_m n]$ ning ruxsat etilgan qiymatlari konstruktiv va ekspluatatsion parametrlar: podshipnik turi, separator turi, aniqlik darajasi, moylash turi va sh. k. larga bog'liq bo'ladi.

$[D_m n]$ ning ma'lum qiymatlarida har bir podshipnik tip o'lchami uchun katalogda n_{ch} ko'rsatiladi.

Radial-tirak podshipniklarda yuklanishni hisoblashning o'ziga xosligi podshipnik yon tekisligiga kontakt chiziqlarini α burchakka qiya-ligi bilan bog'liq bo'ladi. 4.16-*a, b* shakllarda misol tariqasida konus-simon shesternya vali podshipniklarining konstruktiv va hisobiy sxemalari ko'rsatilgan. Ilashmadagi yuklanish val o'qiga keltirilgan:

$$F_{r\Sigma} = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}, \quad M = \frac{F_a d_{m1}}{2}, \text{ bu yerda, } F_t, F_r \text{ va } F_a \text{ uzatmadagi kuchlar.}$$



4.16-shakl. Konussimon shesternyaning podshipniklari:

a – konstruktiv sxema; *b* – hisobiy sxema; *d* – podshipnik halqalariga ta'sir etuvchi kuchlar

Valning o'ng uchidagi yuklanish F_M kuchi bilan belgilangan.

Podshipniklardagi radial yuklanishlar oddiy usul bilan muvozanatning ikki tenglamasi bo'yicha aniqlanadi: $\Sigma Y = 0$ va $\Sigma M = 0$. Bu yerda faqat F_{r1} , F_{r2} kontaktga normal (tik) chiziqlarni val o'qi bilan kesishish nuqtalariga qo'yilganini ta'kidlaymiz. Bu nuqtalar orasidagi masofa podshipniklar joylashish sxemasi va α burchak qiymatiga bog'liq bo'ladi. Agar 4.16-shakldagi har bir podshipnikni chizma tekisligida 180° ga burilsa, ularga mos ravishda tirkak bo'rtiqlarining holatlari ham o'zgaradi va F_{r1} , F_{r2} kuchlarning qo'yilish nuqtalari ichkariga siljiydi, ular orasidagi masofa (kuchlarning elkasi sifatida) kamayadi, F_{r1} va F_{r2} kuchlar esa qo'payadi – bu noqulay variant.

Ikkita o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlarni aniqlash uchun faqat bitta tenglamaga ega bo'lamiz: $\Sigma X = 0$ yoki

$$F_a - F_{a1} + F_{a2} = 0. \quad (4.28)$$

Umumiy holda, F_{a1} va F_{a2} ga teng emas, shu sababli ularni aniqlash uchun qo'shimcha shartlar kerak bo'ladi. Bu shartlarni ko'rib chiqamiz. Radial-tirak podshipniklarda kontakt chizig'ining qiyaligi oqibatida radial yuklanishlar podshipnikning ichki o'q bo'yicha yo'nalgan S kuchlarini keltirib chiqaradi, ular o'z navbatida podshipnik halqasini o'q bo'ylab surishga harakat qiladi (4.16, d -shakl). Bunga val va korpusning tirak bo'rtiqlari tegishli F_{a1} va F_{a2} reaksiyalar bilan qarshilik qiladi. Ayonki, quyidagicha bo'lishi kerak:

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ va } F_{a2} \geq S_2, \quad (4.29)$$

aks holda halqalar surilib ketadi.

Bundan tashqari, bu masalani yechish uchun quyidagi shart ham qabul qilinadi: podshipniklardan biridagi o'q bo'yicha yo'nalgan kuch halqalarning siljimaslik shartidan $F_{a1} = S_1$ bo'lishi kerak. Qaysi podshipnikda bu shart bajarilishi noma'lum bo'lgani uchun masalani ketma-ket urinib ko'rish usuli bilan yechamiz. Masalan, $F_{a1} = S_1$ da,

$$F_{a2} = S_1 - F_a \quad (4.30)$$

ni hosil qilamiz va bunda, agar $F_{a2} \geq S_2$ bo'lsa, podshipnikdagi o'q bo'yicha yo'nalgan kuchlar to'g'ri aniqlangan bo'ladi. Agar $F_{a2} < S_2$ bo'lsa, $F_{a2} = S_2$ deb qabul qilinadi va

$$F_{a1} = S_2 + F_a \quad (4.31)$$

topiladi.

Bunda $F_{a1} \geq S_1$ shart albatta bajariladi, chunki $F_{a1} = S_1$ bo'lganda $F_{a2} \leq S_2$ edi, F_{a2} oshganda F_{a1} ham ortishi kerak [(4.28) tenglamaga qarang].

S kuchining qiymati podshipnik turi, α burchak va podshipnikni yig'ish va sozlash shartlaridan aniqlanadi. Agar podshipniklar katta tirqish bilan yig'ilgan bo'lsa, hamma yuklanishni bir yoki ikki rolik qabul qiladi. Bunda (4.16, d -shakl) $S_1 = F_r \operatorname{tg} \alpha$, bu yerda, F_r – umumiy holda tayanch tartib raqami. Katta tirqishlar podshipniklarning tez

buzilishiga olib keladi, shu sababli ularga yo'l qo'yib bo'lmaydi. Odatda, podshipnik nolga yaqin bo'lgan tirqishlar bilan yig'iladi. Bu holda dumalash jismlarining taxminan yarmi yuklanish ostida bo'ladi, o'q bo'yicha yo'nalgan kuchning natijaviy qiymati

$$\left. \begin{array}{l} \text{radial-tirak podshipniklar uchun} \\ S_r = eF_r, \\ \text{konussimon rolikli} \\ \text{podshipniklar uchun } S_r = 0,83eF_r, \\ \text{boladi,} \end{array} \right\} \quad (4.32)$$

bu yerda, e — o'q bo'yicha yuklanish parametri (qiymati jadvallarda beriladi).

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Nima sababdan dumalash podshipniklari sirpanish podshipniklariga nisbatan ko'proq tarqalgan? Ularning afzallik va kamchiliklarini ko'rsating.

2. Dumalash podshipniklarining qanday asosiy turlarini bilasiz?

3. Podshipnik dumalash jismlarida radial yuklanish qanday taqsimlanadi?

4. Radial podshipnikning qaysi halqasida ko'proq kontakt kuchlanish hosil bo'ladi?

5. Dumalash podshipniklarida qanday ishdan chiqish hollari ro'y beradi?

6. Podshipnikning dinamik va statik yuk ko'taruvchanligi nimani bildiradi?

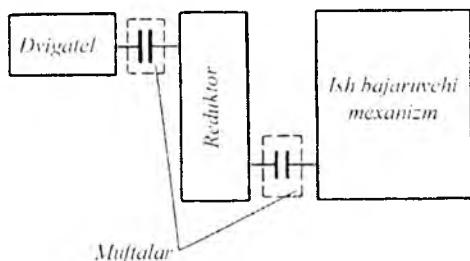
7. Podshipnikni dinamik yuk kutaruvchanlik bo'yicha tanlash sharti qanday?

8. Podshipnikni statik yuk ko'taruvchanlik bo'yicha tanlash sharti qanday?

V. MUFTALAR

5.1. Umumiy ma'lumotlar. Ularning vazifasi va tasnifi

Mufta deb texnikada val, sterjen, quvur, elektr simlar uchlarini biriktiradigan vositalarga aytiladi. «Mashina detallari» fanida faqat vallarni biriktiruvchi muftalarni o'rganib chiqamiz. Vallarni biriktirishga zaruratning sababi ko'pgina mashinalar kirish va chiqish vallari bilan tayyorlangan bo'ladi, ular mufta yordamida biriktiriladi (5.1-shakl).



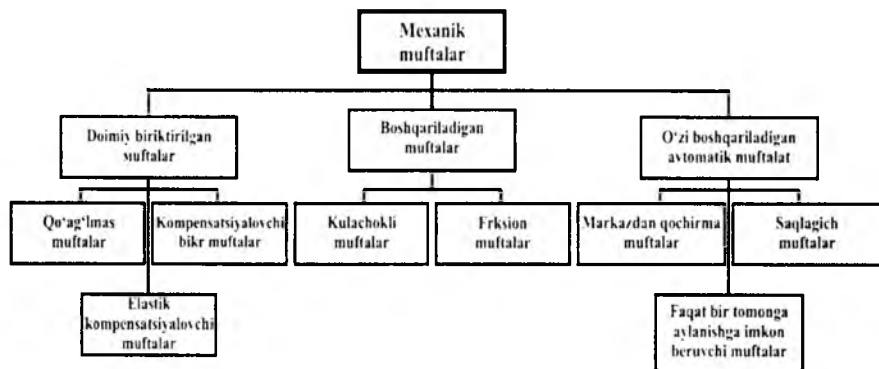
5.1-shakl. Mashina qismlarida muftalarning joylashishi

Zamonaviy mashinasozlikda mexanik muftalardan tashqari elektrik va gidravlik muftalar ham qo'llanadi. Bu muftalar maxsus fanlarda o'rganiladi. Shu sababli «Mashina detallari» fanida faqat mexanik muftalarni ko'rib chiqish bilan cheklanamiz.

Muftalarning vazifasi va turlari

Muftalarning vallarni biriktirishda qo'llanishiga asosiy sabab, ko'pgina mashinalar alohida qismlardan tayyorlanib, ularning kirish va chiqish vallari mufta yordamida biriktiriladi. Vallarni biriktirish muftalarning umumiy, lekin yagona vazifasi emas. Muftalar bundan tashqari uzluksiz harakatlanayotgan dvigatelda ijro etuvchi mexanizمنى ishga

tushirish va uni uzish (boshqariladigan muftalar); mashina qismini o'ta yuklanishdan saqlash (saqlagich muftalar); vallarning o'qdoshtmasligidan zararli ta'sirni kamaytirish (kompensatsiyalovchi muftalar); dinamik yuklanishni kamaytirish (elastik muftalar) va sh.k. vazifalarni bajaradi.



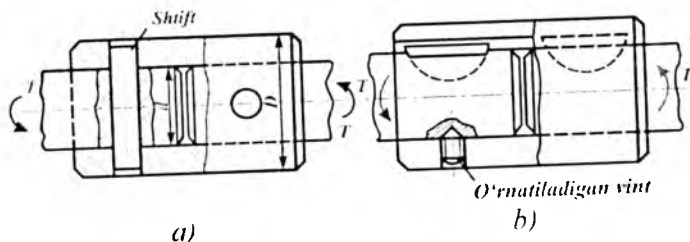
5.2-shakl. Muftaning turlari

Mexanik muftalarning turlari 5.2-shaklda keltirilgan. Keng qo'llaniladigan muftalar standartlashtirilgan bo'lib, ularning pasport bo'yicha parametri uzatishga mo'ljallangan aylantiruvchi momentning qiymati hisoblanadi.

5.2. Boshqarilmaydigan (doimiy biriktirilgan) qo'zg'almas muftalar

Qo'zg'almas muftalar vallarning biki va qo'zg'almas qilib biriktirilishini ta'minlaydi. Bu muftalar vallarni tayyorlash va yig'ishdagi xato va noaniqliklar ta'sirini kamaytirmaydi, shu sababli vallarni aniq markazlashtirish talab etiladi.

Vtulkali mufta qo'zg'almas muftalarning eng sodda turi hisoblanadi. Vtulkali val bilan shtiftli (5.3. *a*-shakl), shponkali (5.3. *b*-shakl) yoki tish (shlitsali) birikma yordamida biriktiriladi. Vtulkali muftalar vallarining diametri 60–70 mm gacha bo'lgan yengil mashinalarda qo'llaniladi. Ular sodda tuzilishi va kichik gabaritlari bilan ajralib turadi. Vtulkali muftalarning og'ir mashinalarda qo'llanilishi agregat vallarini yig'ish va ajratishda o'q bo'yicha surishlarning qiyinligi tufayli cheklanadi. Muftaning mustahkamligi shtiftli, shponkali yoki shlitsali birikmaning hamda vtulkaning mustahkamligi bilan aniqlanadi.



5.3-shakl. Vtulkali muftalar:
a – shtiftli birikmali; *b* – shponkali birikmali

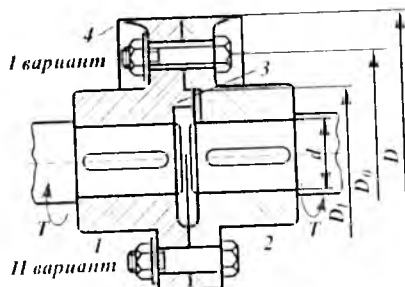
Mufta elementlarining mustahkamligi bir xil bo'lishi uchun o'lchamlarni tanlashda quyidagi tavsiyalarga amal qilish zarur hisoblanadi:

$$L = 3d_v; \quad l \approx \frac{3}{4}d_v; \quad D_f \approx 1.5d_v.$$

$$d_{vh} = (0.3 - 0.25)d_v$$

(odatda, kichik muftalar uchun 0.3, kattalari uchun 0.25 olinadi). Stanok-sozlikda foydalanadigan vtulkali muftalarni 35 yoki 45 markali po'latlardan, $d_b > 80$ mm bo'lganda esa cho'yandan tayyorlash tavsiya etiladi.

Ajraluvchi sirtlari va o'qiga tik bo'lgan muftalar val uchiga ma'lum tig'izlik bilan o'tkazilgan ikkita flanes (yarim mufta)dan iborat bo'ladi. Yarim muftalar aylana bo'ylab joylashgan bir necha bolt yordamida bir-biriga biriktiriladi va moment uzatish ishonchli bo'lishi uchun val-larga shponkalar vositasida mahkamlab qo'yiladi.



5.4-shakl. Ajralish sirti valga parallel bo'lgan
 ikki pallali flanesli mufta

Flanesli mufta. 5.4-shaklda o'q chiziqdan yuqori va pastki qismlarida flanesli muftaning turli konstruksiyalari tasvirlangan: I variant bo'yicha yarimmuftalar tirqish bilan o'rnatiladigan, II variantda esa tirqishsiz o'rnatiladigan boltlar yordamida birlashtiriladi. Birinchi holatda buroqchi moment yarim muftalarning tutashuv joyida boltlarni sirib tortishdan hosil bo'lgan ishqalanish kuchi evaziga o'rnatiladi, ikkinchi holatda esa bevosita boltlar bilan uzatilib, ularda kesuvchi, ezuvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi. Tirqishsiz o'rnatilgan boltlar bir vaqtning o'zida valni markazlashtirish vazifasini ham o'taydi. Boltlar tirqish bilan o'rnatilganda markazlashtirish 3 chiqiqli qism evaziga bo'lib, bu chiqiq ko'ndalang yuklamalarni qabul qiladi.

Markazlashtiruvchi chiqiq qism birikmani yig'ish va ajratishni qiyinlashtiradi, chunki bunda valni bo'ylama surish talab etiladi.

Texnika xavfsizligi talablariga binoan, boltning chiqib turgan qismi bo'rtiqlari bilan berkitiladi (I variant). Agar muftada umumiy to'siq bo'lsa, bo'rtiqlar tayyorlanmaydi (II variant).

Muftani mustahkamlikka hisoblashda shponkali yoki shlitsali birikmalar hamda boltlarning mustahkamligi tekshiriladi. Boltlarni tirqishsiz o'rnatish mufta gabarit o'lchamlarini kamaytiradi. Shu sababli ular ko'proq tarqalgan.

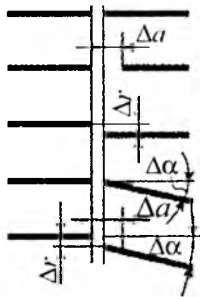
Flanesli muftalar mashinasozlikda keng tarqalgan. Ular vallarning diametrlari 200 mm gacha va undan katta bo'lganda qo'llanadi. Bunday muftalarning afzalligi ular tuzilishining soddaligi va nisbatan kichik gabarit o'lchamlari hisoblanadi.

Flanesli muftaning geometrik o'lchamlari va ularda ishlatiladigan boltlarning diametri maxsus jadvallarda beriladi. Zarur bo'lgan hollarda geometrik o'lchamlarni taxminan belgilab olish uchun quyidagi munosabatlardan foydalanish mumkin: muftaning val bo'yicha uzunligi $l \approx (5 - 2,5)d_h$, uning aylana bo'ylab sirtqi diametri; $D_s \approx (4,5 \dots 2)d_s$; boltlar joylashgan aylana diametri $D_e \approx (3,5 \dots 2,5)d_s$ va boltlar soni $z = 4; 6; 8$. Odatda, bunday muftalar C4 28-48 markali kulrang cho'yandan tayyorlanadi.

5.3. Boshqarilmaydigan kompensatsiyalovchi muftalar

Vallarning o'qdoshmaslik turlari. Tayyorlash va yig'ishdagi xatoliklar sababli birlashtiriladigan vallar geometrik o'qlarining o'zaro joylashishida har doim ma'lum bir noaniqlik bo'ladi. Vallarning nominal holatidan chetga chiqishining uch turi farqlanadi (5.5-shakl): bo'ylama

surilish Δ_r (valning haroratdan choʻzilishidan ham hosil boʻladi); radial surilish Δ_r yoki eksstrensitet; burchak surilish Δ_α yoki ogʻish. Amalda bu chetga chiqishlar bir vaqtda taʼsir qilishi mumkin, keyinchalik bu holatni valning «oʻqdoshmasligi» deb ataymiz.



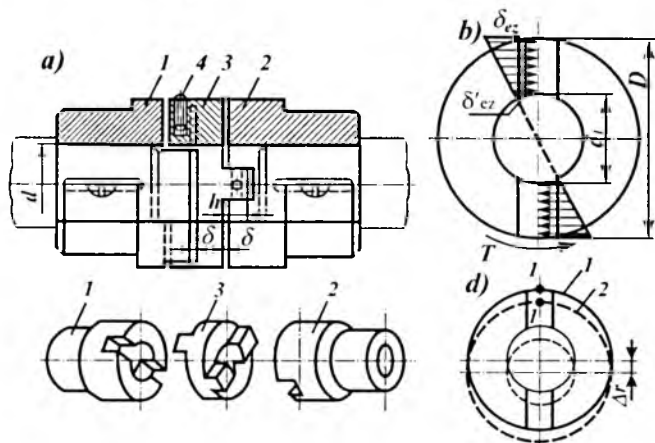
5.5-shakl. Vallarning nominal holatidan chetga chiqishi

Oʻqdoshmas vallar bikir qoʻzgʻalmas muftalar bilan birlashtirilganda muftani oʻrnatish joyida ular bir umumiy oʻqqa val va tayanchlarni deformatsiyalab keltiriladi. Tayanch va vallar qoʻshimcha yuklanish bilan yuklanadi. Shu sababli bikir qoʻzgʻalmas muftalardan foydalanganda vallarning joylashishida yuqori aniqlik talab etiladi. Bu talablarni hamda val va tayanchlarga tushadigan zararli taʼsirni kamaytirish uchun kompensatsiyalovchi muftalar qoʻllaniladi. Vallar oʻqdoshmasligining zararli taʼsirini kamaytirish uchun quyidagicha konstruksiyalar: asli bikir detallarning qoʻzgʻaluvchanligi hisobiga **kompensatsiyalovchi bikir muftalar** yoki elastik detallarning deformatsiyasi hisobiga kompensatsiyalovchi **elastik muftalar** qoʻllaniladi.

Kompensatsiyalovchi bikir muftalardan eng koʻp tarqalgani kulachok-diskli va tishli muftalar hisoblanadi.

Kulachok-diskli muftalar. Kulachok-diskli muftalar (5.6-shakl) ikki yarim mufta 1 va 2, oraliq disk 3 dan iborat boʻladi. Har bir yarim muftaning ichki yon tarafida bittadan diametral paz oʻyilgan. Diskning ikkala yon sirtida bittadan chiqiq tayyorlanib, ular oʻzaro perpendikulyar diametrdagi joylashgan. Yigʻilgan muftada diskning chiqiqlari yarimmuftalar pazlarida joylashadi. Shunday qilib, disk yarim muftalarni birlashtiradi.

Pazlarning perpendikulyar joylashishi muftaga eksentrisitet va qiya-likni qisman kompensatsiya qilishga imkon beradi. Bunda chiqiqlar paz-larda sirpanadi, disk markazi esa eksentrisitet Δ_r radiusga teng aylana bo'ylab harakatlanadi. Disk va yarim muftalar orasidagi δ tirqishlar val-larning bo'ylama siljishlarini kompensatsiyalaydi. Vallarning qiyaligi paz-lardagi bosimning noqulay taqsimlanishiga olib kelishi sababli, kula-chok-diskli muftani, asosan, eksentrisitetni kompensatsiyalash uchun qo'llash tavsiya etiladi: Δ_r $0,004d$ gacha; Δ_a $0^\circ 30'$ gacha bo'lishi mumkin.



5.6-shakl. Kulachok-diskli mufta

Chiqiqlarning pazda siljishi ularning yeyilishiga olib keladi. Yeyilish-ning jadalligi vallarning o'qdoshmasligi va aylanish takroriyligi ortishi bilan oshadi. Mufta ishqalanish sirtining yeyilishini kamaytirish uchun ular davriy ravishda moylanadi (5.6-shakldagi 4-teshik) va ularda katta ezuvchi kuchlanish ro'y berishiga yo'l qo'yilmaydi. So'nggi holat sirpanuvchi detallari bor hamma bikir muftalarni hisoblashning asosiy sharti sanaladi.

Kulachok-diskli muftalarni hisoblaganda, pazlarning chiqiqlarini o'rnatishda taranglik va tirqish nolga teng deb hisoblanadi. Bu holda tutash sirtlarning turli nuqtalaridagi deformatsiyalar va kuchlanishlar bu nuqtalardan o'qgacha bo'lgan masofaga proporsional bo'ladi (5.6, b-shakl); bunda ezilishdagi kuchlanish shartli ravishda pazning yon taraflaridan diametrga ko'chirilgan. Yarimmuftaning muvozanat sharti quyidagicha yoziladi:

$$KT = \frac{\sigma_{cz}}{2} \frac{D}{2} h \frac{2}{3} D - \frac{\sigma'_{cz}}{2} \frac{d_l}{2} h \frac{2}{3} d_l; \quad (5.1)$$

$$\frac{\sigma_{cz}}{\sigma'_{cz}} = \frac{D}{d_l}, \quad (5.2)$$

Shularni hisobga olgan holda o'zgartirishlarni amalga oshirsak:

$$\sigma_{cz} = 6KT D / [h(D^3 - d_l^3)] \leq [\sigma_{cz}], \quad (5.3).$$

bu yerda, K – yuklanish sharoitining dinamiklik koeffitsienti; h – chiqiq-larning ishchi balandligi (5.6, d -shakl). Amaliyotda $\frac{D}{d} \approx 2.5 - 3$ olinadi.

Odatda, kulachok-diskli mufta detallari Cт5 (bolg'alangan) yoki 25L (quyma) po'latlardan tayyorlanadi. Og'ir yuklangan muftalar uchun 15X, 20X turidagi ishchi sirlari sementatsiya qilingan legirlangan po'latlar qo'llanadi. Bunda

$$[\sigma_{cz}] = 15 - 20 \text{ MPa} \quad \text{deb olinadi.}$$

Muftani eksentrisitet bilan ishlashi ishqalanishdagi yo'qotish va valga qo'shimcha yuklanish tushishi bilan birga sodir bo'ladi. Muftadan valga tushadigan qo'shimcha yuklanish F_m pazlardagi ishqalanish kuchiga teng bo'ladi:

$$F_m = \frac{\sigma_{cz} + \sigma'_{cz}}{2} (D - d_l) h f,$$

(5.2) va (5.3) ifodalar asosida o'zgartirishlarni amalga oshirsak,

$$F_m = 3KT (D^2 + d_l^2) f \cdot (D^3 - d_l^3) \approx F_l f. \quad (5.4)$$

Bu formulada nisbat $(D^3 - d_l^3) / [3(D^2 - d_l^2)]$ muftadagi biron-bir soxta aylana kuch $F_r = KT R_{o,r}$ ning qo'yilish radiusi sifatida qabul qilinadi.

Taxminan

$$(D^3 - d_l^3) / [3(D^2 - d_l^2)] \approx R_{o,r} = (D + d_l) / 4.$$

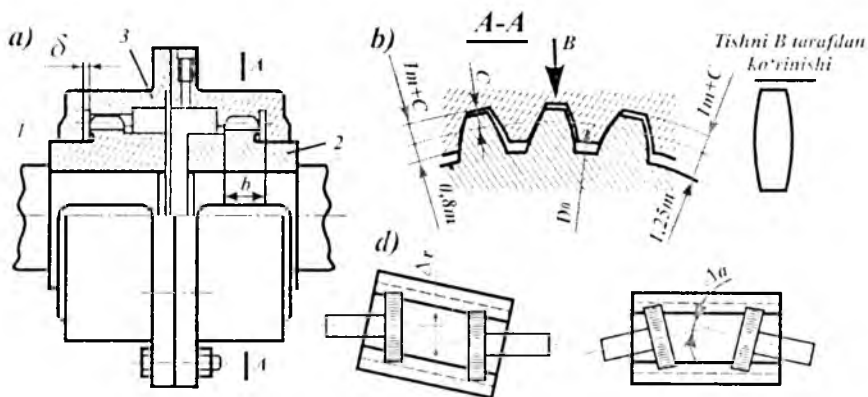
Demak, kompensatsiyalovchi muftalarning qo'llanishi vallar va tayanchlarga o'qdoshaslikdan tushadigan zararli ta'sirlarni sezilarli kamaytiradi, lekin to'raligicha yo'qotmaydi.

Muftaning foydali ish ko'effitsienti:

$$\eta \approx 0,985 \div 0,995.$$

Tishli muftalar

U tashqi tishli yarimmuftalar 1, 2 va ikki qatorli ichki tishli ajraladigan halqa 3 dan iborat bo'ladi (5.7, *a*-shakl). $\alpha = 20^\circ$, $h_e^* = 0,8$ o'lcham evolventa profilli tishlar eng ko'p tarqalgan. Mufta vallar o'qdoshasligining hamma turlarini kompensatsiya qiladi. Shu maqsadda mufta ilashmasida yon tarafida tirqish va yon tomonida kengaytirilgan tirqish qoldiriladi (5.7, *b*-shakl), yarimmuftalarning tishli gardishi esa r radiusli sfera bo'yicha tayyorlanadi, bu sferalarning radiuslari val o'qlarida joylashadi. Tishli mufta konstruksiyasi yo'l qo'yadigan vallarning o'zaro siljishini (radial, burchakli yoki ularning bir vaqtda ta'sir etishi) halqa o'qi va vallardan biri yoki boshqasining o'qi orasidagi burchak $0^\circ 30'$ dan oshmaslik shartidan aniqlanadi.



5.7-shakl. Tishli mufta

Muftaning ishlashidagi vallarning o'qdoshmasligini kompensatsiya qilish mufta tishlarining tutashuv joyida sirpanishi va ularning yeyilishi bilan birga sodir bo'ladi. Tishli muftalarni ishlatish natijalarida kuzatilib, yeyilish ular ishchanligining asosiy mezon bo'ladi. Yeyilishni kamaytirish uchun halqa ichiga suyuq moy quyiladi.

Muftadagi haqiqiy kontakt kuchlanishni hisoblash tishlar kontakti shartining aniq emasligi sababli qiyinlashadi. Bu noaniqlik, bir tomondan, mufta tayyorlanishidagi xatoliklar, ikkinchi tomondan, vallar o'qdoshmasligining (yig'ishdagi) xatoliklari bilan bog'liq. O'qdoshmaslik holatlarida yuklanish tishlar orasida notekis taqsimlanadi, ba'zi tish juftlarining yuklanishi turlicha bo'ladi. Masalan, halqa va yarim mufta val (qiyalanishi) tekisligida joylashgan tishlari parallel bo'ladi va qulayroq tutashuv shartlariga ega bo'ladi, perpendikulyar tekislikda joylashgan tishlar esa o'zaro bir-biriga nisbatan qiyalik burchagiga teng bo'lgan burchak ostida joylashib, faqat chekkalari bilan tutashadi. Boshqa tishlar ham burchak ostida joylashadi, lekin ularning qiyalanish burchagi kamroq bo'ladi. Tish chekkalari tutashuvining zararli ta'sirini kamaytirish uchun bochkasimon tishlar qo'llaniladi (5.7, *b*-shakl, *B*-ko'rinishi). Bu esa tishlarning ishlashib ketishida yuklanish taqsimlanishini tenglashtiradi va kontakt sharoitlarini yaxshilaydi.

Yuqorida ta'kidlanganlar tishli muftalarni hisoblashning faqat shartli hisob usulini taklif etishga imkon beradi, bu usulning noaniqligi amalda ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini tanlashda e'tiborga olinadi. Shartli hisobda yuklanish hamma tishlar orasida tekis taqsimlangan, tishlar esa butun uzunligi va balandligi bo'yicha tutashadi deb qabul qilinadi. Bu holda,

$$KT = \sigma_{cz} Az (D_0 / 2), \quad (5.5)$$

bu yerda, z – yarimmufta tishlarining soni; $D_0 = zm$ – tishlar bo'lavechi diametri; m – ilashma moduli; $A = bh$ – tish ishchi sirtining uning o'rta diametral tekislikka proeksiyasi; b – tish uzunligi; h – tishning ishchi uzunligi.

Amalda eng ko'p qo'llaniladigan mufta ilashmasi uchun (5.7, *b*-shakl) $h=1,8$ m deb qabul qilish mumkin. Bu ifodani (5.5) formulaga qo'yib soddalashtirishdan keyin:

$$\sigma_{cz} = \frac{KT}{D_0^2 b \cdot 0,9} \leq [\sigma_{cz}]. \quad (5.6)$$

Standart muftalar uchun $[\sigma_{cz}] = 12 - 15 \text{ MPa}$ olish ruxsat etiladi.

Tishli mufta detallari uglerodli 45, 40X, 45L po'latlaridan bolg'alanib yoki quyib tayyorlanadi. Yeyilishga chidamlilikni oshirish uchun yarimmufta tishlariga termik ishlov berilib, qattiqligi 40HRC dan kam bo'lmagan holga yetkaziladi, halqa tishlarining qattiqligi esa $< 35 \text{ HRC}$ dan kam bo'lmaydi. Loyihalovchi hisobni chiqarish uchun (5.6)

formulaga $\psi = \frac{b}{D_0}$ belgilash kiritsak, unda

$$D_0 = \sqrt[3]{\frac{KT}{0,9[\sigma_{cz}] \cdot \psi}}. \quad (5.7)$$

Tishli gardish eni koeffitsientining qiymatlari amalda mavjud mufta konstruksiyalar uchun $\psi = 0,12 - 0,16$ oraliqda bo'ladi. Tishli gardish kengligi b ni oshirish tishlarning ishlab ketishini qiyinlashtiradi va ular orasida yuklanishning notekis taqsimlanishini oshiradi.

Mufta diametri bo'yicha tishlar sonini belgilab, modulni aniqlash mumkin, so'ngra modulning qiymati standart bo'yicha qabul qilinadi. Amalda $z = 30 - 80$ (katta qiymatlar – og'ir yuklanish uzatadigan muftalar uchun) olinadi. Bunda tish mustaxhamligining eguvchi kuchlanish bo'yicha yetarli zaxirasi ta'minlanadi.

Tishli muftalar ixcham bo'lib, yaxshi kompensatsiyalash xususiyatlariga ega. Ular katta burovchi moment uzatadigan uzatmada qo'llaniladi.

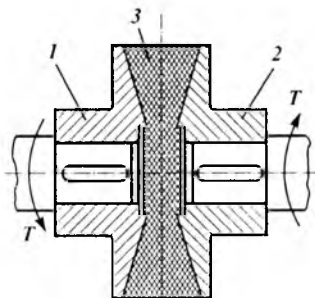
Tajribalar asosida mufta foydali ish koeffitsienti $\eta_m = 0,985 - 0,995$ olinadi. Muftadan valga tushadigan kuch

$$F_m \approx (0,15 - 0,2) F_t,$$

bu yerda, F_t aylana kuch muftaning D_0 diametri bo'yicha aniqlanadi.

5.4. Boshqarilmaydigan elastik muftalar

5.8-shaklda elastik muftaning prinsipial sxemasi berilgan. Mufta yarim muftalari 1, 2 elastik jism 3 yordamida birikkan (masalan, yelimlangan yoki vulkanizatsiyalashtirilgan). Yarim muftalarning elastik bog'lanishi quyidagi imkoniyatlarga ega bo'ladi: vallarning o'qdosh-masligini kompensatsiya qiladi; yuklanishning davriy o'zgarishida rezonans tebranishlarining oldini oladi; zarbiy o'ta yuklanishlarni kamaytiradi.



5.8-shakl. Elastik muftaning prinsipial sxemasi

Elastik muftaning asosiy xarakteristikalaridan biri uning bikirligi bo'ladi:

$$C_{\varphi} = \frac{dT}{d\varphi}, \quad (5.8)$$

bu yerda, T – mufta uzatayotgan buroqchi moment; φ – T moment bilan muftaning buralish burchagi. C_{φ} ning xarakteristikasi bo'yicha o'zgarmas va o'zgaruvchan bikirlikli muftalar bo'ladi. O'zgarmas bikirlikka ega muftalar uchun

$$C_{\varphi} = \frac{T}{\varphi} = \text{const.}$$

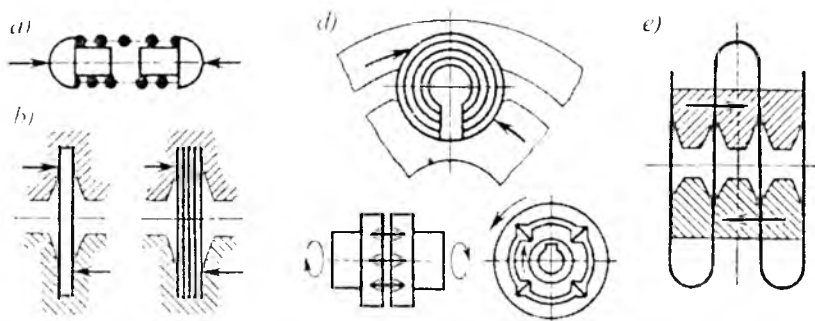
O'zgarmas bikirlikka metall bo'lmagan elastik elementli (rezina, teri va sh.k.) muftalar hamda deformatsiyasi konstruktor tomonidan belgilangan metall elastik elementli muftalar ega bo'ladi. Elastik muftaning

bikirlik xarakteristikasi ko'p jihatdan mashina yuklanishining keskin o'zgarishi (zarblar)ga ta'sirini belgilaydi va tebranishning rezonanssiz ishlashini ta'minlaydi.

Elastik muftalarning muhim xususiyatlaridan biri uning dempferlovchi (so'ndiruvchi) qobiliyati hisoblanadi. Bu qobiliyat muftaning bir sikl davomida so'ndiradigan energiyasi bilan xarakterlanadi. Elastik muftaning so'ndiruvchanlik xususiyati dinamik yuklanishni kamaytirish va tebranishni so'ndirishga olib keladi.

Mashinasozlikda konstruksiyasi turlicha bo'lgan ko'p sonli elastik muftalar qo'llanadi. Elastik elementning materiali bo'yicha bu muftalar ikki guruh: metall va metall bo'lmagan elastik elementli muftalarga bo'linadi. Bu muftalar har bir guruhini hisoblash uslubiyatida ko'pgina o'xshashlik bo'lgani sababli, ularning ba'zi tipik konstruksiyalari hisobini ko'rish bilan chegaralanamiz.

Metall elastik elementli muftalar. 5.9-shaklda muftalarning metall elastik elementlarining asosiy turlari ko'rsatilgan. *a* – burama silindrik prujinali; *b* – muftaning yasovchi yoki radiusi bo'ylab joylashgan sterjenlar, plastinalar yoki plastinalar paketi; *d* – kesilgan gilzali prujinalar paketi; *e* – ilonizisimon plastinali prujinalar. Bu elementlar buralishga (5.9,*a*-shakl) yoki egilishga (5.9,*b*-shakl) ishlaydi.



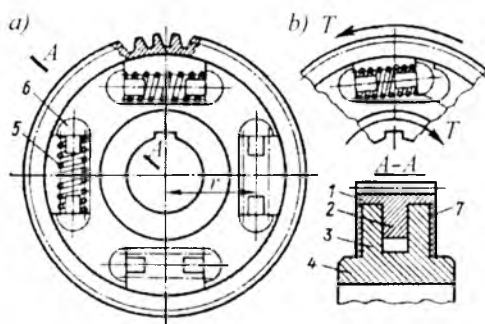
5.9-shakl. Muftalarning metall elastik elementlari

Metall bo'lmagan elastik elementlarga nisbatan metall elastik elementlar chidamliroq va katta yuklanish uzatadigan ixcham kichik o'lchamli muftalar tayyorlashga imkon beradi. Shu sababli ularni ko'pincha katta buroqchi momentni uzatishda qo'llanadi. Paketli bikir elementlar

plastinalar orasidagi ishqalanish sababli dempferlash xususiyatiga ega bo'ladi.

Metall elastik elementli muftalar elementning deformasiyalash shartiga binoan o'zgarmas yoki o'zgaruvchan bikirlikka ega qilib tayyorlanishi mumkin.

Silindrsimon prujinali mufta (5.10-shakl) 2 qovurg'ali to'g'in 1 va disk 3 li gupchak 4 dan iborat bo'ladi. To'g'inning qovurg'asi disklar orasida, bu detاللarning nisbiy buralishiga yo'l qo'yib joylashadi. Qovurg'a va disklar bir xil shakldor o'yiqlarga ega bo'lib, ularda cheklagich 6 li prujina 5 lar o'rnatiladi. Muftalar yon tarafidan disklar 7 bilan yopiladi. Disklar gardish yoki to'g'inga biriktirilib, prujinani va cheklagichni tushib qolish va ifloslanishdan saqlaydi.



5.10-shakl. Silindrsimon prujinali mufta

Yuklanishsiz muftada (5.10. a-shakl) har bir cheklagich o'zining silindrik sirti bilan disk va qovurg'a bilan bir vaqtda tutashadi, prujinalar esa dastavval siqilgan holda bo'ladi. Yuklanishlar ta'siridan 5.10 b-shakl qovurg'a disklar orasida suriladi, prujinalar esa qo'shimcha siqiladi. Bunda cheklagichlardan biri faqat qovurg'a, ikkinchisi esa faqat disk bilan tutashadi.

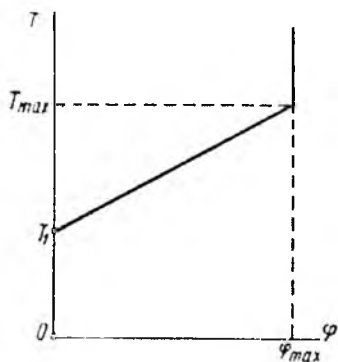
Bunday muftalarni elastik zveno sifatida vallar bilan tishli g'ildirak yoki zanjir yulduzchasi bilan biriktirishda qo'llash maqsadga muvofiq. Bu holda to'g'in tishli gardish bo'lib, mufta esa «go'yoki» tishli g'ildirak konstruksiyasi ichiga joylashib qoladi. Detallar yeyilishini kamaytirish uchun mufta ishqalanadigan sirtlarini moylab turish zarur.

Silindrsimon prujinali vallarni biriktirish uchun ham qo'llanadi. Bu holda ularning konstruksiyasi biroz o'zgaradi. Silindrik prujinali muf-taning xarakteristikasi 5.11-shaklda ko'rsatilgan. F_1 kuch bilan prujina-larni dastlabki siqish sababli mufta T_1 momentgacha bikir sifatida ish-laydi.

Bunda

$$T_1 = F_1 r z, \quad (5.9)$$

bu yerda, r – prujinalarning joylashish radiusi (5.10-shakl); z – prujinalar soni.



5.11-shakl. Silindrik prujinaning xarakteristikasi

$T > T_1$ da mufta doimiy bikirlikka ega kabi ishlaydi. Prujinaning deformatsiyasi λ va uning o'ramlaridagi kuchlanishi τ quyidagi formulalar bo'yicha hisoblanadi:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 8FD^3i \quad (Gd^4), \\ \tau &= K_e 8FD / (\pi d^3). \end{aligned} \right\} \quad (5.10)$$

bu yerda, F – prujinani siquvchi bo'ylama kuch; D – prujinaning o'rta diametric; d – prujina diametri; i – prujina ishchi o'ramlari soni; G – sil-jishdagi elastiklik moduli; K_e – o'ramlar egriligini hisobga oluvchi koef-fitsient. $T > T_1$ da mufta buralish burchagi

$$\varphi = \frac{8D^3 i (T - T_i)}{Gd^4 r^2 Z}. \quad (5.11)$$

Mufta bikirligi

$$C_\varphi = dT / d\varphi = Gd^4 r^2 z / (8D^3 i). \quad (5.12)$$

5.11-shakldagi $\varphi_{\max}$ burchagi cheklagichlarning tiralishiga to'g'ri keladi, bunda mufta yana bikir bo'ladi:

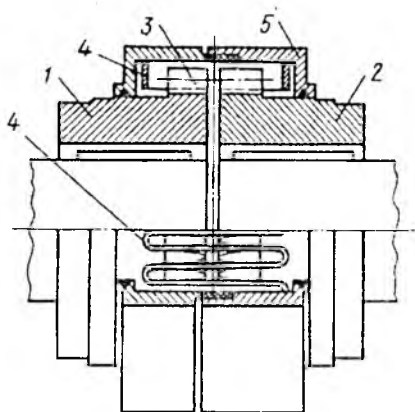
$C = D/d$	4	5	6	8	10	12
K_e	1.37	1.29	1.24	1.17	1.14	1.11

Prujina o'lchamlari (D , d , i) shunday xarakteristikaga mos bo'lishi uchun (5.11) formuladan tanlash usuli bilan muftaning konstruktiv o'lchamlari hisobga olib aniqlanadi.

Prujinaning mustahkamlik sharti:

$$T = \frac{K, 8DT_{\max}}{\pi d^3 r z} \leq [\tau], \quad (5.13)$$

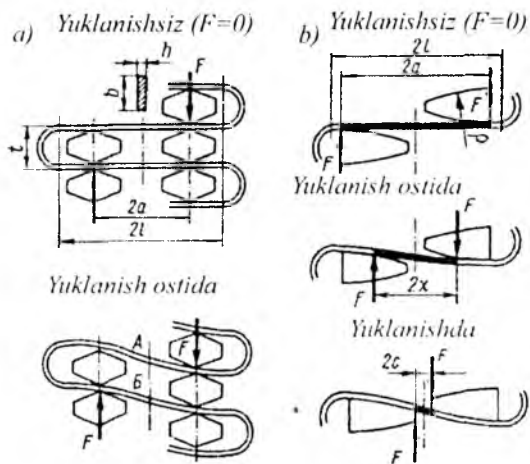
bu yerda, $T_{\max}$ – cheklagichlarning tiralish holatiga mos moment. Pruji-nalarni tayyorlash uchun maxsus prujina po'latlari qo'llanadi.



5.12-shakl. Tishli-prujinali mufta

Tishli-prujinali mufta yoki ilonizisimon prujinali mufta.
 5.12-shakldagi muftada yarimmuftalar 1 va 2 maxsus profilli tish 3 li bo'lib, ular orasida ilonizisimon prujina 4 joylashadi. Kojux 5 prujinani ishechi holda ushlab turib, muftani changdan himoya qiladi va moy uchun idish bo'lib xizmat qiladi.

Amaliyotda yasovchi silindr bo'yicha joylashgan tish kesimining ikki shakli qo'llanadi (5.13. *a, b*-shakllar). Tish shaklining birinchisi doimiy bikirlikka ega muftalarda qo'llaniladi. Bunda tishlarning prujina orasidagi masofasi $2a$ doimiy bo'lib, mufta yuklanishiga bog'liq emas. Tishning ikkinchi shakli (doiraviy) o'zgaruvchan birlikka ega muftalarda ishlatiladi. Bu muftalarda yuklanish ortganda prujina egilib, tish bilan butun uzunligi bo'yicha tutashadi. Bunda prujinaning faol uzunligi $2x$ masofagacha qisqaradi, uning bikirligi esa oshadi. (5.13. *b*-shakl).



5.13-shakl. Tishli-prujinali mufta prujinasining tish bilan tutashuvi

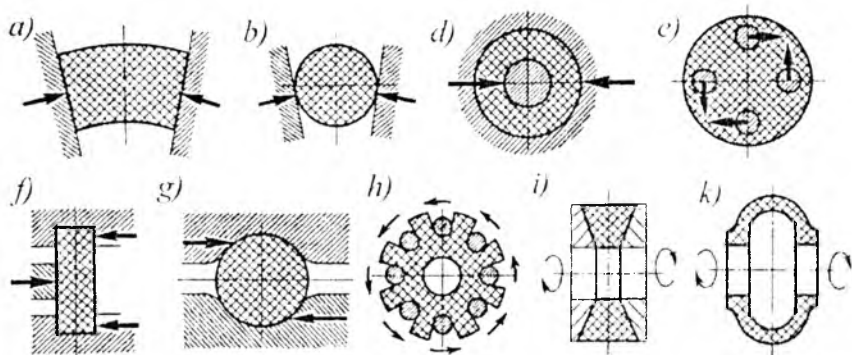
Tishli-prujinali muftalarning asosiy qo'llanish tarmog'i – og'ir mashinasozlik (prokat jo'valari, turbinalari, porshenli dvigatellar va h.k. yuritmalarda).

Tishlar soni odatda 50–100 oralig'ida qabul qilinadi. Muftalar val-larning o'qdoshmasligini kompensatsiya qiladi. O'lchamlarga bog'liq ra-

vishda muftalar quyidagi xatolargacha vallar o'qdosmasligiga yo'l qo'yadi: Δ_a 4–20 mm gacha; Δ_r 0,5–3 mm gacha; Δ_α 1°15' (5.5-shaklga qarang).

Metall bo'lmagan elastik elementli muftalar. Metall bo'lmagan elastik elementli muftaning asosiy materiali – rezina. U quyidagi ijobiy sifat ko'rsatkichlariga ega: 1) yuqori elastiklik; agar elastiklik oralig'ida rezina $\varepsilon=0,7\text{--}0,8$ nisbiy deformatsiyaga yo'l qo'ysa, u holda po'lat atigi $\varepsilon \approx 0,001\text{--}0,002$ qiymatgacha erishadi; bunday deformatsiya oraliqlarida rezina massa birligida juda katta energiyani akkumulyatsiya qilishi mumkin (po'latga nisbatan 10 baravar katta); 2) ichki ishqalanish tufayli yuqori dempferlik xususiyatiga ega; rezina elementli muftalarda energiyaning nisbiy tarqalishi 0,3–0,5 ga yetadi; 3) elektroizolyatsion xususiyatiga ega. Po'lat elementli muftalarga nisbatan rezinali elastik muftalar sodda va arzon bo'ladi.

Rezina elementlarning kamchiligi; 1) po'latga nisbatan chidamliligi kam; qizishi oqibatida tashqi ta'sir va o'zgaruvchan deformatsiyalardan strukturaviy o'zgarishlarning tezlashishi hisobiga rezina asta-sekin o'z mustahkamligi va elastiklik qobiliyatini yo'qotadi; 2) kichik mustahkamlik oqibatida gabarit o'lchamlari oshadi; katta burovchi momentlarni uzatish uchun bunday muftalar ratsional bo'lmay qoladi.



5.14-shakl. Rezina elastik elementli muftalarning asosiy turlari

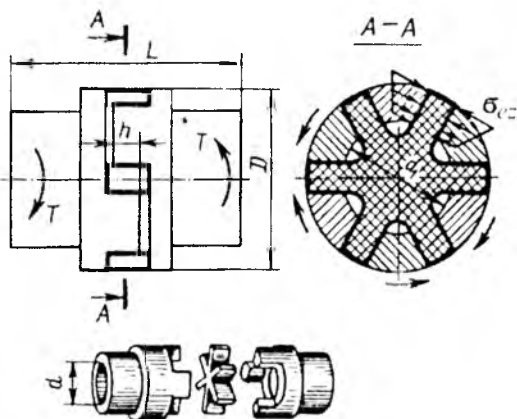
Rezina elementli muftalar mashinasozlikning turli tarmoqlarida kichik va o'rta qiymatdagi burovchi momentlarni uzatishda keng ishlatiladi.

Rezina elastik elementli muftalarning asosiy turlari va ularning yuklanish sxemalari 5.14, *a-k* shakllarda ko'rsatilgan. Elastik element tipini tanlashda quyidagilar hisobga olinadi: hajm bo'yicha kuchlanish holati tekis taqsimlangan elastik elementlarning katta energiya sig'imiga egaligi; buralish va siljish, egilish va siqilishga nisbatan katta energiya sig'imiga egaligi; elastik element mufta hajmining katta qismini egallashi. Bu shartlarni 5.14, *h,i,k*-shakllarda ko'rsatilgan elastik elementlar ko'p jihatdan qoniqtiradi.

Quyida muftalarning tipik konstruksiyalari ko'rib chiqilgan.

Rezina yulduzchali mufta (5.15-shakl) yon tarafda chiqiqlari bor ikkita yarim mufta va tishlari chiqiqlar orasida joylashgan rezina yulduzchadan iborat. Yulduzcha tishlari siqilishga ishlaydi. Har bir tarafga moment uzatishda tishning yarmi ishlaydi. Mufta standartlashtirilgan bo'lib, tezyurar vallarni biriktirish uchun keng qo'llaniladi ($T = 3-120$ Hm da $n = 3000-6000 \text{ min}^{-1}$ va mos ravishda $d = 12-45 \text{ mm}$ gacha bo'ladi).

Mufta ixcham va ishlatishda ishonchli, radial siljishi ($\Delta \leq 0.2 \text{ mm}$) va qiyaligiga ($\Delta \alpha \leq 1'30''$) yo'l qo'yiladi. Asosiy o'lchamlarining nisbati: $D \approx 2,5d$; $d_j \approx (0,55-0,5)D$; $h \approx (0,3-0,22)D$; $h = 3d$. Muftaning kamchiligi uni yig'ish va ajratishda vallarni o'qi bo'yicha surishning zarurati bilan bog'liq.



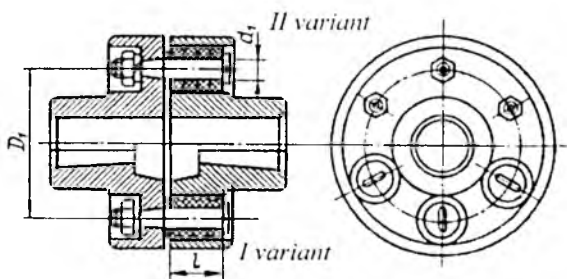
5.15-shakl. Rezina yulduzchali mufta

Rezina yulduzchaniq ishlavchanlik qobiliyati ezuvchi kuchlanish bilan bog'liq bo'lib, u quyidagi formula bilan hisoblanishi mumkin:

$$\sigma \approx \frac{24DKT}{[zh(D^3 - d_l^3)]} \leq [\sigma_{ez}], \quad (5.14)$$

bu yerda, z – yulduzcha tishlari soni; $[\sigma_{ez}] = 2 - 2,5 \text{ MPa}$ qabul qilinadi.

Elastik vtulka barmoqli mufta (МУБП, ruschada «Муфта упругая втулочно-пальцевая»). Tayyorlashda osonligi va rezina elementni tez almashtirish imkoniyati tufayli bu mufta (5.16-shakl) elektrodvigateldan kichik va o'rta qiymatdagi burovchi momentlarni uzatuvchi yuritmalarda ko'p ishlatiladi. Mufta vallarning diametri 150 mm gacha va mos ravishda burovchi moment 15000 Nm gacha bo'lgan holatlar uchun normallashtirilgan.



5.16-shakl. Elastik vtulka barmoqli mufta

Bu mufta quyidagicha tayyorlanishi mumkin: I variant – gofrlangan rezina vtulkalar bilan; II variant – trapetsiya kesimli rezina halqalar bilan. Vtulkalarning nisbatan kichik qalinligi tufayli bu muftalar kichik beriluvchanlikka ega bo'ladi va vallarning o'qdoshmasligini kam oraliqda kompensatsiyalashi mumkin ($\Delta_a \approx 1...5 \text{ mm}$, $\Delta_s \approx 0.3...0.6 \text{ mm}$, $\Delta_u 1^\circ$ gacha).

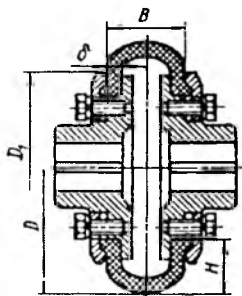
Mustahkamlikni tekshirishda barmoqlarning egilishiga hisoblanadi, rezina esa vtulkaning barmoq bilan tutashish sirtidagi ezuvchi kuchlanish hisoblanadi. Bunda hamma barmoqlar bir xil yuklangan, kuchlanish esa vtulka uzunligi bo'yicha tekis taqsimlangan deb olinadi. Barmoq va elastik vtulkaning mustahkamligini hisoblovchi formulalar:

$$\sigma_{eg} = \frac{M}{0,1d_1^3} = \frac{Fl}{2 \cdot 0,1d_1^3} \leq [\sigma_{eg}], \quad (5.15)$$

$$\sigma_{ez} = \frac{2TK}{D_1 d_1 l_z} \leq [\sigma_{ez}], \quad (5.16)$$

bu yerda, M – eguvchi moment; z – muftadagi barmoqlar soni, d_1 – barmoqning diametri; l – barmoqning elastik elementi joylashtirilgan qismi uzunligi; $[\sigma_{eg}]$ – ruxsat etilgan eguvchi kuchlanish (bu kuchlanishning qiymatini сталь 45 markali po‘lat uchun 80–100 MPa qilib olish tavsiya etiladi); $[\sigma_{ez}]$ – rezina uchun ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanishi, uning qiymatini 1,8–2,0 MPa olish tavsiya etiladi.

Elastik qobiqli mufta. Bu muftaning avtomobil shinasiga o‘xshash elastik elementi (5.17-shakl) buralishga ishlaydi. Bu muftaning energiya sig‘imi katta bo‘lib, yuqori kompensatsiyalovchi xususiyatga ega bo‘lishga olib keladi. (Δ , $\approx 2-6$ mm. $\Delta_\alpha \approx 2-6^\circ$, buralish burchagi $5-30^\circ$ gacha). Mufta standartlashtirilgan bo‘lib, amaliyotda keng qo‘llaniladi.



5.17-shakl. Elastik qobiqli mufta

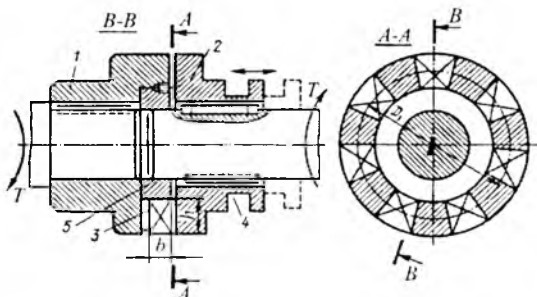
Tadqiqotlardan kuzatilishicha, muftaning yuklanish qobiliyati rezina qobig‘ining ustivorligi yo‘qolishi va toliqishi bilan cheklanadi. Birinchi yaqinlashishda qobiqni qisqich yaqinidagi kesimda (D_1 bo‘yicha) siljishdagi kuchlanish bo‘yicha hisoblash tavsiya etiladi:

$$\tau = \frac{2TK}{\pi \cdot D_1^3 \delta} \leq [\tau], \quad (5.17)$$

Eksperiment natijalari bo‘yicha $[\tau] \approx 0,4 \text{ MПа}$ olinadi.

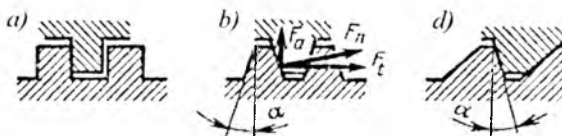
5.5. Ilashish asosidagi boshqariladigan muftalar

Kulachokli muftalar. Yarimmuftalar 1 va 2 ning yon tarafida chiqiq (kulachok)lar 3 bo'ladi (5.18-shakl). Ishchi holatda 1 yarimmuftaning chiqiqlari ikkinchisining botig'iga kirib turadi. Muftani ishlatish va ajratish uchun yarimmuftadan biri 2 o'q bo'lab qo'zg'aluvchan holda o'rnatiladi. Qo'zg'aluvchan yarimmuftani ajratish uchun u maxsus vosita yordamida suriladi. Ajratkichning panshaxasi paz 4 da joylashtiriladi. Chizmada shtrix chiziq bilan yarimmufta 2 ning mufta ajratilgandagi holati ko'rsatilgan. Halqa 5 valni markazlashtirish uchun xizmat qiladi. Vallarning o'qdoshmasligi kulachokli muftalarning ishlovchanlik qobiliyatini keskin tushirib yuboradi. Ko'p hollarda kulachokli va tishli tishlashadigan (5.20–5.21-shakllar) muftalar bir valda joylashtiriladi va tezliklarni o'zgartirish uchun ishlatiladi.



5.18-shakl. Kulachokli mufta

5.19-shakldagi eng ko'p kulachok profilari ko'rsatilgan (silindrsimon sirt bilan kesilgan). To'g'ri burchakli profil (5.19, a-shakl) yarimmuftalarni ulash vaqtida aniq o'zaro joylashishni talab qiladi. Bundan tashqari, bunday muftalarda texnologik yon tirqishlar bo'lib, buning oqibatida aylanish yo'nalishi o'zgarganda zarblar hosil bo'ladi. Kulachoklar yeyilishidan esa tirqishlar kattalashadi.



5.19-shakl. Kulachok profilining shakllari

Trapetsiyali profil (5.19, *b*-shakl) yarimmuftalarni ulash vaqtida ularning oʻzaro aniq joylashishini talab etmaydi, yon tirqishi esa kulachoklarning oʻrnashish chuqurligi oʻzgarishi bilan kompensatsiyalanadi. Simmetrik profilli kulachoklar reversiv (reversga imkon beradigan), no-simmetrik profillilar esa noreversiv boʻladi. Trapetsiyali profilli kulachoklarda oʻq boʻylab yoʻnalgan kuchlar F_a hosil boʻladi (5.19, *b*-shakl), ular esa yarimmuftalarni ajratishga harakat qiladi va muftani ulashni qiyinlashtiradi, bu jihatdan toʻgʻri burchakli profil afzalroq hisoblanadi. Trapetsiyasimon profil burchagi α ning qiymatini (odatda $2-5^\circ$) tanlashda oʻzi tormozlanishni taʼminlanish yoki yarimmuftalarni ajratishda katta kuch sarf boʻlmasligi kerak. Kulachokli muftalarni ulash davrida vallarning nisbiy aylanishi hisobiga zarbiy urilishlar sodir boʻlib, ular kulachoklarning yemirilishiga sabab boʻladi. Shu sababli bunday muftalarni yuklanish ostida mexanizmni ulash va nisbatan katta aylanish tezliklarida ($v \leq 1 \text{ m/s}$) qoʻllash tavsiya etilmaydi.

Kulachokli muftalarning ishchanlik qobiliyati, asosan, kulachok yeyilishi bilan aniqlanadi, u esa tutashish sirtlaridagi ezuvchi kuchlanishga bogʻliq boʻladi. Bu kuchlanishni hisoblashda yuklanish hamma kulachoklar orasida tekis taqsimlangan deb faraz qilinadi (5.18-shakl):

$$\sigma_{ez} = \frac{2KT}{zD_p h} \leq [\sigma_{ez}], \quad (5.18)$$

bu yerda, z — yarimmufta kulachoklarining soni.

Yeyilishni kamaytirish uchun kulachok sirtlari qattiq boʻlishi kerak. Bunga hajmiy toblash yoki sementatsiya yordamida erishiladi. Sementatsiyani qoʻllash maqsadga muvofiq. Chunki bunda oʻzakning qovushoqligi saqlanadi, bu esa kulachokning zarb taʼsiridan moʻrt yemirilishiga qarshilikni oshiradi. Sementatsiya qilingan muftalar 15X, 20X poʻlatlardan, hajmiy toblanganlari esa 40X, 30X va sh.k. poʻlatlardan tayyorlanadi.

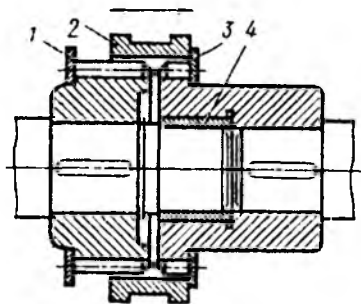
Bunda ruxsat etilgan kuchlanishlar quyidagicha boʻladi:

$[\sigma_{ez}] = 90 - 120 \text{ MPa}$ — nisbiy aylanishsiz ulashda (mufta val toʻxtatganda ulanganda);

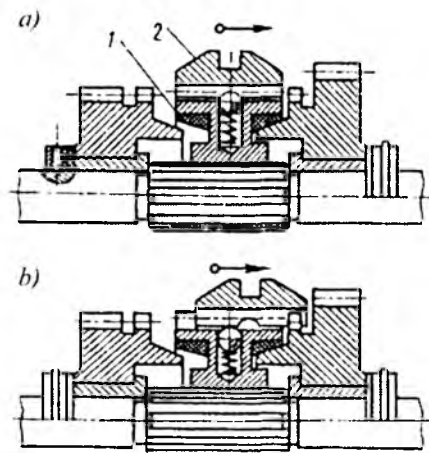
$[\sigma_{ez}] = 50 - 70 \text{ MPa}$ — sekin aylanishda ulash;

$[\sigma_{ez}] = 35 - 45 \text{ MPa}$ — tez aylanishda ulash.

Tishli tishlashadigan mufta (5.20-shakl). Bu muftalar tuzilishi va hisoblash uslubiyati bo'yicha tishli kompensatsiyalovchi muftalarga (5.7-shakl) o'xshash bo'ladi, ularning farqi tishlashadigan muftalarda halqa 2 qo'zg'aluvchan qilib tayyorlanadi va ajratkich yordamida boshqariladi. 5.20-shaklda ajratkich mufta ulangan holda ko'rsatilgan. Disk 1 va 3 lar cheklagich bo'ladi. Vtulka 4 esa vallarni markazlashtiradi va bir vaqtning o'zida ularning nisbiy aylanishida podshipnik vazifasini o'taydi (mufta ajratilganda).



5.20-shakl. Halqali tishli tishlagichli mufta



5.21-shakl. Sinxronizator

Halqa 2 siz ham tishli muftalar qo'llanadi, ularda yarimmuftaning biri ichki, boshqasi esa tashqi tishli qilib tayyorlanadi.

Tishli muftaning kulachokli muftadan afzalligi – uni ko'p tarqalgan tish kesish stanoklarida tayyorlash mumkinligi. Bunda yuqori aniqlik ta'minlanadi.

Tishlarni mustahkamlikka hisoblashda ezilishdagi ruxsat etilgan kuchlanish xuddi kulachokli muftalardagi kabi tanlanadi.

Tishli muftalarni ulashda zarblarni yo'qotish uchun sinxronizatorlar ko'p qo'llanadi (masalan, avtomobil tezliklar qutisida). Sinxronizatorlar vallarning tezligini ularni biriktirishdan oldin tenglashtiradi. Sinxronizatorning ish tarzini 5.21-shakldan aniqlash mumkin. Tezliklar qutisida tezlikni o'zgartirish uchun mo'ljallangan tishli mufta konstruksiyasi bu yerda ikki tomonlama konussimon friksion mufta 1 bilan to'ldirilib, aynan u sinxronizator bo'ladi. Ichki tishli halqa 2 o'ng yoki chapga urilganda, u sharik orqali bo'ylama kuchni sinxronizatorning konusli yarimmuftasiga uzatadi va shesternyalardan birining konusli yarimmuftasi bilan tishlash-tiradi (3.21, *a*-shakl). Sinxronizator ishlatilganda yetaklovchi val va yetaklanuvchi shesternya burchak tezliklari tenglashadi.

Halqaning keyingi surilishida tishli mufta ulanadi (3.21, *b*-shakl). Yetaklovchi elementlarni tezlatish, odatda, bo'sh yurishda amalga oshiriladi. Shu sababli sinxronizatorlarning friksion muftalari tezlatish davrida hosil bo'ladigan inersiya yuklanishlarini yengish uchun zarur bo'lgan moment uzatishda hisoblanadi. Bu yuklanishlar, odatda, ishchi yuklanishdan ancha kichik bo'ladi. Halqani uzluksiz surilishi jarayonida tezliklar tenglashishga ulgurishi uchun bu surilishni sekin amalga oshirish zarur.

2. Friksion muftalar

Boshqarish mexanizmlarida friksion muftalarning juda ko'p turi ma'lum. Ular tuzilishi va ishlashiga qarab bir-biridan farq qiladi. Harakatga keltirish prinsipiga ko'ra, bu mexanizmlar elektromagnit, pnevmatik, gidravlik va mexanik turlarga bo'linadi.

Boshqariladigan ulovchi muftalar sifatida friksion muftalardan ko'proq foydalaniladi, chunki bu muftalar vositasida yetaklovchi valning harakatini to'xtatmay, uni yetaklanuvchi val bilan ulash ancha oson. Bunda yetaklanuvchi val yetaklovchi valga, uning tezligi qanday bo'lishidan qat'iy nazar, ulanaveradi. Kulachokli va tishli muftalarni esa yuqori tezlikda ulash xavfli. Bundan tashqari, mexanizmدا o'ta yuklanish holati

ro'y bergan taqdirda hosil bo'ladigan xavfli vaziyat muftaning yarim-muftalari orasidagi to'la sirpanish evaziga bartaraf qilinadi.

Ishqalanadigan sirtlarning nisbatan tez yeyilishi friksion muftaning asosiy kamchiligidir.

Friksion muftalar ishga tushirilganda burovchi moment ishqalanish sirtiga ta'sir etuvchi kuchning oshishi bilan ortib boradi. Bu esa valni yuklanish ostida va boshlang'ich burchak tezliklarning katta tafovutida ham birlashtirishga imkon beradi. Muftani ulashda u sirpanadi, yetaklovchi valning tezlashishi esa zarbsiz ravon holda sodir bo'ladi. Mashina mustahkamligi uchun xavfsiz bo'lgan burovchi momentning chegaraviy qiymatiga moslab rostlangan friksion moment bir vaqtning o'zida saqlagich qurilma vazifasini ham bajaradi.

Hamma friksion muftalar ishchi sirtning shakli bo'yicha uch guruhga ajratiladi: diskli muftalar (ishchi sirti tekis); konussimon mufta (konussimon ishchi sirt); kolodkali, tasmali va boshqa muftalar (ishchi sirti silindr shaklida).

Friksion konussimon muftalar ham kulachok muftalar kabi o'qdoshtirishga yo'l qo'ymaydi.

Yarimmuftalarni markazlashtirish ularni bir valda joylashtirish (5.21-shakl) yoki maxsus markazlashtiruvchi xalqalar vositasida amalga oshiriladi (5.20-shakl). 5.22–5.24-shakllarda friksion muftalarning sxemalari markazlashtirish usuli ko'rsatilmagan holda tasvirlangan.

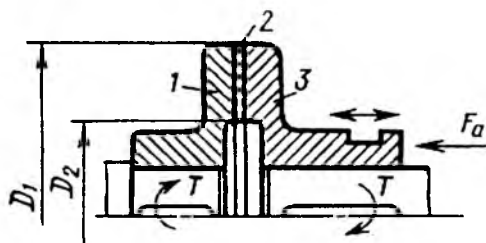
Diskli muftalar. Bir juft ishqalanish sirtli oddiy diskli mufta sxemasi 5.22-shaklda ko'rsatilgan. Bunda yarimmufta 1 valga qo'zg'almas o'rnatilib, yarimmufta 3 esa o'q bo'ylab suriladi, 2 – friksion ustqo'y. Vallarni birlashtirish uchun qo'zg'aluvchan yarimmuftaga F_a kuch bilan ta'sir etiladi. Ishqalanish momenti T ni aniqlash formulasi:

$$KT = T_{\text{ishq}} = F_a f r_{\text{or}}, \quad (5.19)$$

bu yerda, $r_{\text{or}} = \frac{(D_1 + D_2)}{4}$ – ishchi sirtlarning o'rta radiusi, u taqriban bu sirtlardagi ishqalanish kuchining keltirilgan radiusi deb qabul qilinadi.

Yeyilishning notekisligini kamaytirish uchun, odatda, $D_1/D_2 = 2-1,5$ olinadi.

F_a kuch va mufta gabaritlarini kamaytirish uchun bir emas, ko'p ishqalanish sirtiga ega muftalar – ko'pdiskli muftalar qo'llanadi (5.23-shakl). Bu muftalardagi disklar ikki guruhga ajratiladi: tashqi 3 va ichki 2. Tashqi disklar yarimmufta 1 bilan, ichkilari esa yarimmufta 7 bilan qo'zg'aluvchan shlitsali birikma yordamida birlashtirilgan.

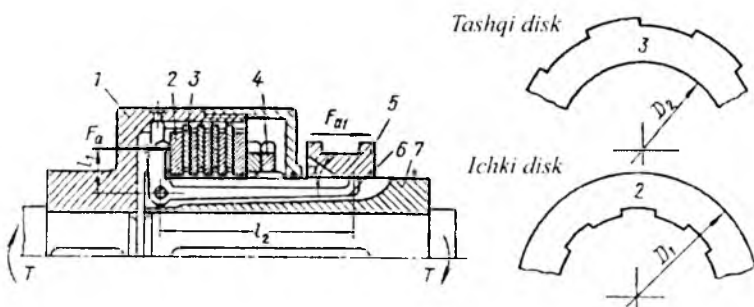


5.22-shakl. Diskli friksion mufta

O'ng chetki ichki disk sozlovchi gayka 4 larga tiraladi, chap chetki diskka boshqarish mexanizmidan bosuvchi kuch F_a ta'sir etadi. Bunda bosuvchi kuch hamma ishqalanish sirtlariga uzatiladi. (5.19) formula esa quyidagi ko'rinishni oladi:

$$KT = F_a \cdot f \cdot r_o \cdot r \cdot z, \quad (5.20)$$

bu yerda, z – ishqalanuvchi sirtlar juftlarining soni, $z = n - 1$; n – disklar soni (5.23-shaklda ko'rsatilgan mufta uchun $n=9$, 5.22-shaklda ko'rsatilgan mufta uchun $n = 2$).



5.23-shakl. Ko'pdiskli friksion mufta

Shunday qilib, ko'pdiskli friksion muftalarning qo'llanilishi uzatayotgan burovchi moment qiymatini ikki diskli muftaga (5.22-shakl) nisbatan z bora oshirish imkonini beradi, bunda bosuvchi kuch F_a va disklar diametri o'zgarmaydi.

(5.19) va (5.20) formulalardan ishchi qiymatini oshirish uchun F_a, f va disklar diametri (ishqalanishning oʻrta radiusi)ni oshirish kerak. Diametrlarni oshirish muftaning gabarit oʻlchamlarini oshiradi, shu sababli bu chora amalda oxirgi navbatda ishlatiladi. F_a ni oshirish ishqalanuvchi sirtlardagi oʻrtiqcha solishtirma bosim $[p]$ ning ruxsat etilgan qiymati bilan cheklanadi:

$$[p] = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p] \quad (5.21)$$

Ishqalanish koeffitsientini oshirish uchun disk ustquymalari 2 ni maxsus materiallar bilan qoplab oshirish mumkin (5.22-shakl). Bunda ustquymalarning qoʻllanilishi diskarning bir xil sonida muftaning boʻylama oʻlchamini oshiradi. $[p]$ esa odatda kamayadi. $[r]$ va f qiymatlari toʻgʻrisida maʼlumot 5.1-jadvalda keltirilgan.

Muftani ishga tushirishda chetlatkich 5 ning halqasiga taʼsir etishi zarur boʻlgan boʻylama kuch F_a ning maksimal qiymatini aniqlash formulasi:

$$F_{at} = F_{at} \frac{l_1}{l_2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho), \quad (5.22)$$

bu yerda, α – halqaning konus burchagi; ρ – ishqalanish burchagi.

(5.22) formula muftani valga biriktirishdagi shponkali yoki shponkasiz birikmadagi ishqalanish kuchini hisobga olmaydi. Hisoblashlarning koʻrsatishicha, ular F_a kuchni taxminan 10–15 foizga oshiradi.

Bosuvchi richag 6 shaklini tanlash va uning hisobida elastik deformatsiyasini hisobga olish lozim. Richagning prujinalovchi xususiyatga ega boʻlishi maqsadga muvofiq. Bunday holda diskarning yeyilishi bosuvchi kuch F_a ning keskin kamayishiga olib kelmaydi. Muftani navbatdagi sozlash oraligʻi ortadi. Sozlash maxsus gayka 4 yordamida bajariladi.

Konussimon muftalar. Oddiy konussimon mufta 5.24-shaklda tasvirlangan. F_a kuch taʼsiridan yarimmufalar konussimon sirtida solishtirma bosim p va solishtirma ishqalanish kuchlari pf hosil boʻladi. Konus aylanasiining urinmasi boʻyicha yoʻnalgan ishqalanish kuchlari burovchi moment uzatish uchun xizmat qiladi. Oʻng yarimmuftaning muvozanati shartidan:

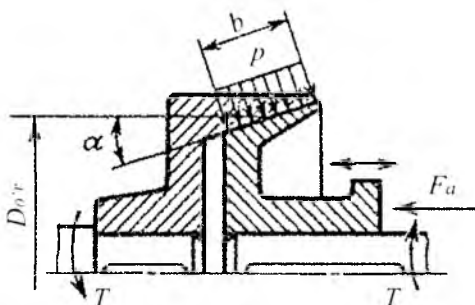
$$F_a = pb \pi D_{o'r} \sin \alpha, \quad (5.23)$$

$$KT = T_{ishq} = p f b \pi D^2 / 2. \quad (5.24)$$

Bu tenglamalar birgalikda yechilsa,

$$KT = T_{ishq} = \frac{F_a D_{o'r}}{2} \frac{f}{\sin \alpha} = F_a \frac{D_{o'r}}{2} f^l, \quad (5.25)$$

bu yerda, $f^l = f \sin \alpha$ – keltirilgan ishqalanish koeffitsienti.



5.24-shakl. Konussimon mufta

α burchak kamayishi bilan, f^l qiymati ortadi. f^l ning ortishi shuncha bor F_a ni kamaytiradi. Mana shu holat konussimon muftalarning oddiy diskli muftalardan afzalligini belgilaydi (ko'p diskli muftalarda F_a kuch konussimon muftalardan kam bo'lishi mumkin). Lekin amalda juda kichik α burchaklar qo'llanilmaydi, chunki bunda yarimmuftalarning o'z-o'zidan qisilib qolish hodisasi sodir bo'ladi, bu esa ularni ajratishni qiyinlashtiradi. O'z-o'zidan qisilishga yo'l qo'ymaslik uchun

$$\alpha > \rho = \arctg f$$

bo'lishi kerak.

Odatda, $\alpha \approx 15^\circ$ olinadi.

Ishchi sirtlarning yeyilishga chidamlilik sharti:

$$p = \frac{F_a}{b \pi D_{o'r} \sin \alpha} \leq [p]. \quad (5.26)$$

Konussimon muftalar ko'p diskli muftalar bilan solishtirilganda katta gabaritli bo'ladi. Ularni tayyorlash murakkabligi sababli valni markazlashtirishdagi aniqligiga talab oshadi. Mana shu sabablar tufayli konussimon muftalar diskli muftalarga nisbatan kam qo'llaniladi.

Friksion muftalarning ishchanlik qobiliyati, materiallari, $[p]$ va f ning tavsiyaviy qiymatlari. Friksion muftalarning ishchanlik qobiliyati, asosan, ishqalanadigan sirtlarning yeyilishi bilan aniqlanadi. Yeyilish jadalligi ishqalanishning solishtirma quvvati (ishqalanish kuchlarining bir sekundda maydon birligida bajargan ishi)ga bog'liq bo'ladi:

$$a_{\text{issiq}} = \rho f v, \leq [a_{\text{issiq}}] \quad (5.27)$$

bu yerda, v – o'rtacha sirpanish tezligi. Boshqariladigan muftalarda sirpanish mufta ulangan vaqtda sodir bo'ladi, ya'ni yeyilish ulanish vaqtiga ham bog'liqdir.

(5.27) formulani amalda qo'llash qiyin, chunki hozirgi davrda yeyilishning aniq qiymati bilan bog'liqligi aniqlanmagan. $[a_{\text{ishq}}]$ me'yorlari o'rnatilmagan, muftaning ish rejimi to'g'risida amaliy ma'lumotlar kam va h.k.

5.1-jadval

Mufta va ustquyma uchun $[p]$ va f ning qiymatlari

T/r.	Material	$[p]$ MPa	f
1.	Moy bilan ishlaganda toblangan po'lat bilan toblangan po'lat.	0,6 - 0,8	0,06
2.	Cho'yan bilan cho'yan yoki toblangan po'lat.	0,6 - 0,8	0,08
3.	Tekstolit bilan po'lat.	0,4 - 0,6	0,12
4.	Metallokeramika bilan toblangan po'lat. Moysiz ishlaganda.	0,8	0,10
5.	Presslangan asbest yoki ferrado bilan po'lat yoki cho'yan	0,2 - 0,3	0,30
6.	Metallokeramika bilan toblangan po'lat.	0,3	0,40
7.	Cho'yan bilan cho'yan yoki toblangan po'lat.	0,2 - 0,3	0,10

Eslatma. 1. Past qiymatlar disklar soni ko'p bo'lganda, yuqori qiymatlari esa kam bo'lganda. 2. $v < 2,5 \text{ m/s}$ da $[p]$ bosimni kamaytirish tavsiya etiladi: $v = 5 \text{ m/s}$ da 15% ga; $v = 10 \text{ m/s}$ da 30% ga; $v = 15 \text{ m/s}$ da 35% ga. 3. 1 soatda ulanishlar soni 100 dan ko'p bo'lsa, ko'rsatilgan qiymatlarni har 5 ta ulanish uchun 1% ga kamaytirildi, lekin kamaytirish 50% gacha bo'ladi.

Muftaning ishechanlik qobiliyatiga uning issiqlik rejimi katta ta'sir ko'rsatadi. Muftaning me'yoridan ortiq qizishi yeyilishning ortishiga sabab bo'ladi, ba'zi holatlarda esa metall bo'lmagan ustqo'ymalarning ko'mirlashib yoki metall sirtlarning qirilib qolishiga olib keladi. Muftaning qizishi uni ulash davridagi sirpanishi bilan ham bog'liq bo'ladi. Bunda ajraladigan issiqlik miqdori ishqalanish kuchi bajargan ishga proporsional bo'ladi. Bu issiqlik mufta detallarini qizdiradi va atrof-muhitga tarqaladi. Issiqlik qisqa muddatda jadallik bilan tarqalgani sababli mufta barqaror issiqlik rejimiga ega bo'lmaydi. Bu qisqa lahzada ishqalanish sirtlari yuqori haroratgacha qizishi mumkin, shu bilan birga muftaning o'rtacha harorati pastligicha qoladi. Barqaror rejimning mavjud emasligi muftaning qizishga hisobini qiyinlashtiradi. Shu sababli, ko'pincha ishqalanish sirtlaridagi solishtirma bosimni hisoblash bilan kifoyalaniladi. $[p]$ ning ruxsat etilgan qiymati muftani ishlatish natijalariga qarab o'rnatiladi (5.1-jadval).

Jadvaldagi qiymatlar o'rtacha tezlik $v > 2,5 \text{ m/s}$ gacha va bir soatda ulanishlar soni 100 dan ortiq bo'lmagan hollar uchun to'g'ri bo'ladi. Katta qiymatlarda tuzatishlar kiritiladi. Tezlik o'rta radius bo'yicha aniqlanadi:

$$v = \frac{\pi r_c n}{30}.$$

Friksion muftalar materialiga qo'yiladigan talablar, asosan, friksion uzatma materialiga qo'yiladigan talablarga o'xshash bo'ladi. Amaliyotda materiallarning quyidagi kombinatsiyalari eng ko'p qo'llanadi: yaxshi moylashda toblangan po'lat bilan toblangan po'lat yoki cho'yan, moysiz ishlashda asbest yoki kukunli ustqo'ymalar bilan po'lat yoki cho'yan.

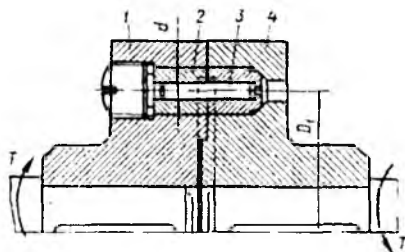
5.6. Avtomatik boshqariladigan muftalar

Saqlagich muftalar. Bu muftalar mashinani o'ta yuklanishdan saqlash uchun xizmat qiladi. Har qanday friksion mufta chegaraviy momentni uzatishga sozlangan bo'lsa, saqlagich funksiyasini bajaradi. Maxsus saqlagich friksion muftalarning boshqarish mexanizmi bo'lmaydi, ularda bosim kuchlari, odatda, doimiy harakatlanadigan prujinalar bilan hosil qilinadi. Bunday muftalarning hisobi friksion boshqariladigan muftalarga o'xshash bo'ladi.

Saqlagich muftalarning yana bir vakili maxsus buziladigan elementli mufta hisoblanadi. Bunday mufta ko'p sonli konstruktsiya variantlaridan birining sxemasi 5.25-shaklda ko'rsatilgan. Bunda yarimmuftalar 1 va 4 orasida burovchi moment shtift 3 orqali uzatilib, o'ta yuklanish sharoitida u kesiladi. Muftaning ishlashini tiklash uchun shtift almashtiriladi. Toblangan vtulkalar 2 yarimmuftaning qattiqqligi past bo'lgan materiallarini shtiftidan ezilishdan saqlaydi, bu bilan shtiftni almashtirish yengillashadi va shtiftning kesilish sharti haqiqiy hisobiy holatga yaqinlashtiriladi:

$$KT = \frac{z D_1 \pi d^2}{K_z \cdot 2 \cdot 4} [\tau] \quad (5.28)$$

bu yerda, z – shtiftlar soni. K_z – shtiftlar bo'yicha yuklanishning notekis taqsimlanish koeffitsienti.



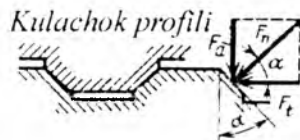
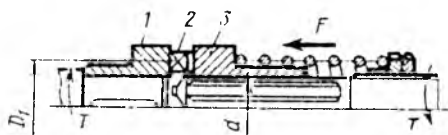
5.25-shakl. Sinadigan (kesiladigan) shtiftli saqlagich mufta

Amalda z 1 yoki 2 olinadi: $z = 1$ da $K_z = 1$; $z = 2$ da $K_z = 1.2$.

Yarimmuftalarning bikir qilib biriktirilishi ularning o'qdoshmasligining shtiftga zararli ta'sirini kamaytira olmaydi va shtiftning ishlash sharoitini noaniq qilib qo'yadi. Shu sababli yarimmuftalarni aniq markazlashtirish zarur bo'ladi.

Ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau]$ materialningt kesilishga mustahkamlik chegarasidan qabul qilinadi. Masalan, Ст5 po'latidan toblanib tayyorlangan shtiftlar uchun $[\tau] = 420$ MPa olinadi.

5.26-shaklda saqlagich kulachokli mufta ko'rsatilgan. Bunda yarimmufta 1 va 3 lar α burchakli trapetsiyasimon profilli kulachok 2 tishlari bilan ilashadi.



5.26-shakl. Kulachokli saqlagich mufta

Ilashmada aylana kuch F_t ta'siridan bo'ylama kuch $F_a = F_t g \alpha$ hosil bo'ladi, bu kuch yarimmuftalarni tishlashishdan chiqarib, ajratishga harakat qiladi. Bunga prujinaning kuchi F , kulachoklar va shlitsa (shponka)li birikmadagi ishqalanish kuchlari qarshilik qiladi. Bu kuchlarni hisobga olganda yarimmufta 2 ning muvozanat shartidan:

$$F = \frac{2KT}{D_1} \left[\lg(\alpha - \rho) - \frac{D_1}{d} f_2 \right], \quad (5.29)$$

bu yerda, α – kulachokning o'tkirlik burchagi; ρ – kulachoklar tishlashishidagi ishqalanish burchagi ($6-8^\circ$); f_2 – shlitsali birikmadagi ishqalanish koeffitsienti ($\sim 0,15$)

Bu formula qisqa ondagi yuklanish hollari uchun to'g'ri bo'ladi. Uzoq muddatli o'ta yuklanish hollarida ishqalanish kuchlari hisobga olinmaydi, chunki ular vibratsiya ta'siridan kamayadi. ($\rho = 0$ va $f_2 = 0$).

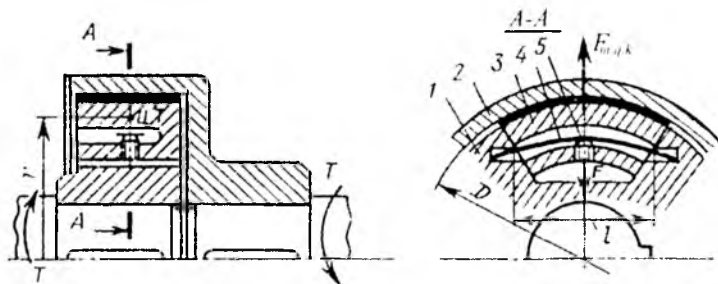
F kuchning qiymati bo'yicha prujina tanlanadi. Kulachoklar mustahkamligi xuddi odatdagi kulachokli muftalarniki kabi hisoblanadi. Saqlagich kulachokli muftaning kamchiligi – o'ta yuklanish holatlarida kulachoklarning zarb bilan urilishi, bu hodisa katta shovqin bilan bo'ladi. Shu sababli bunday muftalarni katta aylanish takroriyligida qo'llash tavsiya etilmaydi.

Markazdan qochirma muftalar. Bu muftalar valning burchak tezligi biror berilgan miqdordan oshib ketganda, uni avtomatik tarzda uzib qo'yadi. Shunday qilib, bu muftalar burchak tezligi bo'yicha o'zi boshqariladigan hisoblanadi. Markazdan qochirma muftalar ijro etuvchi mexanizmi dvigatel burchak tezligini sozlash yordamida avtomatik ulash yoki ajratish uchun; dvigatelning kichik ishga tushiruvchi momentida katta aylantiruvchi momentli mashinani tezlashtirish; ishga tushirishning ravonligini oshirish; o'ta yuklanishda o'chirish (benzinli arrada benzodvigatel aylanishining kamayishi yoki o'chishi) va h.k. hollarda ishlatiladi.

Markazdan qochirma mufta bitta konstruksiyasining sxemasi 5.27-shaklda ko'rsatilgan. Markazdan qochirma kuch F_{mq} kolodka 3 ni yarimmufta 2 barabaniga qisadi. Bunga prujina 4 egilishdan hosil bo'lgan F kuch qarshilik qiladi. F kuchning miqdori vint 5 bilan sozlanadi. Kolodka va barabanning tutashuv sharti:

$$F \leq F_{mq} = mr\omega^2, \quad (5.30)$$

bu yerda, t – kolodka massasi; r – kolodka og'irlik markazidan aylanish o'qigacha bo'lgan masofa; ω – yarimmufta 1 ning burchak tezligi. (5.30) formula prujinaning zarur bo'lgan kuchini yarimmufta 1 erkin aylanadigan holatgacha bo'lgan burchak tezlik ω_0 ning qiymati bo'yicha hisoblashga imkon beradi.



5.27-shakl. Markazdan qochirma mufta

Burovchi moment uzatish uchun ω_1 burchak tezlik zarur bo'lib, uni quyidagi shartdan hisoblaymiz:

$$KT \leq 0,5(F_{mq} - F) f z D = 0,5mr Dz f (\omega_1^2 - \omega_0^2), \quad (5.31)$$

bu yerda, z – kolodkalar soni; f – ishqalanish koeffitsienti.

ω_1 va ω_0 oralig'i diapazonida mufta sirpana boshlaydi va asta-sekin yetaklovchi valni tezlashtiradi. Bu holda prujinaning kuchi (5.27-shakl):

$$F = 48 EJ y / l^3, \quad (5.32)$$

bu yerda, J – prujina egilishidagi salqiligi; $J = bh^3/12$ – prujina kesimi yuzasining o'q bo'yicha inertsiya momenti.

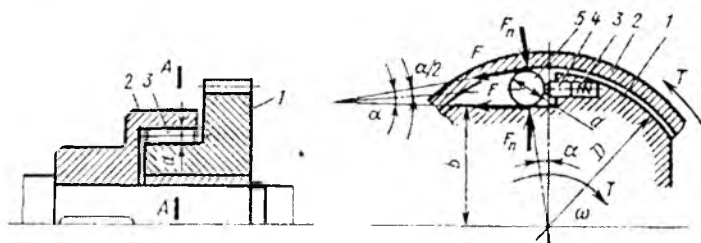
Kolodkalarining ishchanlik qobiliyati xuddi friksion muftalarga o'xshash ishqalanish sirtidagi $[p]$ bosim bo'yicha hisoblanadi.

Erkin yurishli muftalar. Bu muftalar faqat bir yo'nalishda burovchi moment uzatadi. Ular stanok, avtomobil, mototsikl, velosiped va h.k. larda qo'llanadi. Masalan, velosipedlarda ular burovchi momentni pedaldan g'ildirakka uzatadi va shu bilan birga g'ildirakka pedal qo'zg'almas bo'lganda erkin aylanish imkonini beradi.

Erkin yurishli muftaning eng sodda tuzilgan vakili to'siqli qurilma bo'ladi. Bo'sh yurishdagi shovqin va muftani ishga tushirishdagi keskin zarb tufayli to'siqli mufta nisbatan kam qo'llanadi, faqat kichik tezliklarda ishlatiladi.

Shovqinsiz ishlashni friksion rolikli yoki sharikli muftalar ta'minlab beradi.

Bunday muftalardan biri – shesternya va val birikmasi orasiga kiritilgan sxema 5.28-shaklda ko'rsatilgan. Agar shesternya 1 soat mili bo'yicha aylansa, rolik 5 pazning tor qismiga dumalab ketadi va bu yerda pona bo'lib qoladi. Bunda shesternya val bilan rolik orqali bikir birikma hosil qiladi. Shesternyaning qarama-qarshi tomonga aylanishida rolik pazning keng tomoniga o'tadi va shesternya val bilan ajraladi. Bu yo'nalishda u erkin aylanishi mumkin. Kuchsiz prujina 3 bilan ta'minlangan turtkich 4 yordamchi vazifasini o'tab, rolikning halqa bilan doimiy tutashevini ta'minlaydi.



5.28-shakl. Rolikli erkin yurishli mufta

Burovchi moment T ni uzatishda rolikka normal kuchlar F_n va ishqalanish kuchlari F ta'sir etadi (simmetriyalilik sharti bo'yicha, F va F , F_n va F_n kuchlar o'zaro teng bo'ladi). F_n kuchlar rolikni α burchak bissektrisasi yo'nalishida pazdan itarib chiqarishga harakat qiladi. Bunga $F=F_n f$ ishqalanish kuchlari qarshilik ko'rsatadi. Rolikning pazdan chiqib ketmaslik sharti:

$$2F \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F_n \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$2F_n f \cos \frac{\alpha}{2} \geq 2F_n \sin \frac{\alpha}{2}. \quad \text{yoki}$$

Soddalashtirishlardan so'ng:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f = \operatorname{tg} \rho, \alpha \leq 2\rho. \quad (5.33)$$

Geometriyadan:

$$\cos \alpha = \frac{b + d/2}{D/2 - d/2} = \frac{2b + d}{D - d}. \quad (5.34)$$

(5.33) va (5.34) formulalar bo'yicha rolikning diametri d hisoblanadi. Halqa 2 ning muvozanati shartidan:

$$KT = F \frac{D}{2} z = F_n \frac{D}{2} z \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}, \quad (5.35)$$

bu yerda, z – roliklar soni; ishqalanish koeffitsienti $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$ orqali ifodalan.

Rolik hamda 1 va 2 detallar ishchi sirtlarining mustahkamligi kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblanadi ($\mu = 0,3$):

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{\text{kel}}}{l \rho_{\text{kel}}}} \leq [\sigma_H].$$

bu yerda, l – rolikning uzunligi.

Bir xil elastiklik modulli materillardan tayyorlangan detallar uchun $E_{\text{kel}} = E$. Detallarning tekis sirtida $\rho_{\text{kel}} = d/2$.

Bunda, (5.35) tenglikni e'tiborga olib, burchak kichikligi uchun $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \approx \frac{\alpha}{2}$ ni hisobga olsak:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{8KTE}{Ddl \cdot z\alpha}} \leq [\sigma_H]. \quad (5.36)$$

Muftalarda, odatda, sharikli podshipniklarning standart roligi qo'llaniladi (HRC 45–50), detallarning ishchi sirtlari esa sementatsiya qilinadi (HRC 60, IX15, IX12 turidagi po'latlar).

Bunda $[\sigma_H] = 1200 - 1500 \text{ MPa}$ deb olinadi.

(5.36) formula bo'yicha burchakning kamayishi σ_H kuchlanishning o'tishiga olib keladi. Buni (5.33) shartni bajarganda e'tiborga olish kerak.

Amaliyotda kuzatilishicha, ishqalanish ko'effitsientining odatdagi qiymatlari uchun hisoblangan ρ bo'yicha α ning aniqlanishi oshirilgan natijalarga olib keladi. Buni quyidagicha izohlash mumkin. Muftani ishlatish jarayonida doimo zarba va vibratsiyalar bo'lib, ular haqiqiy ishqalanish ko'effitsientini kamaytirib yuboradi. Yuqorida ko'rsatilgan materiallar uchun amalda $\alpha \approx 7 - 8^\circ$ qabul qilinadi.

Kombinatsiyalashtirilgan muftalar

Bunday muftalar vallarni biriktirishda yuqorida ko'rib chiqilgan muftalarning birortasi ham barcha talablarga javob bermaganda qo'llaniladi. Aksariyat hollarda amaliyotda elastik muftaning saqlagich yoki boshqariladigan mufta bilan kombinatsiyalashtirilib tayyorlangani ishlatiladi.

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Muftalar nima uchun xizmat qiladi?
2. Muftalar qanday belgilari bo'yicha guruhlariga ajratiladi?
3. Qo'zg'almas muftalarning qanday afzallik va kamchiliklari bor? Ularning konstruksiyasiga misollar keltiring.
4. Vallarning o'qdoshmaslik turlari qanday bo'ladi? Ularning zararli ta'sirini qanday muftalar kamaytiradi?
5. Elastik muftalar qanday funksiyalarini bajaradi?
6. Tishlashadigan muftalar qanday funksiyalarni bajaradi? Ularning qanday turlarini bilasiz?
7. Avtomatik boshqariladigan muftalarning ish tarzi nimaga asoslangan?
8. Qanday avtomatik boshqariladigan muftalarni bilasiz?

UCHINCHI BO'LIM

MASHINA DETALLARINING BIRIKMALARI

VI. REZBALI BIRIKMALAR

Texnikada qo'zg'almas bog'lanishlar birikmalar deyiladi. Birikmalarning qo'llanishi detal va uzellardan mashinani yig'ishda yig'ma konstruksiyani masofaga ko'chirishni osonlashtirish bilan bog'liq.

Detallardan uzellar, uzellardan esa mashinalar birikmalar vositasida yig'iladi. Birikmalar ajralmaydigan va ajraladigan turlarga bo'linadi.

Uzel yoki mashinani ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa, bunday birikma *ajralmaydigan*, aks holda *ajraladigan* birikma deb ataladi.

Ajralmaydigan birikmalar – parchin mix, payvand, tig'izlik hisobiga biriktiriladigan birikmalar; **ajraladigan birikmalar** – rezbali, shponkali, shlitsali, shtiftli, profilli birikmalar.

Birikmalar konstruksiyaning muhim elementlari hisoblanadi. Mashina va qurilmalarning aksariyat ishdan chiqish holatlari birikmalarning sifatli tayyorlanmaganligi bilan bog'liqdir. Masalan, samolyot *fyuzelyajining* ishdan chiqishi, asosan, toliqishdan buzilish sababli yuz beradi, ishdan chiqishlarning 85% i rezbali va parchin mixli birikmalar hissasiga to'g'ri keladi. Zamonaviy katta passajir samolyotlarida 700 mingta bolt va 1,5 mln parchin mix ishlatiladi.

Birikmalarning ishlash qobiliyati va hisoblashning asosiy mezonini mustahkamlik bo'ladi.

Birikmalarni loyihalashda ularning *teng mustahkamligiga* erishish kerak. Masalan, detallarni biriktirishda ishlatiladigan birikmaning mustahkamligi detal mustahkamligining 0,8 qismiga teng bo'lsa, bu detalning yuklanish qobiliyati 20% ishlatilmaydi.

Ajralmaydigan birikmalarning qo'llanishi, asosan, iqtisodiyot va tayyorlashning osonligi bilan bog'liq bo'ladi. Masalan, quvurlarni boltlar bilan biriktirishda ularda *flanes* bo'lishi talab etiladi. Quvurlarni uchma-uch payvandlashda esa bunga hojat qolmaydi. Bundan tashqari, payvand choklar ulangan quvurlarni yaxlitga o'xshatib yuboradi. Bu holda boltli birikmani qo'llash quvurlarning ajratilishi oson bo'lishi bilan izohlanadi.

6.1. Rezballi birikmalar bo'yicha umumiy ma'lumotlar

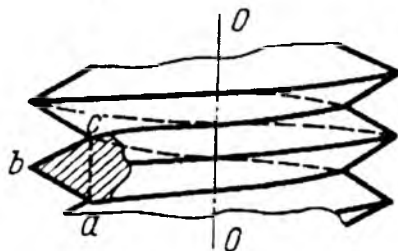
Rezballi birikmalarning afzalliklari:

- katta yuklanishda yetarli darajada ishonchli ishlaydi;
- ularni ajratish oson;
- ishlab chiqarish oson;
- tayyorlanishi nisbatan arzon;
- hamma o'lchamlari standartlashtirilgan.

Kamchiliklari:

- maxsus rezbalarni tayyorlashning texnologik qiyinligi;
- o'zgaruvchan kuch ta'siriga chidamliligi yetarli emas.

Rezbaning hosil qilish uchun *abc* uchburchak biror o'q atrofida vint chizig'i bo'ylab aylantirilsa, bu tekislikning yon tomonlari rezbaning sirtini hosil qiladi. Δ rezbaning profili deb ataladi (6.1-shakl).



6.1-shakl. Uchburchak profilli rezba

Shakliga qarab rezbalar uchburchak, to'rtburchak, trapetsiyaviy, doiraviy va boshqa profilli bo'ladi.

Mahkamlash detallari sifatida, asosan, uchburchak profilli rezbadan foydalaniladi.

Vint chizig'ining ko'tarilish yo'nalishi bo'yicha *o'ng* va *chap* rezbalar farqlanadi. O'ng rezbaning vint chizig'i chapdan o'ngga qarab yuqoriga ko'tariladi, chap rezbaniki esa o'ngdan chapga qarab ko'tariladi. Chap rezba zarur bo'lgan hollardagina qo'llaniladi. Rezbalar kirimlar soni bo'yicha 1 kirimli, 2 kirimli, 3 kirimli va hokazo turlarga bo'linadi. Rezba kirimlar soni bo'yicha ikki yoki undan ko'p parallel vint chiziqlarda joylashsa, ular ko'p kirimli rezbaning hosil qiladi.

Ko'pincha silindrik sirdagi rezbalardan foydalaniladi. Konussimon sirdagi rezbalar jips birikmalar hosil qilish maqsadida ishlatiladi.

Mahkamlash rezbalari, asosan, bir kirimli bo'ladi. Ko'p kirimli rezbalarning aksariyati vintli mexanizmlarda qo'llaniladi.

Rezba silindr yoki konusning ichki yoki sirtqi sirtida tayyorlanishi mumkin. Birinchisi ichki, ikkinchisi sirtqi rezba deyiladi.

Rezbaning o'lchamlari to'liq hisobda ifodalansa, *metrik rezba*, dyuym bilan ifodalanganda esa *dyuymli rezba* deyiladi

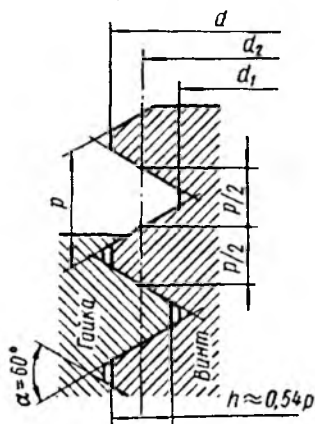
O'zbekistonda metrik rezbalardan ko'proq foydalaniladi. Metrik rezbalarda profil burchagi 60° , dyuymli rezbalarda esa 55° ga teng.

Rezbaning asosiy geometrik o'lchamlari (6.2-shakl):

d – rezbaning sirtqi diametri;

d_1 – rezbaning ichki diametri;

d_2 – rezbaning o'rta diametri;



6.2-shakl. Rezbaning geometrik o'lchamlari

h – rezba profilining balandligi;

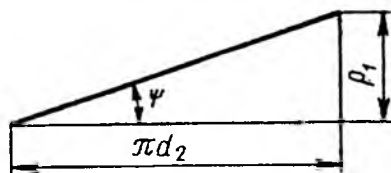
p – rezbaning qadami;

p_1 – rezba yo'li, 1 kirimli rezbalar uchun $p = p_1$, ko'p kirimli rezbalar uchun $p_1 = nr$; n – kirimlar soni;

α – rezba profilining burchagi;

ψ – ko'tarilish burchagi (vint chizig'ining o'rta diametri bo'yicha yoyilmasida vint chizig'ining ko'tarilish burchagi (6.3-shakl).

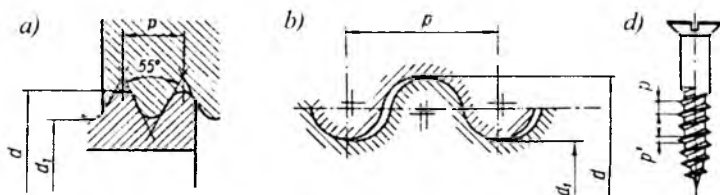
$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{np}{\pi d_2} \quad (6.1)$$



6.3-shakl. Vint chizig'ining ko'tarilish burchagi

Rezbaning asosiy turlari. Rezbalar vazifasiga ko'ra mahkamlovchi va vintli rezbalarga ajratiladi.

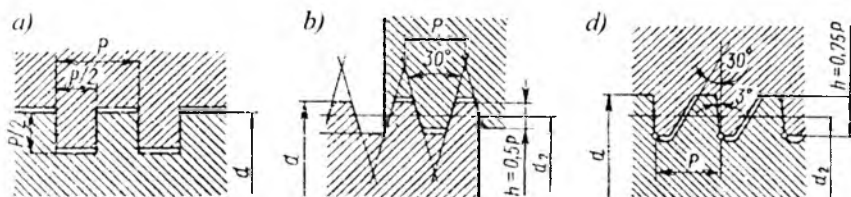
Mahkamlash rezbalariga metrik rezba (6.2-shakl), quvur rezbasi (6.4, *a*-shakl), doiraviy rezba (6.4, *b*-shakl), yog'och vintli rezba (6.4, *d*-shakl) kiradi. Metrik rezba asosiy mahkamlash rezbasi hisoblanadi.



6.4-shakl. Mahkamlash rezbalari:

a – quvur rezbasi; *b* – doiraviy rezba; *d* – yog'och vintli rezba

Vint mexanizmlari rezbasiga to'g'ri burchak (6.5, *a*-shakl), simmetrik trapetsiyaviy (6.5, *b*-shakl), nosimmetrik trapetsiyaviy (6.5, *d*-shakl) rezbalar kiradi.

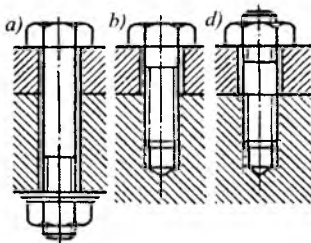


6.5-shakl. Vintli mexanizm rezbalari:

A – to'g'ri to'rtburchak; *b* – simmetrik trapetsiyaviy; *d* – nosimmetrik trapetsiyaviy

Ba'zan bunday turlarga bo'linishlardan chetga chiqib turiladi. Masalan, mayda qadamli metrik konstruksiyalar aniq o'lehov mexanizmlarida qo'llansa-da, trapetsiyaviy mahkamlash rezbalari sifatida ham ishlatiladi.

Mahkamlash detallarining asosiy turlariga (6.6-shakl) bolt, vint, gayka va shpilka kiradi.



6.6-shakl. Mahkamlash detallarining asosiy turlari:

a – boltli; *b* – vintli; *d* – shpilkali

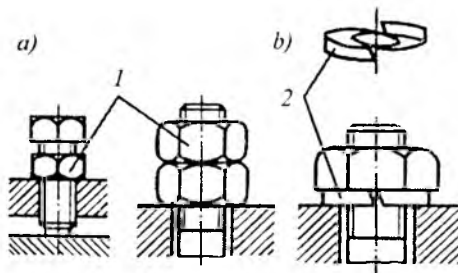
Boltli birikmaning afzalligi – biriktiriladigan detallarda rezba kesishning hojati yo'q. Uning kamchiliklari: massasining kattaligi, tashqi ko'rinishini buzib turishi hamda bolt va gayka kallagi uchun joyning zarurligi.

Boltni o'rnatish mumkin bo'lmasa, vint yoki shpilka qo'llaniladi.

Agar detalni ishlatishda ularni ajratish va qayta yig'ish tez-tez amalga oshirilsa, bu holda bolt yoki shpilkani qo'llagan ma'qul. Chunki vintlarning ko'p ishlatilishi detal konstruksiyasini ishdan chiqaradi.

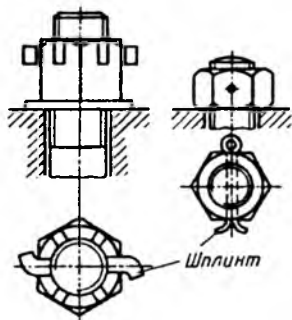
Rezbali birikmaning o'zidan o'zi buralishining oldini olish. Mashina va mexanizmlardagi vibratsiyalar rezbaning o'zi buralib ketishi va birikmaning bo'shashiga olib kelishi mumkin. Buning oldini olish uchun bir necha usullardan foydalaniladi:

1) kontrgayka va prujinalovchi shayba qo'yish (6.7-shakl);

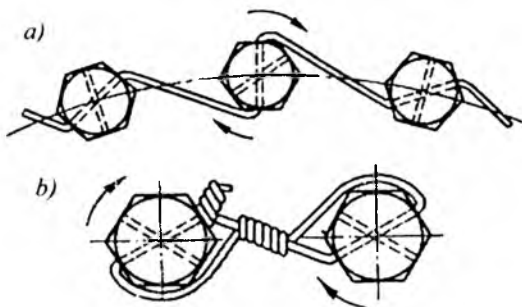


6.7-shakl. Gaykani kontrgayka va prujinalovchi shayba vositasida mahkamlab qo'yish

2) shplint va simlar vositasida gaykani vint sterjeniga mahkam qotirish (6.8, 6.9-shakllar);

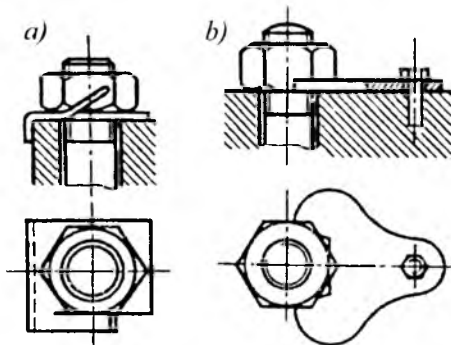


6.8-shakl. Gaykani shplint vositasida mahkamlab qo'yish



6.9-shakl. Gaykani sim vositasida mahkamlab qo'yish

3) gaykaning detal bilan bikir bog'lanishi, masalan, maxsus shayba yoki planka vositasida (6.10-shakl). .



6.10-shakl. Gaykani maxsus detal bilan mahkamlab qotirish

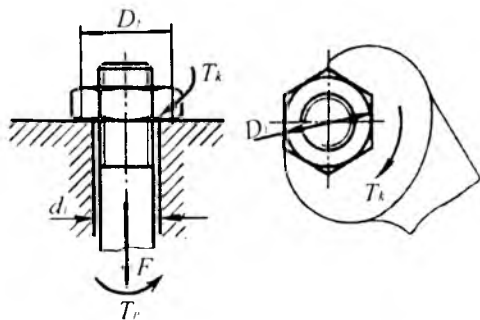
6.2. Vintli juft nazariyasining asosiy holatlari

Gaykaga qo'yilgan burovchi moment bilan vintdagi bo'ylama (o'q bo'ylab ta'sir etuvchi) kuch orasidagi bog'lanish.

Agar vintga o'q bo'ylab yo'nalgan F – bo'ylama kuch ta'sir etsa, unda gaykani burab kiritish uchun kalitga burovchi moment T_k ni qo'yish zarur (6.11-shakl). Kalitdagi burovchi moment gaykaning yon sirti va rezbadagi kuch momentlarini yengish uchun zarur bo'ladi, ya'ni

$$T_k = T_{yos} + T_r, \quad (6.2)$$

bu yerda, T_{yos} – gaykaning yon sirtidagi ishqalanish kuchining momenti; T_r – rezbadagi ishqalanish kuchining momenti.



6.11-shakl. Kalitni burashdagi moment

Gaykaning yon sirtida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchining momenti

$$T_{ys} = \frac{FfD_{or}}{2}; \quad (6.3)$$

$$D_{or} = \frac{(D_1 + d_f)}{2},$$

bu yerda, D_1 – gaykaning tayanch sirti tashqi diametri; d_f – vint uchun teshik diametri; f – gayka yon sirtidagi ishqalanish koeffitsienti.

Rezbadagi ishqalanish kuchining momenti

$$T_r = 0,5Fd_z \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (6.4)$$

bu yerda, ψ – rezbaning ko'tarilish burchagi (6.1-formula); $\varphi = \arctg f_{kel}$ – rezbadagi ishqalanish burchagi; f_{kel} – rezbadagi keltirilgan ishqalanish koeffitsienti.

Momentlar qiymatining ifodasini (6.2) formulaga qo'ysak,

$$T_k = 0,5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{u'r}}{d_2} \right) f + tg(\psi + \varphi) \right], \quad (6.5)$$

Gaykani rezbadan burab olishda

$$T_k = 0,5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{u'r}}{d_2} \right) f + tg(\varphi - \psi) \right], \quad (6.6)$$

Olingan natijalar bo'yicha quyidagi xulosalarni qilish mumkin. (6.5) ifoda yordamida bo'ylama kuch F ni kalitga qo'yilgan F_k kuchga nisbatan topish mumkin. Standart metrik rezbalar uchun gaykani buraydigan kalit uzunligi $l \approx 15d$ va $f \approx 0,15$ bo'lsa, $\frac{F}{F_k} = 70 \div 80$, ya'ni kuchdan shuncha bor yutish mumkin.

Vint sterjeni F kuch bilan cho'zilishi bilan birga T moment bilan buraladi.

Vintli juftning o'z-o'zidan tormozlanishi va uning foydali ish koeffitsienti

Vintli juftning buralib ketmaslik shartini topishda $T_{bur} > 0$ dan foydalansak, T_{bur} (6.6) formuladan topiladi. Faqat rezbadagi ishqalanishgina hisobga olinsa, vintli juftning buralib bo'shamaslik sharti $\psi < \varphi$ bo'ladi.

Demak, rezbaning ko'tarilish burchagi undagi ishqalanish burchagidan kichik bo'lishi kerak. Mahkamlash detallari uchun ishlanadigan konstruksiyalarda $\psi = 1,5 \div 4^\circ$ gacha $\varphi = 6 \div 16^\circ$ bo'ladi. Shunday qilib, mahkamlash detallari uchun ishlatiladigan konstruksiyalarning hammasida o'z-o'zidan tormozlanish xususiyati bo'ladi.

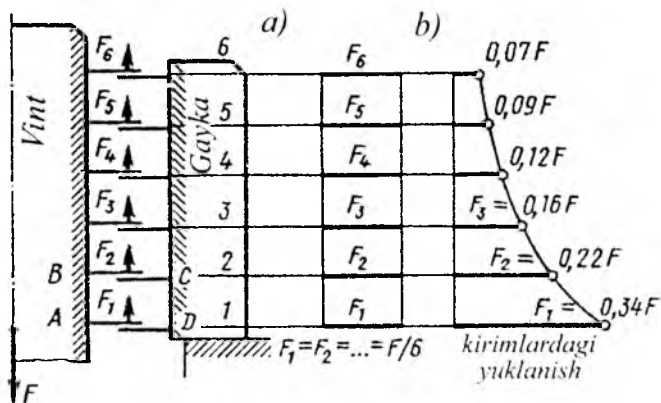
Vintli juftning foydali ish koeffitsienti:

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \varphi)}, \quad (6.7)$$

$\psi < \varphi$ bo'lgani uchun, vintli juftning foydali ish koeffitsienti $\eta < 0,5$ bo'ladi.

Rezba o'ramlari bo'yicha kuchning taqsimlanishi.

6.12-shaklda vintli juft ko'rsatilgan. Rezba bali birikmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini cho'zadigan kuch rezbaning hamma o'ramlariga ham bir xilda ta'sir etavermaydi. Rezba ta'sir etuvchi kuchning rezba o'ramlari orasida bir tekis taqsimlanmaganligi sabablaridan biri – vintdagi rezbaning bir tomonga, gaykadagi rezbaning esa qarama-qarshi tomonga deformatsiyalanishidir.



6.12-shakl. Vintli juftda rezba o'ramlarida kuchlarning taqsimlanishi

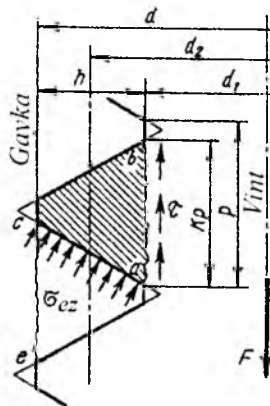
Vintdagi bo'ylama kuch rezba orqali gaykaga uzatiladi va uning tayanchlaridagi reaksiya bilan muvozanatlashadi. Rezbaning har bir o'rami, mos ravishda, $F_1, F_2, \dots, F_z$ kuchlar bilan yuklanadi. z – gayka rezba o'ramlar soni:

$$\sum_{i=1}^z F_i = F.$$

Umumiy holda o'ramdagi kuch F lar bir-biriga teng emas. Rezba o'ramlari orasida kuchlarning taqsimlanish masalasini birinchi bo'lib rus olimi professor N. Jukovskiy 1902-yilda yechgan. O'ramlar orasidagi kuchning taqsimlanishi 6.12-shaklda ko'rsatilgan, grafikdan ko'rinishicha 6 o'ramli rezbaning 1-o'ramiga eng katta kuch $0,34 F$ tushadi, 6-o'ramiga esa eng kam $0,07 F$ kuch tushadi.

6.3. Rezbani mustahkamlikka hisoblash

Rezbaning asosiy yemirilish turlari: mahkamlash rezbasining o'ramlar kesilishi, yurish vintlari o'ramlarining yeyilishi. Demak, rezbalar uchun ishlash qobiliyati va hisobining asosiy mezonlari: mahkamlash rezbasi o'ramlarining kesilishi bilan bog'liq kesuvchi kuchlanish τ , yurish vintlari uchun ezuvchi σ_{uz} kuchlanish bilan bog'liq yeyilishga chidamlilik (6.13-shakl).



6.13-shakl. Rezbada hosil bo'ladigan kuchlanishlar

Kesuvchi kuchlanish bo'yicha rezbaning mustahkamlik sharti

$$\left. \begin{array}{l} \text{vint uchun} \quad \tau = \frac{F}{\pi d_l H K K_m} \leq [\tau], \\ \text{gayka uchun} \quad \tau = \frac{F}{\pi d H K K_n} \leq [\tau]. \end{array} \right\} \quad (6.8)$$

bu yerda, H – gayka balandligi yoki vintni detalga burab kiritish chuqurligi;

$K = \frac{ab}{\rho}$ yoki $K = \frac{ce}{\rho}$ – rezbaning to'ralik koeflitsienti; K_m – rezba o'ramlari

bo'yicha yuklanishning notekis taqsimlanish koeffitsienti. Uchburchak rezba uchun $K = 0,87$; to'rtburchak rezba uchun $K = 0,5$; trapetsiyaviy rezba uchun $K = 0,65$; $K_m = 0,67 - 0,7$.

Agar vint va gayka materiallari bir xil bo'lsa, unda kesuvchi kuchlanish bo'yicha faqat vint konstruksiyasi hisoblanadi, chunki $d_1 < d$ bo'ladi.

Yurish vintlari konstruksiyalari uchun yeyilishga chidamlilik sharti:

$$\sigma_{cz} = \frac{F}{\pi d_1 h z} \leq [\sigma_{cz}], \quad (6.9)$$

bu yerda, $z = \frac{H}{p}$ ishchi o'ramlar soni (masalan, gayka o'ramlari soni) (6.8)

formula vint va gayka uchun ham taalluqli bo'ladi. Bu yerda koeffitsient $K_m = 1$ deb olingan.

Gaykaning balandligi va konstruksiyani burab kiritish chuqurligi.

Rezba va vint sterjenining teng mustahkamlik sharti standart gayka balandligini aniqlashning asosiy shartlaridan biri hisoblanadi. Chegaraviy kuchlanishlar sifatida materialning cho'zilish va siljishdagi oquvchanlik chegarasini qabul qilsak va $\tau_{oq} \approx 0,6 \sigma_{oq}$ ekanligini e'tiborga olsak, rezbaning kesilishi va vint sterjenining cho'zilishdagi teng mustahkamlik shartini quyidagicha yozish mumkin:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6 \sigma_{oq} = \frac{0,6 F}{4 d_1^2},$$

bundan $K = 0,87$ va $K_m = 0,6$ bo'lsa, $H = 0,8 d_1$ bo'ladi.

bu yerda, $\frac{F}{4 \pi d_1^2}$ –vint sterjenining cho'zilishidagi kuchlanish.

Yuqoridagilarga binoan mahkamlovchi normal standart gaykaning balandligi:

$$H = 0,8 d_1. \quad (6.10)$$

Normal standart gaykalardan tashqari baland $H \approx 1,2 d_1$ va past $H \approx 0,5 d_1$ gaykalar ham qo'llanadi.

$d > d_1$ bo'lgani uchun (masalan, mahkamlash konstruksiyalarida $d \approx 1,2 d_1$) normal va baland gaykalarda rezba mustahkamligi vint sterjeni mustahkamligidan yuqori bo'ladi.

Xuddi shunday mulohazalar asosida vint va shpilkani detalga burab kiritish chuqurligi oʻrnatiladi. Poʻlat detallarda $H_f \approx d$, choʻyan va silumin detallarda $H_f = 1,5d$.

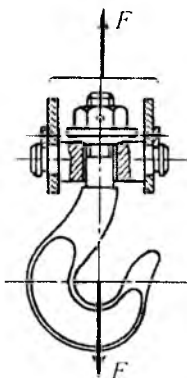
Standart gaykaning balandligi (past gaykalardan tashqari) va rezbanli detalga burab kiritish chuqurligi standart mahkamlash rezbalarida mustahkamlikni tekshirishga hojat qoldirmaydi.

6.4. Vint sterjeni (bolt)ni yuklanish turlicha taʼsir etganda mustahkamlikka hisoblash

Boltli birikmalarni toʻgʻri hisoblashda unga taʼsir qiluvchi yuklanishni toʻgʻri aniqlash, sxemadagi xavfli kesimni belgilash, asosiy mezon – mustahkamlikka taʼsir etuvchi omillarni eʼtiborga olish zarur boʻladi.

Vint sterjeni (bolt)ga taʼsir etuvchi yuklanishning 5 xil holatini koʻrsatish mumkin. 5 holatning hisobiy sxemalari boʻyicha boltda hosil boʻladigan kuchlanishlar ifodasi va ular asosida bolt diametrini aniqlash koʻrib chiqiladi.

1. Bolt sterjeniga faqat choʻzuvchi tashqi kuch taʼsir etadi. Bolt sterjeniga taʼsir etuvchi yuklanishning 1-holati. Bunga sirib tortilmagan, yaʼni zoʻriqirilmagan holatda osib qoʻyilgan ilgak (6.14-shakl) misol boʻla oladi. Uning rezbali qismi mustahkamligi tashqi F kuch taʼsiridan choʻzishda hisobiy diametri boʻyicha tekshiriladi.



6.14-shakl. Yuk osilgan ilgakning hisobiy sxemasi

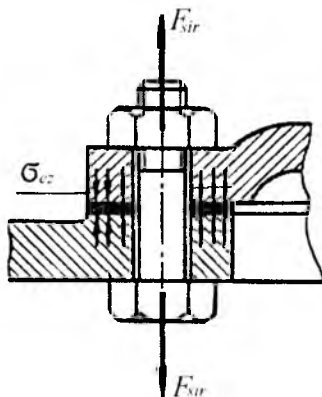
$$\sigma = \frac{F}{\pi d_f^2 / 4} \leq [\sigma]; \quad (6.11)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}}. \quad (6.12)$$

bu yerda, $[\sigma]$ – ruxsat etilgan cho‘zuvchi kuchlanishning qiymati.

d_1 – ning topilgan qiymati tegishli standart bo‘yicha yaxlitlab olinadi.

2-holat. Bolt sirib tortilgan. Bunga germetik bo‘lishi talab etiladigan qopqoqlarni sirib mahkamlash uchun ishlatiladigan boltlar misol bo‘ladi (6.15-shakl). Bunday boltning sterjeniga sirib tortish natijasida hosil bo‘ladigan cho‘zuvchi kuch F_{sir} hamda rezbadagi burovchi moment T_r ta‘sir etadi.



6.15-shakl. Qopqoqni biriktiruvchi sirib tortilgan bolt

F_{si} – sirib tortuvchi kuch ta‘siridan hosil bo‘lgan kuchlanish:

$$\sigma = \frac{F_{sir}}{\pi d_1^2}.$$

T_2 – momentdan hosil bo‘ladigan burovchi kuchlanish:

$$\tau = \frac{T_2}{W_z} = \frac{0,5 F_{sir} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2 d_1^3}. \quad (6.13)$$

Zarur bo‘lgan sirib tortuvchi kuch:

$$F_{si} = A \sigma_{cz},$$

bu yerda, A – bir boltga to'g'ri keladigan detallarning tutashish yuzasi;
 σ_{ϵ} – detallarning tutashuvida hosil bo'ladigan ezuvchi kuchlanish, uning
 qiymati germetiklik shartidan aniqlanadi.

Boltning mustahkamligi ekvivalent kuchlanish bo'yicha aniqlanadi:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (6.14)$$

Standart metrik rezbalar uchun:

$$\sigma_{ekv} \approx 1,3\sigma.$$

Boltning mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{ekv} = \frac{1,3F_{ekv}}{\pi d_1^2} = \frac{5,2F_{ekv}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]; \quad (6.15)$$

bundan

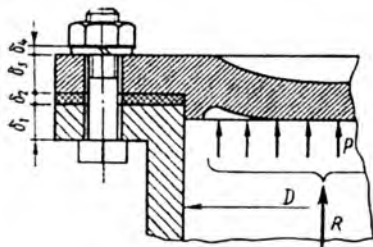
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2F_{sif}}{\pi[\sigma]}}.$$

Hisoblash va amaliyotda M10, M12 dan kichik rezbalarni hatto oz kuch qiymatlari bilan uzib yuborish mumkin. Masalan, M6 bolt 45 N kuch bilan, M12 bolt esa 180 N kuch bilan ta'sir etganda uzilib ketishi mumkin. Shu sababli o'rta va og'ir mashinasozlikda kichik diametrli boltlardan (M8 dan kichik) foydalanish tavsiya etilmaydi.

3-holat. Bolt sirib tortilgan, tashqaridan bolt sterjeniga cho'zuvchi kuch ta'sir etadi (6.16-shakl). Bu holga bosim ostida bo'ladigan germetik idishlarning qopqog'ini biriktiruvchi boltlar misol bo'la oladi.

Bunday boltlar sirib tortilganda idishning germetikligi va qopqoqqa bosim ta'sir etganda havo yoki suyuqlikni tashqariga chiqarib yubor-maslik ta'minlanadi. Bunda dastlab sirib tortilgan boltning sterjeni cho'zilgan bolt vositasida biriktirilgan, detallar esa siqilgan holatda bo'ladi. Tashqi bosim ta'sirida boltning sterjeni qo'shimcha cho'ziladi, detallarning siqiqligi esa bo'shashadi.

Boltlarni sirib tortishda ulardagi cho'zuvchi kuchning yetarli darajada bo'lishini ta'minlash zarur, ya'ni ta'sir etuvchi bosim ostida detallarning siqiqligi butunlay yo'qolib ketmasligi shart.



6.16-shakl. Sirib tortilgan qopqoq ichidagi bosim ta'sir etadigan boltlar

Bolt sterjenini hisoblash uchun sirib tortishda hosil bo'lgan taranglik kuchini F_{sir} bilan belgilaymiz. Agar boltlar sonini z – deb olsak, bitta boltga tashqaridan ta'sir etuvchi kuchni $F = \frac{R}{z}$ deb olish mumkin.

Bunday birikma elementlari orasida yuklanishni taqsimlanishi statik noaniq masala bo'ladi. Boltning F_{sir} kuch ta'sirida cho'ziq holatda bo'lgan sterjeniga tashqi kuch F qo'yilsa, u qo'shimcha Δ_p ga cho'ziladi, detallarning siqiligi esa shunchaga bo'shshadi. Yuklanishning bolt sterjenini cho'zishga sarflangan qismini ko'rsatuvchi koeffitsient χ (tashqi yuklanish koeffitsienti) bo'lsa, u holda tashqi yuklanishdan boltga qo'shimcha χF kuch ta'sir etadi, detallarni siqib turgan kuch esa $(1-\chi)F$ qadar kamayadi. Tashqi kuch ta'siridan sterjenlar qancha cho'zilsa, detallarning siqiligi shuncha kamayadi. Shuning uchun

$$\Delta = \chi F \lambda_b = (1 - \chi) F \lambda_d \quad (6.16)$$

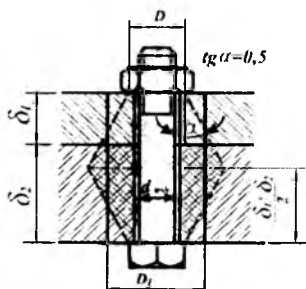
bo'ladi, bu yerda, λ_b – boltning beriluvchanligi, λ_d – biriktirilayotgan detallarning umumiy beriluvchanligi.

(6.16) tenglamadan,

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}; \quad \lambda_b = \frac{l_b}{E_b A_b}; \quad \lambda_d = \frac{\delta_d}{E_d A_d};$$

bu yerda, E_b va E_d – boltlar va detal materiallarining elastiklik moduli; A_b va A_d – bolt va detal kesimlarining yuzalari; l_b – boltning deformatsiyalanuvchi qismi uzunligi; $\delta_d + \delta_1 + \delta_2$ – detallar qalinligining yig'indisi; $l_b \approx \delta_d \cdot F_d$ deganda detal kesimining hamma yuzi emas, balki boltni sirib

tortishdan deformatsiyalanadigan qismining yuzi nazarda tutiladi. Deformatsiya bolt kallagining sirtidan boshlanib, 30° burchakli konus shaklida yoyilgan bo'ladi deb taxmin qilinadi. Konus hajmini stilindr hajmi bilan almashtirib quyidagilarni yozish mumkin (6.17-shakl):



6.17-shakl. Boltni sirib tortishda tutash detallarning deformatsiyasi

$$D_1 = D + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4} \quad \text{va} \quad A_d = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2).$$

λ_d va λ_d ni aniqlash ancha qiyinchilik tug'diradi.

Amalda

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d} \leq 0,2 - 0,3 \quad \text{deb olinadi.}$$

Keltirilgan hol uchun bolt sterjenlari quyidagi tartibda hisoblanadi:

1. Ta'sir etuvchi yuklanish statik bo'lgan hol:

$$\sigma = \frac{1,3 F_h}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{5,2 F_h}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (6.17)$$

Bu yerdagi hisobiy yuklanish:

$$F_b = F_{sr} + \chi F = K_{sr} F + \chi F_1, \quad (6.18)$$

bu yerda, K_{sr} - taranglik koeffitsienti, $K_{sr} = 1,25 - 2$; germetiklik talab qilinsa, $K_{sr} = 1,3 - 5$ bo'ladi. F - boltga ta'sir qiluvchi tashqi yuklanish.

2. Ta'sir etuvchi yuklanish o'zgaruvchan bo'lgan hol

Bunday hollarda birikmadagi o'zgaruvchan kuchlanishlar uchun mustahkamlik zaxirasi aniqlanib, uning qiymati ruxsat etilgan qiymat bilan taqqoslanadi:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_m K_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m} \geq [S], \quad (6.19)$$

$\sigma_m = \frac{F_{sir} + F_h / 2}{F_h}$ – kuchlanishning o'zgarmas qismi;

$\sigma_a = \frac{F_h}{2A_h}$ – kuchlanishning o'zgaruvchan qismi,

σ_{-1} – bolt materialining toliqish chegarasi;

K_{σ} – rezbadagi kuchlanish konsentratsiyasining samarali koeffitsienti;

$\psi_{\sigma} \approx 0.1$ kuchlanish sikl assimetriyasining sezgirlik koeffitsient.

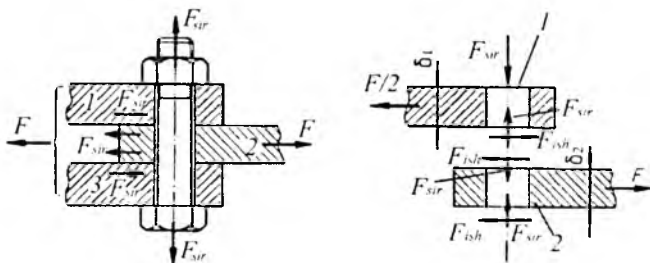
Statik mustahkamlik bo'yicha materialning oquvchanlik bo'yicha zaxirasi:

$$S_{oq} = \frac{\sigma_{oq}}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_{oq}}{(\sigma_m + \sigma_a)}. \quad (6.20)$$

4-holat. Bolt yordamida biriktirilgan detallarni suruvchi kuch ta'siridan boltni hisoblash.

Yuklanish boltning o'qiga tik yo'nalishda ta'sir etadi. Bunday hollarda boltni ikki xil tarzda o'rnatish mumkin. Birikmaning ishonchlilik sharti tutashmadagi detallarning surilmaslik sharti bo'ladi.

1. Bolt o'rnatiladigan teshiklarning diametri boltning diametridan kattaroq qilib tayyorlanadi. Bolt sterjeni bilan detal orasida tirqish hosil bo'ladi (6.18-shakl).



6.18-shakl. Biriktiriladigan detal teshigida tirqish bilan o'rnatilgan bolt

Birikmaga taʼsir etuvchi tashqi F kuch detallarning tutashgan joyida boltning sirib tortilganligi tufayli hosil boʻlgan ishqalanish kuchi hisobiga muvozanatlashadi. Tashqi kuch taʼsirida detallar bir-biriga nisbatan siljimasligi kerak. 6.15-shakldagi 2-detalning mustahkamligi:

$$F \leq i \cdot F_{ishq} = iF_{sir} f \quad \text{yoki} \quad F_{sir} = \frac{KF}{if},$$

f – detallarning tutashgan joyidagi ishqalanish koeffitsienti ($f \approx 0,15 - 0,20$);

K – ehtiyot koeffitsienti, statik yuklanishda $K = 1,3 - 1,5$; oʻzgaruvchan yuklanishlar uchun $K = 1,8 - 2$;

i – detallarning tutash tekisliklar soni 6.15-shaklda, $i = 2$; faqat ikkita detal tutashtirilsa $i = 1$.

Boltning mustahkamligi ekvivalent kuchlanish boʻyicha hisoblanadi (6.15-formula).

Bolt tirqish (zazor) bilan oʻrnatilgan hollarda F kuch boltning sterjeniga toʻgʻridan toʻgʻri taʼsir etmaydi. Boltning sterjeni, asosan, taranglik kuchi taʼsirida choʻzilgan boʻladi. Shuning uchun:

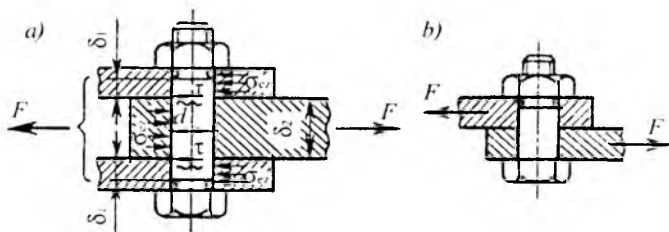
$$\sigma_{ekv} = \frac{1,3F_{sir}}{\pi d_j^2} \leq [\sigma].$$

Tashqaridan qoʻyilgan kuch bolt sterjeniga toʻgʻridan toʻgʻri taʼsir etmaganligidan yuklanish oʻzgaruvchan boʻlgan hollarda ham boltni keltirilgan formulalar vositasida hisoblash mumkin. Buning uchun ehtiyot koeffitsientining katta qiymatlari (1,8–2) qabul qilinadi.

2. Bolt tirqish (zazor)siz oʻrnatiladi (6.19-shakl). Bolt oʻrnatiladigan teshiklar tigʻzlik bilan joylashadigan qilib tayyorlanadi. Bunda tashqaridan qoʻyilgan kuch detal orqali toʻgʻridan toʻgʻri bolt sterjeniga taʼsir qiladi. Bunda boltning gaykasini sirib tortishga hojat qolmaydi. Shuning uchun bunday boltni hisoblashda detallarning tutashgan joyidagi ishqalanish kuchiga eʼtibor berilmaydi. Bolt sterjeni kesilishiga va ezilishiga hisoblanadi.

Kesuvchi kuchlanish boʻyicha mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{F}{i \pi d^2} \leq [\tau] \quad (6.21)$$



6.19-shakl. Tirqishsiz oʻrnatilgan boltning hisoblash sxemasi

Ezuvchi kuchlanish boʻyicha mustahkamlik sharti:

$$\left. \begin{aligned} \text{o'rtadagi detal uchun} \quad \sigma_{ez} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{ez}] ; \\ \text{chetdagi detal uchun} \quad \sigma_{ez} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{ez}] . \end{aligned} \right\} \quad (6.22)$$

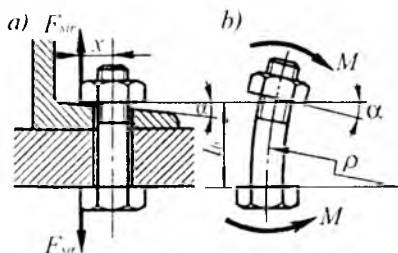
bu yerda, i – kuch taʼsirida kesilishi mumkin boʻlgan kesimlar soni; F – tashqi kuch; d , δ_1 , δ_2 – shakldagi oʻlchamlar.

Ezilishga hisoblashda formulalar bolt va detalga bir xil taalluqli. Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati bolt va detalning qaysi biri uchun kichik boʻlsa, oʻshanisi qabul qilinadi.

Umuman olganda, birikmalarda bolt tirqishsiz oʻrnatilgani maʼqul, chunki boltlarning oʻlchami (diametri) sezilarli darajada kichik, ishlashi esa yetarli darajada ishonchli boʻladi.

5. Egilgan boltning mustahkamlik hisobi (5-holat)

Taʼsir qiluvchi yuklanishdan bolt sterjenida eguvchi moment hosil boʻladi (6.20-shakl).



6.20-shakl. Boltning egilishidagi hisobiy sxema

Detalning gayka sirti bilan tutashadigan yuzasi notekis bo'lmaganda yoki kallagi ko'zda tutilmagan ilgak sifatida tayyorlangan boltlardan foydalanilganda, uning sterjenida cho'zuvchi kuchdan tashqari, eguvchi moment ham hosil bo'ladi. Bunday boltlarni hisoblashda, cho'zuvchi kuchdan tashqari, eguvchi momentni ham hisobga olish zarur. Cho'zuvchi kuchdan hosil bo'lgan kuchlanish:

$$\sigma = \frac{F_{str}}{\pi d_l^2} \cdot 4$$

Eguvchi moment ta'siridan hosil bo'lgan kuchlanish:

$$\sigma_{eg} = \frac{F_{str} \cdot x}{0,1 d_l^3} \quad \text{yoki} \quad \sigma_{eg} = \frac{M}{W_{eg}} \approx \frac{Ed\alpha}{2l_h},$$

bu yerda,

$$M = \frac{EJ}{p}; \quad p = \frac{l_h}{\alpha}; \quad tg\alpha \approx \alpha \text{ (radian)}; \quad W_{eg} = \frac{J}{d} 2$$

Mustahkamlik sharti:

$$\sigma = \sigma_{cho'z} + \sigma_{eg} \leq [\sigma].$$

Odatda, hisobiy yuklanish sifatida σ_{eg} dan kichigi tanlab olinadi.

$$\text{Amalda } \frac{\sigma_{eg}}{\sigma_{cho'z}} \approx 7,5.$$

Demak, boltning ekscentrik yuklanishi uning mustahkamligini keskin kamaytirib yuboradi.

Birikma konstruksiyasini loyihalash va tayyorlashda ekscentrik (markaziy bo'lmagan) siqilishga yo'l qo'ymaslik chorasini qo'llash kerak. Masalan, bolt yoki gayka ostiga qiya shayba qo'yish mumkin.

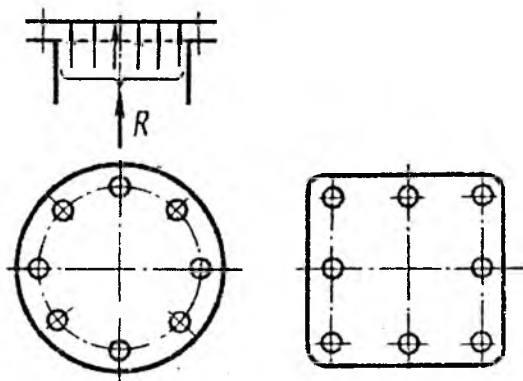
6.5. Bir necha boltli birikmalarni hisoblash

Bir necha boltli birikmalarni hisoblashda eng katta yuklanish tushadigan boltni aniqlab, avval ko'rilgan 5 ta holat bilan hisoblash uchun quyidagi soddalashtirishlar qabul qilingan: tutashish sirtlari yuklanishning ta'sir etish hollari hamma sharoitlarida ham tekis (deformatsiyalanmaydigan) bo'lib qoladi (aslida bu holat yetarli biki detallar uchun to'g'ri bo'ladi), tutashish sirtlari kamida ikki simmetriya o'qiga ega bo'ladi, boltlar esa bu

o'qlarga nisbatan simmetrik joylashadi, birikmaning hamma detallari bir xil bo'ladi va teng qilib sirib tortiladi.

Bir necha boltli birikmani hisoblashda uch xil holat ajratiladi.

1. Teng ta'sir etuvchi yuklanish tutashish sirtiga perpendikulyar va uning og'irlik markazidan o'tadi. Bu holat doiraviy va to'g'ri burchakli qopqoqlarni biriktirishda tipik hol hisoblanadi (6.21-shakl).



6.21-shakl. Doiraviy va to'g'ri burchakli qopqoqlarni biriktirish

Bunda boltlar birikmaning zichligini yetarli qilib sirib tortiladi. Bunday birikmaning hamma boltlari teng yuklanish bilan yuklanadi. Bitta boltga to'g'ri keladigan tashqi yuklanish:

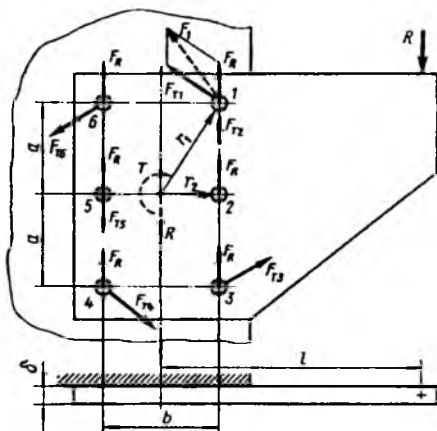
$$F = \frac{R}{z},$$

bu yerda, z – boltlar soni.

Boltlarning hisobiy yuklanishini (6.18) boshqa formulalar yordamida ham hisoblab topish mumkin.

2. Birikmaning yuklanishi tutash detalni suradi. Bunga misol – kronshteynning qotirilishi (6.22-shakl). Birikmani hisoblashda kuchni tutashev markaziga ko'chiramiz va undan hosil bo'lgan $T=R\ell$ momentini ham ko'rsatamiz. Moment va kuch kronshteynni burish va surishga harakat qiladi. R kuchdan boltlarga tushadigan yuklanish tekis taqsimlanadi:

$$F_R = \frac{R}{z}.$$



6.22-shakl. Kronshteynni boltlar yordamida qotirish

Momentdan boltlarga tushadigan yuklanish ($F_{T1}, F_{T2}, \dots F_i$) kronshteynning burilishidagi boltlarning deformatsiyasiga proporsional taqsimlanadi. O'z navbatida, deformatsiyalar boltlardan tutashuv og'irlik (buralish) markaziga bo'lgan masofaga proporsional bo'ladi. Boltlar reaksiyasini yo'nalishi radiuslarga $r_1, r_2, \dots r_z$ perpendikulyar bo'ladi.

Muvozanat shartidan,

$$\left. \begin{aligned} T &= F_{T1}r_1 + F_{T2}r_2 + \dots F_{Tz}r_z \\ \frac{F_{T1}}{F_{T2}} &= \frac{r_1}{r_2}; \dots; \frac{F_{T1}}{F_{Tz}} = \frac{r_1}{r_z} \end{aligned} \right\} \quad (6.23)$$

bu yerda 6.22-shakldagi misol uchun

$$T = 4F_{T1}r_1 + 2F_{T2}r_2.$$

Har bir boltidagi natijaviy yuklanishning yig'indisi mos kuchlar F_R va F_T larning (6.22-shaklda birinchi bolt uchun yuklanish ko'rsatilgan) geometrik yig'indisiga teng.

Natijaviy yuklanishlarning eng kattasi hisobiy yuklanish bo'ladi. Reaksiyalarning qiymatlari va yo'nalishini solishtirib, 6.22-shakldagi birikmalar uchun eng ko'p yuklanishli boltlar 1 va 3 (F_R va F_T reaksiyalar

yo'nalishi bo'yicha yaqin) yoki 2 (F_R va F_T bir xil yo'nalgan, lekin $F_{T2} < F_{T1}$ va F_{T3}) bo'ladi.

Konstruksiyada boltlar birikmasi tirqishsiz va tirqish bilan o'rnatilishi mumkin.

Boltlar tirqishsiz o'rnatilgan. Yuklanish bevosita boltlar bilan qabul qilinadi. Boltlar va detallarning mustahkamligi kesuvchi va ezuvchi kuchlanishlar (6.21 va 6.22-formulalar) bo'yicha hisoblanadi

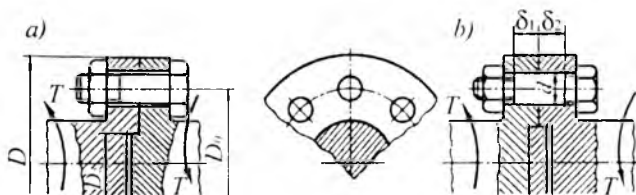
Boltlar tirqish bilan o'rnatilgan. Yuklanish boltlarning sirib tortilishidan tutashuvda hosil bo'lgan ishqalanish kuch bilan muvozanatlashadi. Har bir boltning sirib tortilishidan hosil bo'lgan ishqalanish kuchining teng ta'sir etuvchisi taxminan kesimning markaziga qo'yilgan deb hisoblanadi.

Agar har bir boltning ostidagi ishqalanish kuchining teng ta'sir etuvchisi, mos ravishda, F_R va F_T kuchlarning teng ta'sir etuvchisidan katta bo'lsa, birikma mustahkam deb hisoblanadi. Har bir bolt bir xil kuch bilan sirib tortilgani uchun umumiy sirib tortuvchi kuch eng ko'p yuklangan bolt bo'yicha aniqlanadi. Boltlarni sirib tortuvchi zarur kuch:

$$F_{sir} = \frac{KF_{max}}{f}, \quad (6.24)$$

bu yerda, $K = 1,3-2$ – ehtiyot koeffitsienti; F_{max} – eng ko'p yuklangan boltga tushadigan kuch. masalan, F_I ga teng; f – detallarning tutashuvdagi ishqalanish koeffitsienti.

Boltlarning mustahkamligi (6.15) formula bo'yicha hisoblanadi.



6.23-shakl. Flanesni boltlar bilan biriktirish

Shu holatdagi boltlarning yuklanishiga vallarning flanesli muftalar bilan biriktirishni ham misol qilish mumkin. Bunday konstruksiyalarda, odatda, markazlashtiruvchi chiqiqlar (6.23. a-shakl) yoki markazlashtiruvchi shaybalar (6.23. b-shakl) qo'llaniladi, ularning har biri ham birikmaning ko'ndalang kuchdan yuklanishini kamaytiradi.

Tirqishsiz oʻrnatilgan boltlarning hisobiy yuklanishi:

$$F = \frac{2T}{zD_n} \quad (6.25)$$

Tirqish bilan oʻrnatilgan boltlarning hisobiy yuklanishi:

$$F_{sir} = \frac{2KT}{zD_n f} \quad (6.26)$$

3. Birikmaning yuklanishi detallar tutashuvini ochadi. Bu holat amaliyotida koʻp uchraydi (turli xil kronshteyn, tirgak va sh.k.larni qoʻtirish). 6.24-shakldagi misolning yechimini koʻramiz.

R kuchini R_1 va R_2 teng taʼsir etuvchilarga ajratamiz. Bu teng taʼsir etuvchilarning taʼsirini markazga qoʻyilgan kuchlar va moment taʼsiri bilan almash-tiramiz

$$M = R_2 l_2 - R_1 l_1,$$

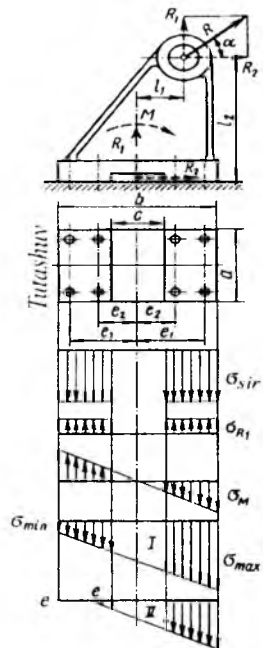
R_1 va M – tutashuvni ochadi, R_2 esa detallarni suradi. Tutashuvning ochilish va detallarning surilish xavfini boltlarning F_{sir} kuchi bilan sirib yoʻqotiladi.

Tutashmaning ochilib ketmaslik shartidagi hisob: R kuch qoʻyilguncha boltlarni sirib tortishdan tutashuvda ezuvchi kuchlanish hosil boʻladi:

$$\sigma_{sir} = \frac{F_{sir} \cdot z}{A_{tut}} \quad (6.27)$$

Ezuvchi kuchlanishni tutashuv sirti boʻyicha tekis taqsimlangan deb olamiz. (6.27) formulada: z – boltlar soni, A_{tut} – tutashuv yuzasi.

R_1 – kuch boltlarni choʻzadi va σ_{sir} – ni quyidagi miqdorga kamaytiradi.



6.24-shakl. Kronshteynning hisobiy sxemasi

$$\sigma_{Rl} = \frac{R_l(1-\chi)}{A_{tul}} \approx \frac{R_l}{A_{tul}}, \quad (6.28)$$

bu yerda, $R_l(1-\chi)$ tutashuvdagi yuklanishni kamaytiradigan tashqi yuklanish miqdori. Yechimni soddalashtirib, $\chi=0$ deb olamiz, bu tutashuv ochilmaslik sharti bo'yicha zaxira bo'lib hisoblanadi.

Tutashuvning burilish o'qini simmetriya o'qida deb olib, tutashuvning ochilib ketmaslik shartini ko'ramiz.

Sirib tortuvchi kuch va yuklanishning qiymatiga qarab, tutashmadagi jami kuchlanish epyurasining 6.24-shakldagi *I* yoki *II* variant bo'yicha o'zgarishini ko'ramiz. Bu yerda,

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \sigma_{\text{sir}} \pm \sigma_{R_l} + \sigma_M \quad \text{tutashmadagi maksimal kuchlanish,} \\ \sigma_{\min} &= \sigma_{\text{sir}} \pm \sigma_{R_l} - \sigma_M \quad \text{tutashmadagi minimal kuchlanish.} \end{aligned}$$

II variant bo'yicha tutashma chekkasi ochilib ketishi mumkin, chunki bu yerda kuchlanish nolga teng, bunga esa yo'l qo'yib bo'lmaydi. *I* variant bo'yicha tutashma ochilmaydi va uni hisobiy deb olamiz.

Tutashmaning ochilib ketmaslik shartidan,

$$\begin{aligned} \sigma_{\min} &> 0 \\ \text{yoki } \sigma_{\text{sir}} &\geq \pm \sigma_{R_l} + \sigma_M \\ \text{yoki } \sigma_{\text{sir}} &= K(\pm \sigma_{R_l} + \sigma_M), \end{aligned} \quad (6.29)$$

bu yerda, $K=1.3-2$ tutashmaning ochilmasligida ehtiyot koeffitsient (6.29) formula bo'yicha σ_{sir} va so'ngra (6.27) formula bo'yicha F_{sir} aniqlanadi.

Tutashmadagi detallarni siljimaslik sharti bo'yicha hisoblash. Tutashmadagi detallar siljimasligi uchun ishqalanish kuchi R kuchidan katta bo'lishi kerak, ya'ni

$$(F_{\text{sir}} \pm R_1)f \geq K'R_2, \quad (6.30)$$

bu yerda, f – tutashuvdagi ishqalanish koeffitsienti, $f \approx 1.3-2$ ehtiyot koeffitsienti.

(6.30) formulada moment M ning qiymati e'tiborga olinmaydi, chunki moment detallarni surmaydi va tutashmadagi ishqalanish kuchining jami qiymatini o'zgartirmaydi.

Agar (6.30) shart bajarilmasa, (6.29) shart – tutashmaning ochilmaslik sharti ushbu birikma uchun asosiy bo'lmaydi va sirib tortishni detallarning siljimaslik (surilmaslik) sharti bo'yicha aniqlash kerak:

$$F_{\text{op}} = (K'R_2 \pm R_1 f) / (zf) \quad (6.31)$$

yoki boltlarni tirqishsiz o'natish zarur.

Siljituvcchi yuklanishlar katta bo'lsa, yuklanishni kamaytiruvchi maxsus qurilmalar – shtift, vtulka, shponka, tirgak va sh.k.lar qo'yiladi.

Boltlarning mustahkamligini hisoblashda (6.29) va (6.30) shartlardan topilgan sirib tortuvchi kuchlarning eng kattasi hisobga olinadi. Boltga R_1 kuchdan to'g'ri keladigan tashqi yuklanish quyidagi tenglikdan aniqlanadi:

$$M = i(F_1 2e_1 + F_2 2e_2 + \dots F_n 2e_n)$$

bu yerda, i – ko'ndalang qatordagi boltlar soni (6.21-shaklda $i = 2$); n – burilish o'qidan bir tarafdagi ko'ndalang qatorlar soni (6.21-shaklda $n = 2$).

F_1, F_2 kuchlar ulardan burilish o'qigacha bo'lgan masofaga proporsional: $\frac{F_1}{F_2} = \frac{e_1}{e_2}$ va h.k.

Shuni hisobga olib, F_1, F_n momentdan hosil bo'lgan eng katta yuklanish kuchi F_n bilan almashtirib, ifodani ixchamlasak,

$$F_M = Me_1 / \left[i \left(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2 \right) \right].$$

Jami yuklanish $F = F_M \pm F_{R_1}$ bo'ladi. (6.32)

F_{sr} va F_R ma'lum bo'lsa, mos hisobiy qiymatni va boltning mustahkamligini hisoblaymiz.

6.6. Rezbali birikmalar materiallari va ruxsat etilgan kuchlanishlar

Rezbali detallarni ГОСТ 1759-70 bo'yicha tayyorlashda uglerodli (Cr3, Cr10, Cr20, Cr35, Cr45) va legirlangan (30X, 30X1CA, BT16) po'latlar ishlatiladi. Ba'zi hollarda rezbali birikmalarni tayyorlashda rangli metallar qotishmalari (latun, bronza)dan foydalaniladi.

Rezbali birikma materialini tanlashda ishlatilish sharoiti (harorat, zanglash va sh.k.), yuklanishning qiymati va xarakteri (statik yoki o'zga-

ruvchan), tayyorlash usuli va ishlab chiqarish soni hisobga olinadi. Masalan, umumiy vazifali standart mahkamlash rezbasi Сталь 10, Сталь 35 kabi past va o'rta uglerodli po'latlardan tayyorlanadi. Bu arzon po'latlardan bolt, vint va gaykalarining ko'plab partiyalarini sovuqlayin cho'ktirib yoki shtampovkalab, so'ngra rezbani «nakatka» (presslab boshish) yo'li bilan tayyorlash mumkin. 35X, 30XГCA legirlangan po'latlari yuqori yuklanishdagi detallarga o'zgaruvchan va zarbiy kuchlanish ta'sir etganda, yuqori haroratlarda, tajovuzkor muhitda va boshqa holatlarda qo'llaniladi.

Mustahkamlik, zanglashga bardoshlilik va issiqbardoshlilikni oshirish uchun termik va kimyoviy-termik ishlov berishlarning maxsus turlari hamda galvanik va boshqa qatlamlar berish, masalan, yaxshilash, ruxlash yoki kadmiyli xromlash va boshqalar qo'llaniladi.

Rezbali birikmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar va mustahkamlik zaxirasining qiymatlari jadvallarda keltiriladi. Bu qiymatlar hisobiy ifodalarining aniqligi, yuklanish xarakteri, birikmani yig'ish sifati nazorat qilinadigan yoki nazorat qilinmaydigan sirib tortish va sh.k. hisobiga olinadi.

Sirib tortishni nazorat qilinadigan hollar uchun mustahkamlik zaxirasi sezilarli kamaytiriladi, ayniqsa, kichik diametrli boltlar uchun. Bu holat kichik diametrli boltlarda nazorat qilinmaydigan sirib tortishlarda kuchlanish qayta taqsimlanishi va hatto uzilishi mumkinligi bilan bog'liq.

Agar bolt diametrining qiymati massaning ortishiga olib kelsa va bu hol rezbaning ishlash sharoiti bilan chegaralansa, masalan aviasozlikda, nazorat qilinadigan sirib tortish qo'llaniladi.

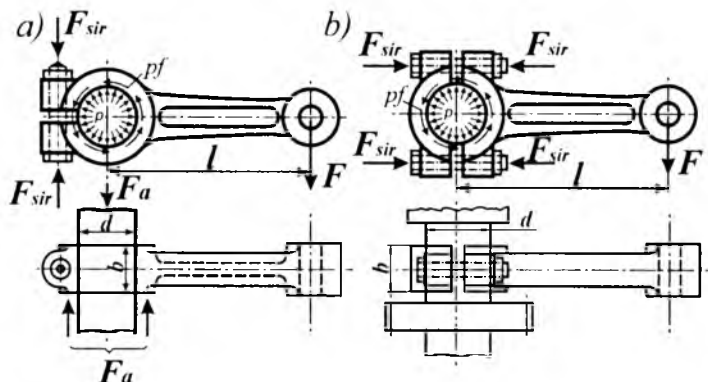
Sirib tortishni nazorat qilish uchun boltlar deformatsiyasini o'lchash, elastik shaybalar qo'llash yoki momentlarning chegara qiymatlari uchun maxsus kalitlarni qo'llash bilan amalga oshiriladi.

6.7. Klemmali birikmalar

Klemmali birikmalar detallarni vallar, o'qlar, silindrik kolonnalar va shu kabilarga birlashtirish uchun mo'ljallangan bo'lib, boltlarning o'zini sirib tortish hisobiga kuchlanish hosil bo'ladi.

Konstruktiv belgisi bo'yicha klemmali birikmalar 2 xil bo'ladi: kesik gupehakli (6.25, α -shakl) va ajraladigan gupehakli (6.25, b -shakl). Ajraladigan gupehak birikma massasi va narxini biroz oshirib yuboradi, lekin bunda klemmani valning istalgan joyida o'rnatish imkoni paydo bo'ladi.

Detallarni klemma yordamida biriktirishda boltlarni sirib tortishda hosil bo'lgan ishqalanish kuchidan foydalaniladi. Bu ishqalanish kuchlari birikmaga ta'sir etadigan burovchi moment ($T=Fl$) ni va bo'yлама kuch F_a ni ham qabul qiladi. Ishqalanish kuchi katta yuklanishni qabul qilmagani uchun klemmali birikmalarni katta yuklanish uzatishda qo'llab bo'lmaydi.

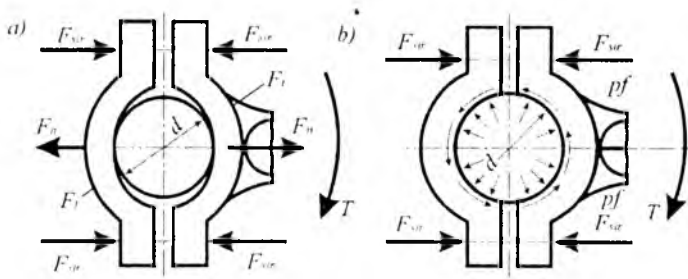


6.25-shakl. Richagni valga qotiradigan klemmali birikma

Klemmali birikmalarning afzalligi o'rnatish va ajratishning soddaligi, o'ta yuklanishdan saqlash hamda detallarning ham bo'yлама, ham aylanma yo'nalishlarda o'zaro holatlarini o'zgartirish mumkinligi kiradi.

Klemmali birikmani mustahkamlikka hisoblash.

Birinchi holat. Klemmaning bikirligi yetarli katta bo'lib, detal katta tirqish bilan o'rnatilgan (6.26, a-shakl).



6.26. a-shakl. Klemmali birikmalarning hisobiy sxemalari

Bunda klemmaning ichki sirti val bilan to'g'ri chiziq bo'yicha tutashadi deb qabul qilinadi. Bunda birikmaning mustahkamligini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\left. \begin{aligned} F_n d = F_n f d \geq T = P l \\ 2 F_n f \geq F_a \end{aligned} \right\}; \quad (6.33)$$

bu yerda, F_n – tutashgan joydagi reaksiya kuchi, F_a – val bo'yicha yo'nalgan kuch; f – ishqalanish koeffitsienti, T – moment.

Klemma istalgan yarmining muvozanat shartidan,

$$\begin{aligned} F_N &= 2 F_{sr}; \\ 2 F_{sr} f d &\geq T; \\ 4 F_{sr} f &\geq F_a, \end{aligned}$$

F_{sr} – boltni sirib tortuvchi kuch,

$$\left. \begin{aligned} F_{sr} &\geq \frac{T}{2 f d}; \\ F_{sr} &\geq \frac{F_a}{4 f}. \end{aligned} \right\} \quad (6.34)$$

Bolt topilgan F_{sr} kuchning kattasi bilan sirib tortilgan deb hisoblanadi.

Ikkinchi holat. Klemma yetarli darajada elastik, detallar tutash sirtlari silindrsimon shaklda, birikmadagi tirqish nolga teng. Bu holda detallarning tutash sirtida bosim tekis taqsimlangan deb qabul qilinadi (6.26, *b*-shakl).

Agar val o'rnatiladigan teshik valning sirtiga aniq moslab ishlansa, boltni sirib tortish natijasida hosil bo'ladigan bosim uning sirtiga bir tekisda taqsimlanadi. Bu holda birikmaning mustahkamlik sharti:

$$p f \pi d b \frac{d}{2} \geq T; \quad p f \pi d b \geq F_a. \quad (6.35)$$

Yarim klemmaning muvozanatidan,

$$\begin{aligned}
 p &= \frac{2F_{sr}}{db}; & \pi F_{sr} f d &\geq T; & F_{sr} &\geq \frac{F_a}{2\pi f} \\
 \pi 2 F_{sr} f &\geq F_a; \\
 F_{sr} &\geq \frac{T}{\pi f d}.
 \end{aligned}
 \tag{6.36}$$

Zamonaviy mashinasozlikda klemmali birikma o'ldamlarini $H8/h8$ o'ratma tipida tayyorlash tavsiya etiladi.

Agar klemmali birikmaga bir vaqtda burovchi moment T va bo'ylama kuch F_a ta'sir etsa, ularning teng ta'sir etuvchisini hisoblash kerak,

$$F_{sif} = K \sqrt{F_t^2 + F_a^2} / 5 z f. \tag{6.37}$$

Topilgan F_{sif} kuch bo'yicha boltlarning mustahkamligi hisoblanadi. (6.37) formulada ehtiyot koeffitsienti $K=1,3-1,8$; ishqalanish koeffitsienti $f \approx 0,15-0,18$.

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Mashina detallarining birikmalarida qanday rezkali birikmalar ko'p ishlatiladi?
2. Vintli juft nazariy masalalarining muhandislik amaliyotida qanday ahamiyati bor?
3. Nima sababdan mahkamlash rezkalari o'z-o'zidan tormozlashish xususiyatiga ega bo'ladi?
4. Mahkamlash rezbalarining o'z-o'zidan buralishini oldini olishning asosiy sababini ko'rsating va qanday qotirish vositalarini bilasiz?
5. Rezban mustahkamlikka hisoblashdagi asosiy holat va tamoyillarini aniqlang.
6. Yuk ko'taruvchi ilgakning rezkali qismida qanday kuchlanish hosil bo'ladi?
7. Sirib tortilgan rezbada qaysi kuchlanish: σ yoki τ ning qiymati katta bo'ladi?
8. Tashqaridan boltli birikmaga kuch ta'sir etganda boltni sirib tortuvchi kuchning qiymati nimaga teng bo'ladi?

9. Yuklanish boltning o'qiga tik ta'sir etganda, boltni qanday holda o'rnatgan ma'qul? Javobingizni asoslab bering.

10. Bolt bilan siqilgan detalning beriluvchanligini hisoblashda deformatsiyalangan qismining yuzasi qanday hisoblanadi?

11. Boltga eguvchi kuch ta'sir etganda, kuchlanish siquvchi kuch ta'sir etgan holga nisbatan qanday o'zgaradi?

12. Boltlar birikmasini hisoblashda qanday holatlar ajratiladi?

13. Yuklanish tutashmasidagi detallarni surganda, bir boltga tushadigan kuchning teng ta'sir etuvchisi qanday hisoblanadi?

14. Yuklanish tutashmadagi detallarning tutashuv joyini ochishga harakat qilganda, boltni sirib tortuvchi kuch qanday hisoblanadi?

15. Rezbali birikma detallari qanday materiallardan tayyorlanadi?

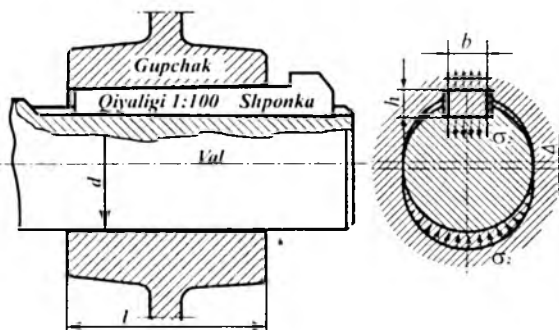
16. Klemmaning bikirligi katta bo'lganda yoki elastik bo'lganda, mustahkamlikka hisoblash shartini ko'rsating.

VII. SHPONKALI BIRIKMALAR

7.1. Shponkali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash

Shponkalarning hamma turlarini ikki: ponasimon va prizmasimon turlarga bo'lish mumkin. Ponasimon shponkalar zo'riqtirilgan, prizmasimon shponkalar zo'riqtirilmagan birikmalarni hosil qiladi. Shponkalarning o'lchamlari va me'yordan hetga chiqishlari standartlashtirilgan.

Ponasimon shponkalar (masalan, 7.1-shakl) gupchakni valga erkin o'rnatish (tirqish bilan); shponkani yon yoqlari bo'yicha o'yiqcha (paz)da tirqish bilan o'rnatish (shponkaning enli qirrasini ishchi bo'ladi), burovchi momentni valdan gupchakka, asosan, shponkani tig'izlab o'rnatish hisobiga paydo bo'ladigan ishqalanish kuchini uzatishi kabi-lar bilan xarakterlanadi.



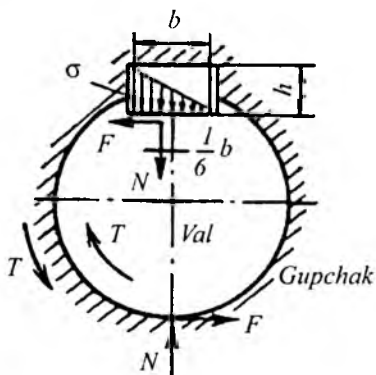
7.1-shakl. Ponasimon shponkali birikma

Ponasimon shponkali birikmada shponkani tig'izlab kiritish hisobiga val va gupchakning markazi biror masofaga siljiydi. Uchburchak masofa detallarning o'lcham qo'yimlari va deformatsiyasidagi tirqishning yarmiga teng bo'ladi. Bu siljish disbalansni keltirib chiqaradi va mexanizmlarning katta aylanish chastotalarida salbiy oqibatlarga olib keladi. Zo'riqtirilgan birikmalarda kuchlanish tashqi yuklanish qo'yilgunga qadar paydo bo'ladi.

Ponasimon shponkalarning keng yog'i bo'yiga tomon biroz (odatda, 1:100 nisbatda) qiya bo'ladi.

Ponasimon shponkalar ishlatilganda shponka o'yiqa bir qadar kuch bilan, odatda, bolg'a zarbi bilan urib joylashtiriladi. Detalda ham shponkaga mos o'yiqlik hosil qilinadi. Zarb ta'siridan shponkaning ustki va ostki yoqlari o'yiqa ma'lum tig'izlik bilan o'rnamshadi. Shponkaning yon yoqlari esa o'yiqning yon yoqlariga, umuman olganda, urinib turmaydi. Burovchi moment shponkaning ustki va ostki yoqlaridagi tig'izlikdan hosil bo'lgan ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi. Birikmada yuklanish bo'lmaganda ham shponkaning ustki va ostki yoqlarida kuchlanishlar mavjud bo'ladi.

Birikmaning mustaxkamligini hisoblash uchun burovchi moment ta'sirida bo'lgan valning muvozanat shartini ko'rib chiqamiz (7.2-shakl). Hisoblash uchun keltirilgan shaklda (7.2-shakl) σ_1 va σ_2 kuchlanishlar teng ta'sir etuvchi N bilan almashtirilgan. Ta'sir etuvchi burovchi moment valni aylantirishga intiladi. Bunga ishqalanish kuchi $F=Nf$ dan hosil bo'lgan moment hamda shponkaning qisilishi aks ta'sir ko'rsatadi. Shponkaning qisilishi natijasida uning chap yoniga qo'shimcha yuklanish tushadi, o'ng yog'i esa bo'shashadi. Bu holda shponka uchun tuzilgan kuchlanishlar epyurasi vertikal kateti σ bo'lgan Δ ko'rinishida bo'ladi. Teng ta'sir etuvchi N kuch qo'yilgan nuqta val o'qidan $\left(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b\right) = \frac{1}{6}b$ masofada joylashadi. σ ning qiyamatini quyidagi munosabatdan aniqlash mumkin:



7.2-shakl. Ponasimon shponkani hisoblash sxemasi

$$\sigma bl/2 = N \text{ va } T = Nfd + Nb/6,$$

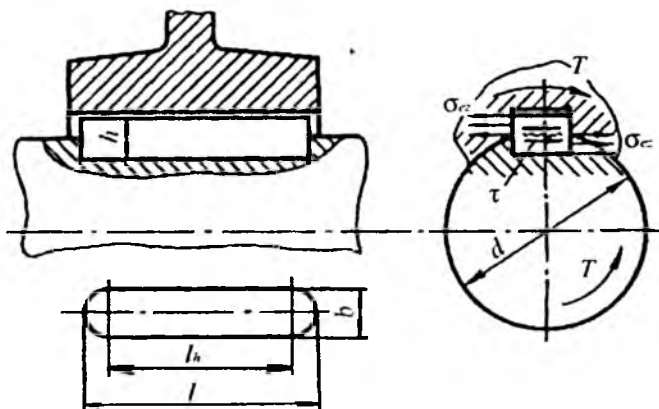
bu yerda, b – shponkaning eni; l – shponkaning uzunligi; d – valning diametri (F – F juftning yelkasi).

Tenglamalarni yechib, quyidagilarni hosil qilamiz (7.2-shakl).
Ponasimon shponkani hisoblash sxemasi:

$$\sigma = \frac{2T}{bl \left(fd + \frac{b}{6} \right)} \leq [\sigma_{\tau}] = 80 \dots 100 \text{ MPa}.$$

Shponkaning ponasimon shakli biriktirilayotgan detalning yon tarafining val o'qiga nisbatan perpendikulyar holatini o'zgartirib, qisilishiga olib keladi. Bundan tashqari, shponkaning qiyaligini gupchak qiyaligiga mos qilish qo'shimcha mehnat talab etadi. Bu holatga, ayniqsa, detalni ko'plab ishlab chiqarishda yo'l qo'yib bo'lmaydi. Mana shu sabablar tufayli ponasimon shponkalardan foydalanish keskin kamayib bormoqda.

Prizmasimon shponkali birikmada zo'riqtirilmagan birikma hosil bo'ladi. Ular val va teshikning yuqori aniqlikda tayyorlanishini talab qiladi. Ko'pincha gupchak valga tig'izlik hisobiga o'rnatiladi. Vallar aylantiruvchi momentni gupchakka shponkaning kalta tarafi bilan uzatadi. Shponkaning yon tarafida ezuvchi kuchanish, ko'ndalang kesimida esa kesuvchi kuchlanish hosil bo'ladi (7.3-shakl).



7.3-shakl. Prizmasimon shponkali birikma

Prizmasimon shponkali birikmalardagi kuchlanishlar quyidagi formulalar bo'yicha hisoblanadi:

$$\sigma_{\epsilon\epsilon} = \frac{F}{A_{\epsilon\epsilon}} \leq [\sigma_{\epsilon\epsilon}],$$

$$\tau_{kes} = \frac{2T}{dl_h b} \leq [\tau_{kes}], \quad (7.1)$$

bu yerda, F – birikmadagi aylana kuch; T – uzatilayotgan aylantiruvchi (burovchi) moment; $A_{\epsilon\epsilon}$ – ezilish yuzasi; d – val diametri; l_h – shponkaning uzunligi; b – shponkaning eni.

$F = \frac{2T}{d}$; $A_{\epsilon\epsilon} = (h - t_1)l_h$ ekanligini hisobga olsak,

$$\sigma_{\epsilon\epsilon} = \frac{2T}{dl_h(h - t_1)}. \quad (7.2)$$

(7.2) formulada l_h – shponkaning hisobiy uzunligi; $l_h = l - b$; h – shponkaning balandligi; t_1 – valdagi shponka o'yiqlik chuqurligi.

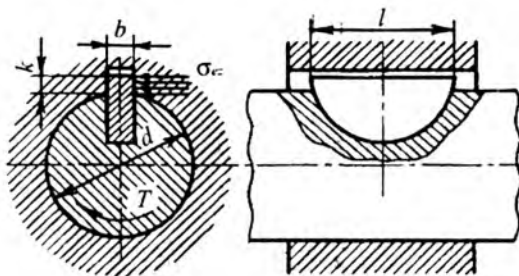
Standart shponkalarda b va h o'lchamlar shunday tanlanganki, birikmaning mustahkamligini, asosan, ezuvchi kuchlanish bo'yicha tekshirish ko'pincha yetarli bo'ladi.

Segmentsimon va silindrisimon shponkalar prizmasimon shponkalarning boshqa turlari hisoblanadi, chunki ularning ish tarzi prizmasimon shponkalarga o'xshash bo'ladi. Segmentsimon shponkali birikma 7.4-shaklda ko'rsatilgan. Bu shponkalarning valda chuqurroq o'mashishi ularning ustivorlik holatini belgilaydi. Lekin o'yiqlik chuqur bo'lishi val mustahkamligini kamaytiradi, shu sababli segmentsimon shponkalar detallarni valga kam yuklangan hollarida qo'llash uchun tavsiya etiladi. Segmentsimon shponkali birikmalarining mustahkamligi:

$$\sigma_{\epsilon\epsilon} \approx \frac{2T}{Kld} \leq [\sigma_{\epsilon\epsilon}]. \quad (7.3)$$

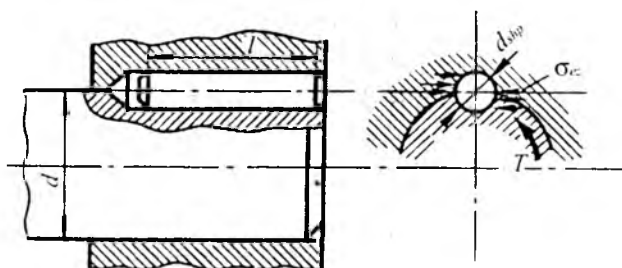
bu yerda, K – shponkani gupchak o'yiqlikchidagi chuqurligi $K = (h - t_1)$.

Gupchak uzun bo'lgan hollarda val o'qi bo'ylab ikkita segmentsimon shponkani o'rnatish tavsiya etiladi.



7.4-shakl. Segmentsimon shponkali birikma

Silindrsimon shponkali birikmaning konstruksiyasi 7.5-shaklda ko'rsatilgan. Stilindrsimon shponka detallarni valning uchida biriktirish uchun qo'llaniladi. Shponka uchuni teshik gupchakni valga o'rnatgan holda parmalab, so'ngra razvertka (teshikka toza ishlov beruvchi kesuvchi asbob) bilan toza ishlov berish bilan tayyorlanadi. Katta yuklanishlarni uzatganda ikki yoki uchta silindrsimon shponkalarni 120° yoki 180° da o'rnatib qo'llash tavsiya etiladi. Silindrsimon shponka teshikda tig'izlik bilan o'rnatiladi. Ba'zi hollarda stilindrik shponka konussimon shaklda tayyorlanadi.



7.5-shakl. Slindrsimon shponkali birikma

Silindrsimon shponkali birikmaning ezuvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamlik sharti:

$$\sigma_{cz} \approx \frac{16T}{\pi d_{sh} l d} \leq [\sigma_{cz}]. \quad (7.4)$$

bu yerda, d_{sh} – shponka diametri, d – val diametri, l – shponka uzunligi.

7.2. Shponka materiali

Standart shponkalarining cho'zilgan mustahkamlik chegarasi $\sigma_v \geq 500 \text{ MPa}$ bo'lgan uglerodli va legirlangan po'lat simdan tayyorlanadi. Ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymati ishlatilish sharoiti, val va vtulka materialining mustahkamligi, vtulkani valga o'tkazish tipiga bog'liq bo'ladi.

Qo'zg'almas birikmalar uchun oraliq o'tkazishlarda $[\sigma_{\sigma}] = 80 - 150 \text{ MPa}$, tig'izlik bilan o'rnatishlarda $[\sigma_{\sigma}] = 110 - 120 \text{ MPa}$ olish tavsiya etiladi. Kichik qiymatlar cho'yan gupchak va yuklanishni keskin o'zgarish holatlari uchun tavsiya etiladi.

Bo'ylama yo'nalishda qo'zg'aluvchan birikmalarda qirilish va yeyilish ruxsat etilgan kuchlanishni sezilarli darajada kamaytiradi. Bu holat uchun $[\sigma_{\sigma}] = 20 - 30 \text{ MPa}$ olinadi.

Muhandislik amaliyotida, talabalarining kurs loyihalarida po'lat gupchak va ravon yuklanish ta'sir etganda $[\sigma_{\sigma}] \leq 100 \text{ MPa}$ olish tavsiya etiladi. $[\sigma_{\sigma}]$ qiymatini yuklanish o'zgaruvchan bo'lgan hollarda 20–25% qiymatga, zarbiy yuklanishlarda 40–50% ga kamaytirish tavsiya etiladi. Cho'yan gupchaklar ishlatilganda $[\sigma_{\sigma}]$ qiymatini ikki bora kamaytirish tavsiya etiladi.

7.3. Shponkali birikmalarning qo'llanishi va ularni hisoblash bo'yicha mulohazalar

Shponkali birikmalar mashinasozlikning turli tarmoqlarida keng qo'llanadi. Bu birikmalarning eng muhim afzalliklari – ularning soddaligi va nisbatan arzon narxi.

Kamchiliklari: birikmada val bilan gupchakning shponka o'yiqchasi tufayli mustahkamligi kamayadi; shponka o'yiqchasi zonasida kuchlanish konsentratsiyasi (to'planishi) valning toliqishdagi mustahkamligini pasaytiradi; birikmaning mustahkamligi val va gupchakning mustahkamligidan past bo'ladi. Shu sababli shponkali birikmalarni tezyurar, dinamik yuklanish ta'sir etadigan vallarda qo'llash tavsiya etilmaydi. Shponkali birikmalarning texnologik kamchiligi – ularni o'zaro almashuvchan qilib tayyorlashning qiyinchiligi, ya'ni shponkani o'yiqcha (paz) bo'yicha tanlash qo'shimcha ishni talab qiladi. Bunday texnologik kamchilik birikmani ko'plab ishlab chiqishda qiyinchilik tug'diradi. Qo'shimcha ishlov bilan shponkaning o'yiq-

chada ustivor holatini ta'minlashga harakat qilinadi. Chunki shponkaning og'ishi (buralib ketishi) birikma mustahkamligini jiddiy kamaytiradi. Chuqur o'yiqlik segmentsimon shponka bu jihatdan oddiy prizmasimon shponkaga nisbatan afzallikka ega. Segmentsimon shponkani yalpi ishlab chiqarishda qo'llagan ma'qulroq.

Shponkali birikmani hisoblashning o'ziga xosligi. Shponkaning hamma o'lchamlari va uning chetka chiqishlari standartlashtirilgan. Standart bo'yicha valning har bir diametriga shponkaning ko'ndalang o'lchamlari (eni va balandligi) to'g'ri keladi. Shu sababli shponkali birikmani tanlashda valning d diametri bo'yicha ma'lumotnomadan shponkaning $b \times h$ o'lchamlari tanlanadi va shponkaning mustahkamlik shartidan uning uzunligi l_x aniqlanadi. Uzunlikning hisobiy qiymati standart qatordagi qiametlardan gupchak uzunligiga moslab olinadi.

Shponkali birikmalarni hisoblash uchun keltirilgan formulalar birikmada tig'izlik bilan o'rnatishda hosil bo'lgan ishqalanish kuchini hisobga olmaydi. Bu ishqalanish kuchlari shponkali birikmaning qisman yuklanishini kamaytiradi va uning ta'siri birikma uchun ruxsat etilgan kuchlanish qiymatini tanlaganda hisobga olinadi.

Berilgan aylantiruvchi momentni bitta shponka uzata olmasa, ikki yoki uchta shponka qo'llanishi mumkin. Lekin bunday ko'p shponkalarni ishlatish texnologik qiyinchilik bilan bog'liq bo'ladi va bunda val bilan gupchakning mustahkamligi kamayadi. Shu sababli bunday hollarda tishli (shlitsali) birikmalarni qo'llash zarur bo'ladi.

Nazorat savol va topshiriqlari

1) Shponkali birikmalarning turlarini qaysi holatlarda qo'llagan ma'qul?

2) Ponasimon shponkali birikma aylantiruvchi momentni nimaning hisobiga uzatadi?

3) Prizmasimon shponkali birikmaning mustahkamligini tekshirishda nima sabadan ezuvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash yetarli deb hisoblanadi?

4) Qanday hollarda segmentsimon va silindrsimon shponkali birikmalarni qo'llash tavsiya etiladi?

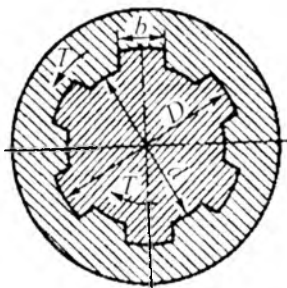
5) Shponkali birikmada hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi qanday hisobga olinadi?

VIII. TISHLI (SHLITSALI) BIRIKMALAR

Valdan gupchakka katta burovchi (aylantiruvchi) moment uzatish zarur bo'lsa, shponkali birikmaning o'rniga tishli (shlitsali) birikmani qo'llagan ma'qul. Avtomobilsozlik, stanoksozlik, traktorsozlikda tishli birikmalar qo'zg'aluvchan birikmalar sifatida ko'p qo'llaniladi.

8.1. Tishli (shlitsali) birikmalarning tuzilishi va turlanishi

Tishli (shlitsali) birikmalar valda tashqi va gupchakda ichki tish tayyorlaganda hosil bo'ladi (8.1-shakl). Tishli birikmalarning o'lchamlari va uning chegaralari standartlashtirilgan.

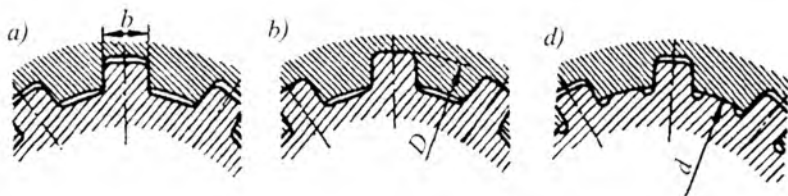


8.1-shakl. Tishli (shlitsa) birikma

Valdagi tishlar frezalash, randalash yoki qizdirib bosish natijasida deformatsiyalanib tayyorlanadi. Teshikdagi tishlar esa sidirgich yoki o'ygich bilan tayyorlanadi.

Standart bo'yicha tishli birikmalar yengil, o'rta va og'ir seriyada ishlab chiqiladi. Ularning balandligi va tish (shlitsa)lari soni o'zgaradi. Tish (shlitsa)lar soni 6 dan 20 tagacha bo'ladi. Og'ir seriyadagi birikmalarda tishlar balandligi va ularning soni ko'proq bo'ladi, bu esa katta yuklanish uzatish imkonini beradi. Tish (shlitsa)ning profili bo'yicha to'g'ri yonli, evolventali va uchburchak turlari mavjud. Uchburchak profilli tishlar kam tarqalgan.

To'g'ri yonli tishli birikmalar. Ularning yon qirralari b , tashqi diametri D va ichki diametri d bo'yicha markazlashtirish qo'llaniladi (8.2-shakl, a , b , d). Markazlashtirish usulini tanlaganda quyidagilarga rioya qilinadi.



8.2-shakl. Tish (shlitsa)li birikmalarni markazlashtirish:

a – yon tomon qirralari bo'yicha; b – tashqi diametri bo'yicha;

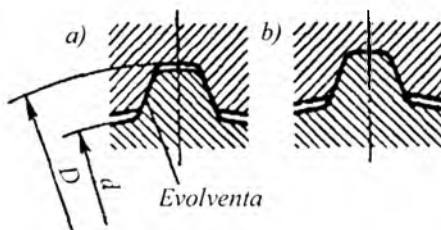
d – ichki diametri bo'yicha

D va d bo'yicha markazlashtirish yon qirralari bo'yicha markazlashtirishga qaraganda val va gupchakning yuqori o'qdosligini ta'minlaydi.

Yon qirralari b bo'yicha markazlashtirish (shlitsa)lar bo'yicha yuklanishning tekis taqsimlanishini ta'minlaydi. Bu sirt bo'yicha markazlashtirishni og'ir ish sharoitlari (zarbiy va reversiv yuklanishlar)da qo'llash tavsiya etiladi.

Markazlashtirish diametri D va d ni tanlash texnologik sharoitlarga bog'liq. Agar vtulka materialining qattiqligi sidirgich bilan ishlov berishga ($\leq 350 HB$) yo'l qo'ysa, u holda D bo'yicha markazlashtirish qo'llaniladi. Bunda markazlashtiruvchi sirtlar teshik sidirgich bilan kalibrlanadi, valning markazlashtiruvchi sirti esa silliqqlanadi. Vtulka materialining yuqori qattiqligida d bo'yicha markazlashtirish qo'llaniladi. Bu holda teshik va valning markazlashtiruvchi sirtlarini silliqqlash mumkin.

Evolventa tishli birikmalarni (8.3-shakl) vallarning katta diametrida qo'llash maqsadga muvofiq, chunki teshik va valda tish kesish uchun tishli g'ildiraklar kesishdagi o'ta mukammal texnologiyalardan foydalanish mumkin. Nisbatan kichik va o'rta diametrli vallarda ko'pincha to'g'ri yonli tishli birikmalar qo'llaniladi, chunki evolventali tish kesadigan sidirgichlar to'g'ri yonli shlitsani kesadiganlarga qaraganda qimmatroq bo'ladi. Shu sababli tishli birikmalar uchun standartda: to'g'ri yonli shlitsali birikmalar valning diametri 125 mm, evolventa shlitsali birikmalar – 500 mm gacha bo'lganda qo'llaniladi.



8.3-shakl. Evolventa shlitsali birikmalar

Evolventa tishli birikmalar yon tomoni yoki valning tashqi diametri bo'yicha markazlashtiriladi (8.3-shakl, a, b). Birinchi usul ko'proq qo'llaniladi.

Tishli g'ildiraklardan farqli ravishda evolventali birikmalarning profil burchagi 30° ga oshirilgan, balandligi esa 0,9–1 modulgacha kamaytirilgan. Evolventali va to'g'ri yonli shlitsali birikmalarni val o'qi bo'yicha qo'zg'aluvchan birikmalarda qo'llash mumkin.

8.2. Tishli birikmaning ishdan chiqish turlari va hisoblash asoslari

Tishli birikmalarning ishlash qobiliyati va hisoblash mezonlari quyidagilardan iborat:

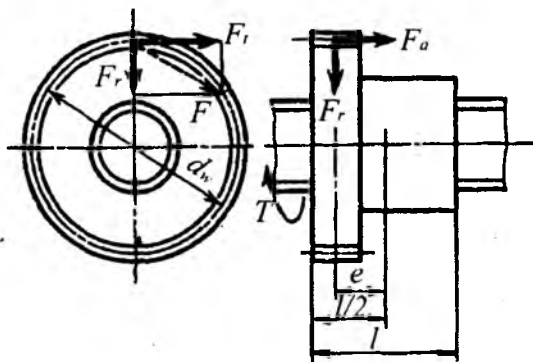
1) ishchi sirtlarning ezilishga qarshiligi;

2) fretting-korroziyadan (inglizchasiga "fret-eb" tashlash) yeyilishga qarshilik. Fretting-korroziyadagi yeyilish – bu tutash sirtlarning nisbatan kichik tebranma siljishlaridagi korroziya-mexanik yeyilish. Tishli birikmalarda bunday siljishlar deformatsiya va tirqislar bilan bog'liq bo'ladi.

Agar birikma valning aylanishida o'zining holatini o'zgartirmaydigan ko'ndalang kuch F bilan yuklangan bo'lsa (8.4-shakl, masalan, tishli ilashmadagi kuchlar), unda birikmadagi tirqishlar galma-gal qarama-qarshi tomonlarga yo'naladi, ya'ni tebranma siljishlar hosil bo'ladi.

Bundan tashqari, $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$ kuch gupchak markazidan siljigan bo'ladi va $M_{ag} = Fl$ ag'daruvchi momentni, bu moment esa gupchakning yaqin chekkasida yuklanish to'planishi (konsentratsiyasi)ni hosil qiladi. Bo'ylama kuch F_a ta'siridan ham ag'daruvchi moment hosil bo'ladi.

$M_{ag'2} = 0,5 F_a d_w$, bu erda, d_w – g'ildirak boshlang'ich aylanasi radiusi.
 $M_{ag} = M_{ag} \pm M_{ag'2}$ ning ta'siridan nafaqat yuklanish konsentratsiyasi, balki birikmadagi siklik ko'chishlar ham hosil bo'ladi.



8.4-shakl. Tishli (shlitsali) birikmaning yuklanishi

Demak, tishli gardishni gupchak o'rtasida joylashtirish bilan birikmadagi korroziya-mexanikaviy yeyilishni kamaytirish mumkin. Birikmaning yuklanish qobiliyatini oshirish uchun yana tayyorlash aniqligi va ishchi sirtlar qattiqligini ham oshirish mumkin.

Agar birikma faqat burovchi moment bilan yuklansa (F va F_a kuchlar nolga teng), masalan, valning mufta bilan birikishida, bunda nisbiy tebranma ko'chishlar, demak, yeyilish ham bo'lmaydi.

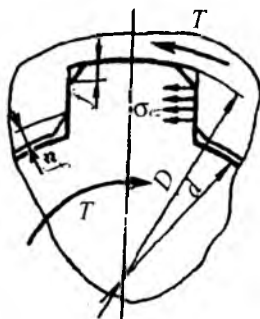
8.3. Tishli birikmalarni hisoblash

Tish ishchi sirtlarining ezilish va yeyilishi bitta parametr – bosim σ_{ez} ga bog'liq bo'ladi. Demak, σ_{ez} ni ezilish va yeyilishga hisoblashda umumlashgan hisoblash mezonini sifatida ko'rish mumkin. Bunda ruxsat etilgan kuchlanish qiymatini o'xshash konstruksiyalarni ishlatish tajribasi asosida belgilash mumkin. Bunday hisob umumlashgan mezon bo'yicha soddalashgan hisob deb ataladi.

Umumlashgan mezon bo'yicha soddalashgan hisob. Soddalashgan hisobiy modelda (8.5-shakl) yuklanish tishning uzunligi bo'yicha tekis taqsimlangan deb hisoblanadi. Bunda:

$$\sigma_{cz} = \frac{2T}{K_t z h d_{oz} l} \leq [\sigma_{cz}], \quad (8.1)$$

bu yerda, T – uzoq ta'sir etadigandan nominal burovchi moment eng kattasi; $K_t=0,7-0,8$ yuklanishning tishlar bo'yicha notekis taqsimlanish koeffitsienti; z – tishlar soni; h – tishlarning ishchi balandligi; l – tishlarning ishchi uzunligi, d_{oz} – birikmaning o'rtacha diametri.



8.5-shakl. Shlitsali birikmaning hisobiy sxemasi

To'g'ri yonli tishlar uchun:

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad d_{or} = 0,5(D + d).$$

Evolventali tishlar uchun:

$$h \approx m; \quad d_{or} = zm.$$

$$\text{Uchburchak profilli tishlar uchun } h = \left(\frac{D - d}{2} \right), \quad d_{or} = 0,5(D + d).$$

bu erda, z – tishlar moduli; $[\sigma_{cz}]$ – ruxsat etilgan kuchlanish.

$[\sigma_{cz}]$ ning qiymatlari jadvalda mashinasozlikning tarmoqlariga qarab beriladi. Uning qiymati birikmalarning ishlash sharoiti hamda ularni tashkil etuvchi detallarning termik ishlanganligiga qarab belgilanadi. Masalan, ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati qo'zg'almaydigan va o'rtacha sharoitda ishlaydigan birikmalar uchun:

- shlitsalarning sirti termik ishlanmagan bo'lsa, $[\sigma_{cz}] = 60 - 160 \text{ MPa}$;
- shlitsalarning sirti termik ishlangan bo'lsa, $[\sigma_{cz}] = 100 - 140 \text{ MPa}$;
- qo'zg'aluvchan birikmalar uchun $[\sigma_{cz}] = 5 - 15 \text{ MPa}$.

Aniqlashtirilgan hisob. Bu hisob faqat vallarning tishli g'ildirak, mufta va shunga o'xshash detallar bilan biriktiradigan to'g'ri yonli tishli birikmalar uchun ishlab chiqilgan. Boshqa detallar (shkivlar, parazit shes-ternya va boshqalar)ning tishli birikmalar bilan birikishida hisobiy sxema o'zgaradi va shu sababli ularning yuklanishi boshqacha bo'ladi.

Aniqlashtirilgan hisobda detallarni tayyorlash bilan bog'liq yuklanishning tish va uning uzunligi bo'yicha notekis taqsimlanishi, tishlarning ishlashib ketishi, xizmat muddati hisobga olinadi.

Birikma ezilish va yeyilishga hisoblanib, ularning kichik qiymati bo'yicha yuklanish qobiliyati aniqlanadi.

Ezilishga hisoblashda tishning ishchi sirtlaridagi o'ta yuklanish holatidagi plastik deformatsiyalarning oldi olinadi. Bu hisobda hamma tuzatuvchi koeffitsientlarning qiymatlari ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlagan-da hisobga olinadi.

Bunda (8.1) formula quyidagi ko'rinishga keladi:

$$\sigma_{cz} \approx \frac{2T}{zhd_{ot}l} \leq [\sigma_{cz}] \quad (8.2)$$

Ruxsat etilgan kuchlanish

$$[\sigma_{cz}] = \frac{\sigma_{oq}}{SK_T K_\alpha K_{bo\gamma} K_d}, \quad (8.3)$$

bu yerda, σ_{oq} – material ishchi sirtlarining oquvchanlik chegarasi; $S=1,25-1,4$ – mustahkamlikning zaxira koeffitsient; K_T – tishlar orasida yuklanishning notekis taqsimlanish koeffitsienti; $K_{bo\gamma}$ – yuklanishning bo'ylama konsentratsiya koeffitsienti; K_α – yuklanishning tayyorlash xatoligidan to'planish koeffitsienti; K_d – yuklanishning dinamiklik koeffitsienti.

Yeyilishga hisoblash quyidagi shart bo'yicha bajariladi:

$$\sigma_{cz} = \frac{2T}{zhd_{ot}l} \leq [\sigma_{cz}], \quad (8.4)$$

bu yerda, $[\sigma_{cz}]$ – yeyilish bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanish.

$$[\sigma_{\epsilon z}]_y = \frac{[\sigma_{\epsilon z}]_{shart}}{K_f K_{boy} K_x K_{1s} K_m K_{o'q}} \quad (8.5)$$

bu yerda, K_T – birikma tishida yuklanish va turlicha sirpanishning notekis taqsimlanish ko'effitsienti; K_{boy} – yuklanishning bo'ylama konsentratsiya ko'effitsienti; K_{yuk} – yuklanishning o'zgaruvchanlik ko'effitsienti; K_{1s} – to'la xizmat muddatida birikmada mikrosiljish sikllari soni ko'effitsienti; K_m – qo'zg'aluvchan birikmani moylash sharoiti ko'effitsienti; $K_{o'q}$ – birikmada bo'ylama harakatchanlik ko'effitsienti.

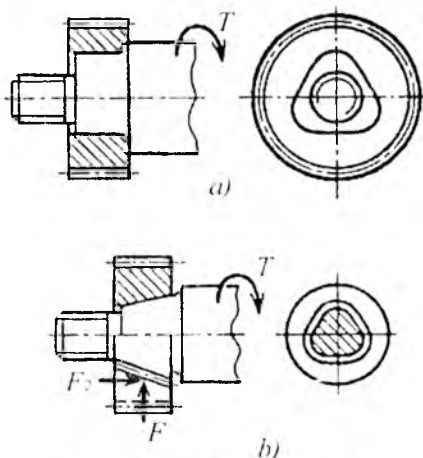
Yeyilishsiz ishlash hisobi cheksiz katta xizmat muddatida quyidagicha hisoblanadi:

$$\sigma_{\epsilon z} = \frac{2T}{zhd_{n'p}l} \leq [\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish} \quad (8.6)$$

bu yerda, $[\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish}$ – tishlarning yeyilishsiz ishlash shartidan ish sirtlaridagi ruxsat etilgan bosim; $[\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish} = 0,028 HB$ – tishlarga termik ishlov berilmasa, $[\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish} = 0,032 HB$ yaxshilangan tishlar uchun; $[\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish} = 0,3 HRC$ tish toblangan bo'lsa; $[\sigma_{\epsilon z}]_{ey\ ish} = 0,4 HRC$ tish sementatsiya qilingan bo'lsa.

8.4. Profil birikmalar to'g'risida umumiy ma'lumot

Profil birikmalar aylanti-ruvchi momentni valdan gupchakka uzatish uchun xizmat qiladi. Profil birikmalarda val bilan gupchak doiraviy bo'lmagan sirtlar bo'yicha tutashadi. Profil birikmalar ko'ndalang kesim yuzasida val va gupchakni tutashuv sirti bo'ylab doiraviy bo'lmagan profilga ega bo'ladi. Ko'pincha uchburchak profilli teng o'qli birikma qo'llaniladi (8.6-shakl).



8.6-shakl. Profil birikmalar

Profil birikmalar bo'ylama yo'nalishda silindrik yoki konussimon bo'ladi.

Profil birikmalarning afzalliklari: buralishdagi kuchlanish konsentratorlarining yo'qligi; birikma detallarining yaxshi markazlashishi; tig'izlik bilan biriktirilgan birikmalarga nisbatan mustahkamlik bo'yicha yuqori ishonchliligi.

Kamchiliklari: tayyorlash murakkabligi; birikma burovchi moment uzatganda ancha katta kesuvchi kuchlarning paydo bo'lishi.

Nazorat uchun savollar

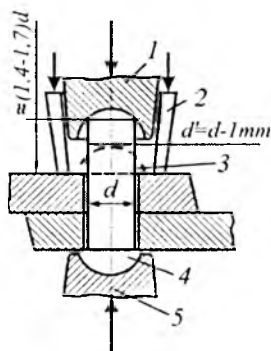
1. Tishli birikmalarning qanday turlarini bilasiz?
2. Tishli birikmalarni markazlashtirishda qaysi sirtlar qanday hollarda qo'llaniladi?
3. Tishli birikmalarning qanday ishdan chiqish turlarini bilasiz?
4. Tishli birikmalarning umumlashgan mezon bo'yicha soddalashgan va aniqlashgan hisobining qanday asosiy farqlarini ko'rsata olasiz?
5. Profil birikmalarning qanday afzallik va kamchiliklarini ko'rsatib bera olasiz?

IX. PARCHIN MIXLI BIRIKMALAR

Parchin mixli birikmalar ajralmas birikmalardir. Ko'p hollarda ulardan list va shakldor prokat profillarni biriktirish uchun qo'llaniladi. Bu birikmalarning asosiy elementi parchin mixdir.

9.1. Parchin mixli birikmalar konstruksiyasining tayyorlanishi, turlari, qo'llanish sohasi

Parchin mixli birikma parchin mix sterjenni detal teshigiga kiritib, parchinlash orqali hosil qilinadi (9.1-shakl).



9.1-shakl. Parchin mixni parchinlash:

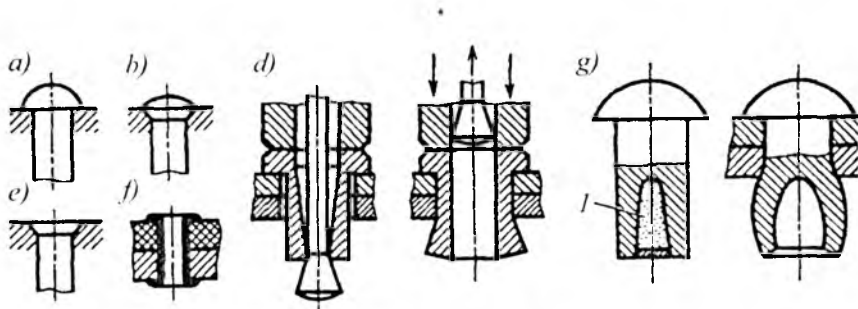
1 – siqish; 2 – mashinada parchinlashdagi qisqich; 3 – cho'ktirilgan kallak;
4 – tayyor kallak; 5 – tirgak

Parchinlashda plastik deformatsiya ta'siridan parchin mix qalpog'i hosil bo'ladi, mix sterjeni esa teshikdagi tirqishni berkitadi.

Detallardagi teshik bosib yoki parmalab tayyorlanadi. Parmalashda ish unumdorligi past bo'ladi, lekin yuqori mustahkamlikni ta'minlaydi. Teshikni bosim bilan teshishda teshik chetlarida mayda yoriqlar hosil bo'ladi, asbob chiqadigan tomonda o'tkir qirralar hosil bo'lib, u parchin mix sterjenini kesib yuborishi mumkin. Shu sababli bosib teshish ba'zan keyingi parmalash bilan qo'shib olib boriladi.

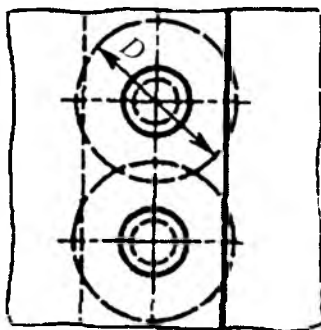
Parchinlash (sterjenni cho'ktirish)ni qo'lda yoki mashinada pnevmatik bolg'a, press va shu kabilar yordamida bajarish mumkin. Mashinada bolg'alashda birikma sifatli chiqadi, chunki bunda parchin mixning bir jinsliliigi ta'minlanadi va detallarni siquvchi kuch ortadi. Kichik diametrli (10 mm gacha) po'lat parchin mixlar va barcha rangli metallardan tayyorlangan parchin mixlar sovuqligicha parchinlanadi. Diametri 10 mm dan katta bo'lgan po'lat parchin mixlar qizdirilgandan so'nggina (1000°C atrofida temperaturagacha) parchinlanadi. Parchin mixlarning qizdirilishi parchinlash jarayonini yengillashtiradi va birikma sifatini oshiradi (teshik to'laligicha to'ldiriladi va detallarning tutashuvidagi tig'izlik yuqori bo'ladi).

Birikmaning konstruksiyasidan qat'iy nazar, geometrik o'lchamlari standartlashtirilgan turli xil parchin mixlar ishlatiladi. 9.2-shaklda parchin mixlarning asosiy turlari tasvirlangan (a – yarim doiraviy kallakli; b – yarim yashirish kallakli; e – yashirish kallakli; f – quvursimon). Agar parchin mixning parchinlanadigan kallagiga yo'l bo'lmasa (masalan, samolyotning ichi bo'sh qanoti), unda bir tomondan parchinlanadigan parchin mixlar qo'llaniladi. Masalan, 9.2, d -shakldagi yopuvchi kallak konussimon opravkani konussimon teshik orqali sidirishda hosil bo'lsa, 9.2, g -shakldagi parchin mix oz miqdordagi pitrani portlatib, do'm-boqcha shakliga keltiradi.



9.2-shakl. Parchin mixning turlari

Parchin mixlar vazifasiga ko'ra mustahkam, mustahkam-jips va jips chokliga ajratiladi. Mustahkam choklarda birikmaning yetarli darajada mustahkam bo'lishi ta'minlanadi (ular ko'pincha metall konstruksiyalarda qo'llaniladi). Mustahkam-jips choklar katta mexanik kuchga chidashdan tashqari chokning jips bo'lishini ham ta'minlab, zarur hollarda qo'llaniladi (masalan, bug' qozonlarida, yuqori bosim ostidagi rezervuarlarda); jips choklar ta'sir etuvchi bosim katta bo'lmay, germetik bo'lish talab etilgan hollarda (masalan, uncha katta bo'lmagan ichki bosimli rezervuarlarda) qo'llaniladi.

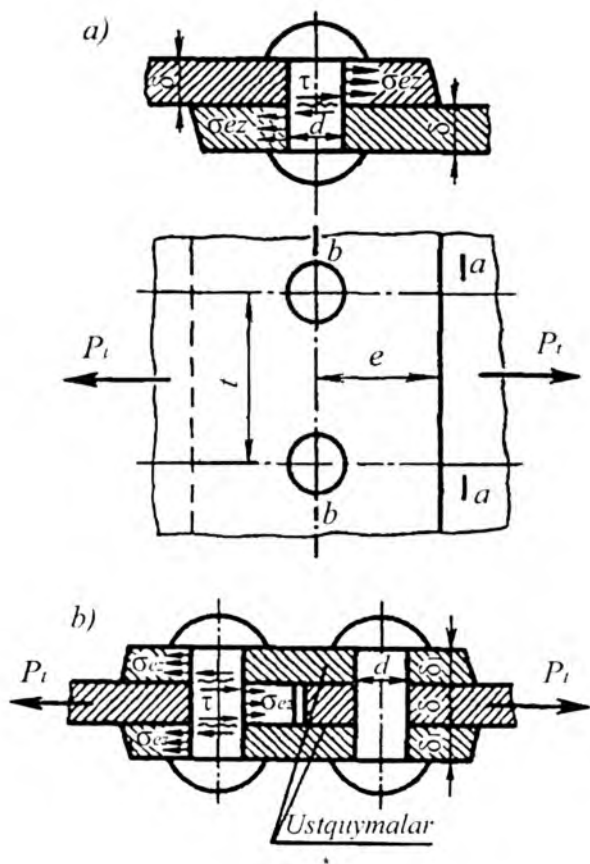


9.3-shakl. Parchin mixning ta'sir etish zonasi

Har bir parchin mix o'zining ta'sir zonasiga ega bo'lib (9.3-shakl), bu zonaga detallarning tutashuvdagi siqilish deformatsiyasi ta'sir etadi. Agar qo'shni parchin mixlarning ta'sir zonolari tutashgan bo'lsa, birikma jips bo'ladi. Ba'zan birikma jips bo'lishi uchun biriktirilayotgan detal (list) parchin mix atrofi bo'yicha pnevmatik bolg'a yordamida chaqalanib chiqiladi.

Konstruktiv belgisi bo'yicha ustma-ust va uchma-uch bir qatorli va ko'p qatorli, bir kesimli va ko'p kesimli parchin mixli birikmalar farqlanadi. 9.4-shaklda: a – ustma-ust, bir qatorli, bir kesimli chok; b – uchma-uch ikkita ustqo'yimli bir qatorli, ikki kesimli chok ko'rsatilgan.

Parchin mixli birikmalar yomon payvandlanadigan materialdan tayyorlangan detallarni biriktirishda qo'llaniladi. Bundan tashqari ular yemirilish jarayonini sekinlashtirish maqsadida ham qo'llanilishi mumkin.



9.4-shakl. Parchin mixli birikmali konstruksiyalar

Masalan, payvand birikmalarda yoriq hosil bo'lishi kuchlanishning yuqori to'planishi (konstentratsiyasi) bilan bog'liq bo'lib, yemirilish jarayonini tezlashtiradi. Parchin mixning, masalan, samolyot qanotidagi minglab parchin mixdan bir yoki bir nechtasining yemirilishi birdan qanotning yemirilishiga olib kelmaydi, bu holda ishdan chiqqan mixlarni topib, tezda alimastirish mumkin.

Parchin mixli birikmalar samolyotlarning ustki qobig'ini yasashda, kemasozlikda, yuk ko'targich kranlarining fermalari hamda ko'priklarni qurishda keng ko'lamda ishlatiladi.

9.2. Parchin mixli choklarni mustahkamlikka hisoblash

Choklarni hisoblashda ayrim soddalashtirishlar kiritiladi. Masalan, chokka ta'sir etuvchi kuch parchin mixlarga bir xilda, listning eni bo'ylab esa bir tekisda taqsimlanadi deb olinadi. Chokning yemirilishi parchin mixning kesilishi, parchin mixning yoki teshik devorining ezilishi, listning uzilishi, eng chetda joylashgan parchin mix ta'sirida listning kesilishi oqibatida yuz berishi mumkin.

Parchin mixli birikmaning asosiy o'lchamlariga me'yorlar ishlab chiqilgan bo'lib, ularda listning qalinligi δ va prokat profilning o'lchami bo'yicha d , t , l va δ_l , larning qiymati tavsiya etilgan, bunda hisob tekshiruvchi hisob tusini oladi.

Quyida parchin mixli birikmalarning ba'zi xususiyatlari va ularni hisoblashning o'ziga xosligi ko'rsatilgan.

Enli listlarni birlashtirishda (9.4-shakl) hisobiy yuklanish sifatida bir qadamda ta'sir etuvchi F_t kuch qiymatini, odatda, listning parchin mix bilan kuchsizlantiradigan $a-a$ kesimidagi cho'zilishdagi kuchlanish σ bo'yicha olinadi. σ kuchlanish asosiy hisoblardan ma'lum bo'lsa,

$$F_t = \sigma' t \delta \text{ bo'ladi.}$$

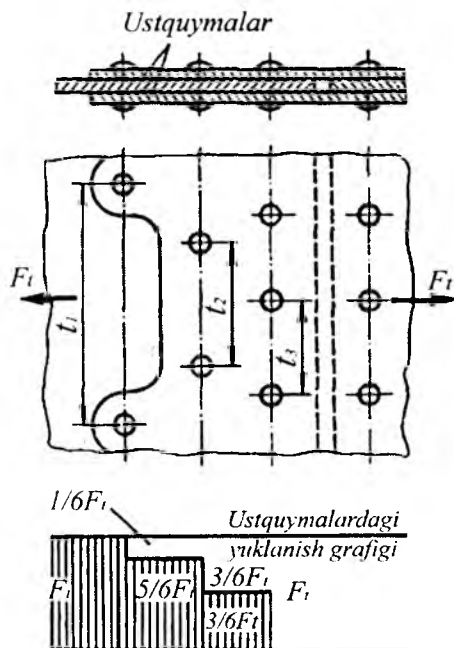
Listning $b-b$ kesimdagi mustahkamlik sharti:

$$\sigma = \frac{F_t}{(t-d)\delta} \leq [\sigma].$$

$$\text{Nisbat} \quad \frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{(t-d)}{t} = \varphi \quad (9.1)$$

parchin mixli chokning mustahkamlik koeffitsienti deyiladi.

φ ning qiymati parchin mixlar bilan birlashtirilganda listlarning mustahkamligi qancha kamayishini bildiradi. Masalan, 9.4, a -shakldagi bir qatorli bir kesimli chokda standart o'lchamlar uchun $\varphi=0,65$ bo'lsa, demak, parchin mixli birikmaning qo'llanishi listning qalinligini 35% ga kamaytiradi. Detallar mustahkamligining pasayishi parchin mixli birikmalarning eng muhim salbiy xarakteristikasidan biri hisoblanadi. φ ning qiymatlarini oshirish uchun ko'pqatorli va ko'p kesimli choklar ishlatiladi (9.4 va 9.5-shakllar).



9.5-shakllar. Uch qatorli ikki kesimli chokli birikma

9.5-shaklda mustahkam-jips uch qatorli o'zgaruvchan qadamli parchin mixli birikma ko'rsatilgan (chokning o'ng tarafi chap tarafiga simmetrik bo'lib, shaklda ko'rsatilmagan). Bunda t_1 frontda asosiy chokda oltita parchin mix joylashgan. Har bir parchin mix $(1/6) F_t$ yuklanishni qabul qiladi. Shunga mos ravishda 9.5-shaklda list va ustqo'ymaning turli kesimlarida hosil bo'ladigan bo'ylama kuch epyu-rasi ko'rsatilgan. Listning kesimi parchin mixning birinchi qatorida to'liq F_t kuch bilan yuklangan. Bu kesimning mustahkamligini ozgina pasaytirish uchun unda bitta parchin mix joylashtirish mumkin va h.k. Parchin mixga tushadigan kuchning kamligi va kesim tekisligining ikkitaligi mix diametrini sezilarli kamaytirish imkonini beradi. Diametrning kamayishi chok mustahkamligini oshirishga olib keladi (9.1 formulaga qarang), masalan, ko'rilyotgan chok uchun $\varphi \approx 0,9$ bo'ladi. Lekin φ ning qiymatini oshirish birikma konstruksiyasining murakkab-lashishiga va narxining qimmatlashishga olib keladi.

Umuman olganda, chokdagi bitta parchin mixda ta'sir etuvchi kuch bo'ylama kuch epyurasidan aniqlanadi. Bitta parchin mixga tushuvchi kuchni F_0 bilan belgilasak,

$$F_0 = \frac{F_l}{n} \quad \text{bo'ladi,}$$

bu yerda, n – chokning bir qatoridagi parchin mixlar soni. Bu kuch ta'siridan parchin mix va chokda hosil bo'ladigan kuchlanishlar:

$$\tau_{kes} = \frac{F_0}{\pi d^2} \leq [\tau_{kes}]; \quad (9.2)$$

$$\sigma_{ch} = \frac{F_0}{(t-d_0)\delta} \leq [\sigma_{ch}]; \quad (9.3)$$

$$\sigma_{cz} = \frac{F_0}{d_0\delta} \leq [\sigma_{cz}]; \quad (9.4)$$

$$\tau_{tez} = \frac{F_0}{2\left(t - \frac{d_0}{2}\right)\delta} \leq [\tau_{tez}]; \quad (9.5)$$

bu yerda, d_0 – listdagi teshikning diametri (hisoblash vaqtida parchin mixning diametri o'rinda olinadi);

$t - 2$ parchin mix markazlari orasidagi masofa, qadam;

t_1 – eng chetda joylashgan parchin mix markazidan list qirrasigacha bo'lgan masofa;

δ – biriktirilayotgan listlarning qalinligi;

$[\tau_{kes}]$ – ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish;

$[\sigma_{ch}]$ – ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanish;

$[\tau]$ – listning chetki qismi uchun ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish.

Odatda, $[\sigma_{cz}] = (1.4 \div 1.7)[\tau_{kes}]$, bu e'tiborga olinsa,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_{cz}]}{(1.4 \div 1.7)} = [\sigma_{cz}] d_0 \delta \quad \text{bo'ladi.}$$

Bundan $d_0 = (1.8 \div 2.2) \delta$ kelib chiqadi.

$[\tau_{kes}] \approx [\sigma_{ch}]$ dan $\delta = \frac{d_0}{2}$ bo'ladi. $\frac{\pi d_0^2}{4} [\tau_{kes}] = (l - d_0) \frac{d_0}{2} [\tau'_{kes}]$ tenglikdan

$t_l = 2.57 d_0$ ni topish mumkin. Amaliy hisoblarda shularni e'tiborga olsak, $t_l = (3-5)d$ qilib olinadi.

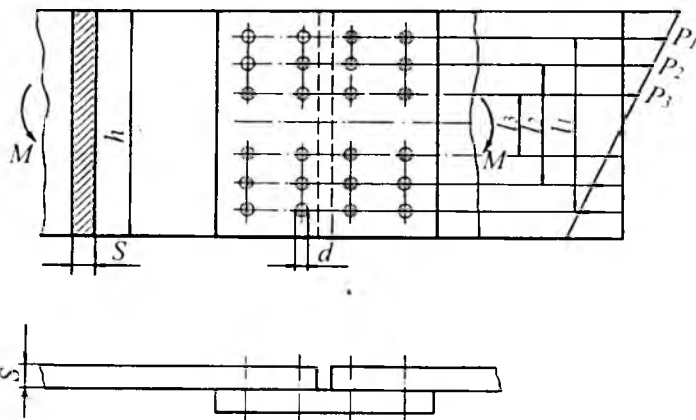
$[\tau_{kes}] = 0.8 [\tau_{kes}]$ va $\delta = \frac{d_0}{2}$ da

$\frac{\pi d_0^2}{4} [\tau_{kes}] = 2(l - d_0) \frac{d_0}{2} \cdot 0.8 [\tau_{kes}]$ bo'ladi. Bu tenglikdan $t_l < 1.5 d_0$ kelib chiqadi.

Amaliy hisoblashlarda $t_l = (1.5-2)d_0$ va $d_2 = 1.5 d_0$ olinadi.

Eguvchi moment ta'sir etuvchi chokni hisoblash.

Dastlab chokning taxminiy sxemasi belgilab olinadi. Sxemada chokdagi parchin mixlarning soni, ularning o'zaro joylashishi ko'rsatilgan bo'ladi.



9.6-shakl. Eguvchi moment ta'sir etadigan parchin mixli birikma

Ta'sir etuvchi moment M ni parchin mixlardagi juft kuchlar momentiga tenglashtirish usuli bilan hisoblaymiz (9.6-shakl).

$$M < F_1 l_1 + F_2 l_2 + F_3 l_3 + \dots \quad (9.6)$$

F_1, F_2, F_3 – har bir gorizontaal qatordagi parchin mixlarga ta'sir etuvchi kuchlar;

l_1, l_2, l_3 – neytral o'qqa nisbatan baravar oraliqlarda joylashgan qatorlar orasidagi masofa,

$$\frac{F_2}{F_1} = \frac{l_2}{l_1}; \quad F_2 = F_1 \frac{l_2}{l_1}; \quad \frac{F_3}{F_1} = \frac{l_3}{l_1}; \quad F_3 = F_1 \frac{l_3}{l_1}.$$

Demak, (9.6) tenglamani quyidagicha yozish mumkin:

$$M = F_1 \frac{l_1^2}{l_1} + F_1 \frac{l_2^2}{l_1} + F_1 \frac{l_3^2}{l_1} = \frac{F_1}{l_1} \Sigma l_i^2; \quad (9.7)$$

bu yerda, $i = 1, 2, 3.$ $F_i = \frac{M l_i}{\Sigma l_i^2}$

M – masalaning shartida beriladi.

l_1, l_2 va l_3 exemadan olinadi. Bitta parchin mixga tushadigan kuch $F_n = \frac{F_1}{n_1}$; n_1 – birinchi qatorda joylashgan parchin mixlar soni. Shakl uchun $n_1=2$. Bitta parchin mixga ta'sir etuvchi kuch bo'yicha parchin mix mustahkamligi hisoblanadi.

Parchin mixli chokka eguvchi momentdan tashqari ko'ndalang kuch F_r hamda cho'zuvchi kuch N_{ch} ham ta'sir etsa, bitta parchin mixga ta'sir etuvchi kuchlarning teng ta'sir etuvchisi:

$$F_n = \sqrt{\left(\frac{F_1}{n_1} + \frac{N_{ch}}{n}\right)^2 + \left(\frac{F_r}{n}\right)^2}. \quad (9.8)$$

n – chokdagi parchin mixlarning umumiy soni; $\frac{N_{ch}}{n}$ – kuch N_{ch} ning bitta parchin mixga to'g'ri keladigan qiymati; $\frac{F_r}{n}$ – kuch F_r ning bitta parchin mixga to'g'ri kelgan qiymati. Parchin mixning mustahkamligi F_n dan foydalanib topiladi.

9.3. Parchin mixlar materiallari va ruxsat etilgan kuchlanishlar

Parchin mixlar po'lat, mis, latun, alyuminiy va boshqa materiallardan tayyorlanadi. Parchin mix materiali plastik bo'lib, toblanmasligi kerak. Materialning yuqori plastikligi parchinlashni osonlashtiradi va yuklanishning parchin mixlarga tekis taqsimlanishini ta'minlaydi. Parchin mix uchun material tanlaganda mix va biriktirilayotgan materialning haroratdan chiziqli kengayish koeffitsientlari teng yoki yaqin bo'lishini ta'minlash kerak.

Aks holda haroratlar o'zgarganda birikmada haroratdan kuchlanishlar paydo bo'ladi. Turli materialdan foydalanish o'ta xavfli bo'lib, ular galvanik juft hosil qilishadi. Galvanik tok birikmani tez yemiradi. Bunday hodisa kimyo sanoatida va kemasozlikda kuzatiladi. Shu sababli alyumin detallarni biriktirishda alyumin parchin mix, mis detallar uchun mis parchin mix qo'llaniladi.

Parchin mix uchun ruxsat etilgan kuchlanish teshikka ishlov berishga (parmalash yoki bosib teshish) va tashqi yuklanishga bog'liq bo'ladi (statik, dinamik).

Agar kuch chokka o'zgaruvchan ta'sir etsa, ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati 10 – 20% ga kamaytiriladi.

Nazorat uchun savollar

1. Parchin mix qanday materiallardan tayyorlanadi?
2. Tuzilishi bo'yicha qanday parchin mixlarni bilasiz?
3. Parchin chok mustahkamlik koeffitsientini qanday oshirish mumkin?
4. Parchin mixli choklarda qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
5. Parchin mix materialini tanlaganda nimalarga e'tibor berish kerak?

X. PAYVAND BIRIKMALAR HISOBI

Payvand birikma ajralmaydigan birikmadir. U detal materialini tutashish zonasida eritish orqali amalga oshiriladi hamda qo'shimcha yordamchi elementni talab qilmaydi. Birikmaning mustahkamligi payvand chok materialining bir jinsliliigi va uzluksizligiga hamda uni o'rab turuvchi zonaga bog'liq bo'ladi.

Payvandlash turlaridan eng ko'p tarqalgani elektr payvandlash hisoblanadi. Elektr payvandlashning ikkita asosiy turi mavjud: elektr yoy payvandlash va kontakt payvandlash.

Elektr yoy payvandlash metallni eritishda elektr yoyidan foydalanishga asoslangan. Bunday payvandlash flus ostida avtomatik ravishda bajarilsa, uning unumdorligi 20 baravar oshadi. Kontakt payvandlashda esa detallarning tutashish zonasidagi yuqori qarshilik R dan foydalaniladi.

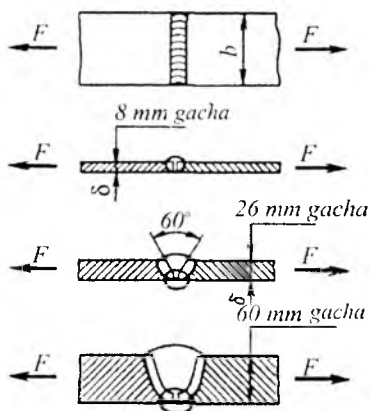
Payvandli birikma biriktirilayotgan qo'shma detalni yaxlitga o'xshatish imkonini beradi. Payvand birikmada detalning teng mustahkamlik shartiga, massasini kamaytirish va narxini arzonlashtirishga oson erishish mumkin.

Payvandlash nafaqat detallarni biriktirish, balki ularni tayyorlash usuli ham hisoblanadi. Payvand birikmalar ko'p hollarda quyma va shtamplangan detallar o'rniga ishlatiladi. Payvand birikmalarni tayyorlash uchun qolip, model yoki shtamplar kerak bo'lmaydi. Quyma detallarga nisbatan payvand detallarda tayyorlangan devorlarning qalinligi yupqa bo'ladi, bu esa detal massasini kamaytiradi va material sarfini qisqartiradi. Payvandlab tayyorlanadigan konstruksiyalar material sarfini yoki massasini 30–50% ga kamaytiradi va mahsulot tannarxini 1.3–2 marta arzonlashtiradi.

10.1. Uchma-uch payvand birikmalar

Uchma-uch payvand birikma eng sodda va qulay hisoblanadi. Biriktirilayotgan detallarning qalinligiga qarab ularning chetlariga ba'zan ishlov beriladi (10.1-shakl).

Detalning qalinligi kichik bo'lsa, uning qirrasiga ishlov berish shart emas, o'rta va katta qalinliklarda detalning chetki qirrasiga ishlov berish detalning butun uzunligi bo'yicha chokning hosil bo'lish talabidan kelib chiqadi.



10.1-shakl. Uchma-uch payvand choklar turlari

Uchma-uch chok bilan nafaqat list yoki polosa, balki quvur, bur-chaklik, shveller va boshqa shaklli profillarni ham payvandlash mumkin. Hamma holatlarda ham yig'ma detal yaxlitga yaqin chiqadi.

Uchma-uch chokning buzilishi chekka detalning termik ta'sir etish zonasidagi kesimida bo'lishi mumkin.

Amaliyotdan kuzatilishicha, payvandlash sifatli amalga oshirilsa, po'lat detallar birikmasi, asosan, termik ta'sir zonasida buziladi. Shu sababli uchma-uch payvand birikmani mustahkamlikka hisoblash mazkur zonadagi kesim uchun amalga oshiriladi. Bunda detal mustahkamligining kamayishi ruxsat etilgan kuchanish belgilanganda hisobga olinadi. Masalan, uchma-uch biriktirilgan polosa uchun (10.1-shakl):

cho'zilishda

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma];$$

egilishda

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma];$$

(10.1)

bu yerda, b va δ polosa eni va qalinligi; $[\sigma]$ – payvand birikma uchun ruxsat etilgan kuchlanish; $[\sigma]$ ning asosiy detal metalli ruxsat etilgan kuchlanishiga nisbati payvand birikmaning mustahkamlik koeffitsienti deb ataladi:

$$\varphi = \frac{[\sigma]}{[\sigma]_h} \quad (10.2)$$

Uning qiymati 0,9 dan 1,0 gacha bo'ladi, ya'ni uchma-uch chok deyarli biriktirilgan detallar bilan teng mustahkam bo'ladi. Agar birikmaning mustahkamligini oshirish zarur bo'lsa, qiya chok qo'llaniladi (10.2-shakl). Qiya chokning mustahkamligini (10.1) formula bilan tekshirilganda, $[\sigma] = [\sigma]_h$ olinadi.

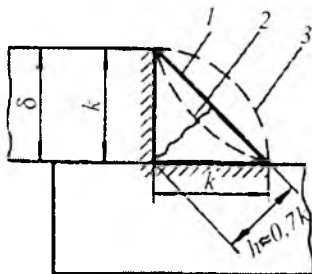


10.2-shakl. Qiya uchma-uch chok

10.2. Ustma-ust payvand birikmalar hisobi

Ustma-ust payvand birikmalarda burchak choklar ishlatiladi. Ko'n-dalang kesim shakli bo'yicha burchak choklar normal 1, botiq 2 va qavariq 3 turlarga (10.3-shakl) bo'linadi. Amaliyotda normal chok ko'p ishlatiladi. Qavariq chok qo'llanganda detal kesimi keskin o'zgaradi, bu esa kuchlanishning yuqori to'planishiga olib keladi. Botiq chok kuchlanish to'planishini kamaytiradi va o'zgaruvchan yuklanish ta'sir etganda qo'llash uchun tavsiya qilinadi. Botiq chok mexanik ishlov yo'li bilan amalga oshiriladi, bu esa birikma tannarxini oshiradi. Shu sababli bunday chok qo'shimcha xarajatlar o'zini oqlagandagina qo'llanishi maqsadga muvofiq.

Burchak chokining asosiy geometrik o'lchamlari – chokning kateti k va balandligi h ; normal choklar uchun $h = \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Payvandlash texnologiyasidan list qalinligi $\delta \geq 3$ mm bo'lsa, $k \geq 3$ mm deb olinadi. Ko'p hollarda $k = \delta$.

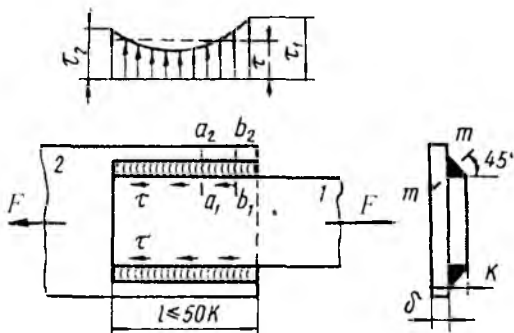


10.3-shakl. Burchak choklarning turlari:

1 – normal; 2 – botiq; 3 – qavariq

Choklarning joylashishiga qarab ro'para, yonbosh va qiya choklar bo'ladi.

Ta'sir etuvchi kuchga nisbatan ro'para chok perpendikulyar (tik), yonbosh chok esa parallel joylashadi. Odatda, bir vaqtda yonbosh va ro'para chokli aralash kombinastiyali chok ishlatilishi mumkin. Avval faqat yonbosh chokli va ro'para chokli, so'ngra aralash chokli birikmalarning hisobini ko'rib chiqamiz.



10.4-shakl. Yonbosh chokning hisobiy sxemasi

Yonbosh choklar (10.4-shakl) $m-m$ kesim bo'yicha urinma kuchlanish ta'siridan yemiriladi. $m-m$ kesim burchak chokning bissektisasiga tog'ri keladi. Yonbosh chokning uzunligini oshirish kuchlanishning notekis taqsimlanishiga olib keladi. Shu sababli uzun yonbosh choklarni qo'llash maqsadga muvofiq emas.

Amaliyotda yonbosh choklar uzunligini $l \leq 50k$ shart bilan chegaralab qo'yiladi. Bunday choklar hisobi taxminan kuchlanish o'rtacha qiymati bo'yicha olib boriladi, mustahkamlik sharti quyidagi ko'rinishda bo'ladi:

$$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau], \quad (10.3)$$

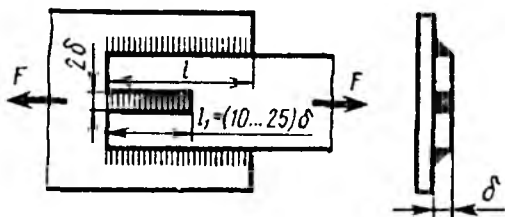
bu yerda, $0,7k$ – chokning $m-m$ bissektisasi bo'yicha qalinligi.

Yonbosh chokning mustahkamligi yetarli bo'lmasa, detallarning o'rtasidan qo'shimcha chok o'tkazib (10.5-shakl), birikmaning mustahkamligini oshirish mumkin.

Mustahkamlik sharti $\tau = \frac{F}{2k(0,7l_{yom} + l_1)} \leq [\tau]$, bu yerda, $k = \delta$.

Agar choklar detalning markazidan turli xil – e_1, e_2 uzoqlikda bo'lsa, u holda choklarning uzunligi $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$ bo'ladi (10.6-shakl). Unda mustahkamlik sharti:

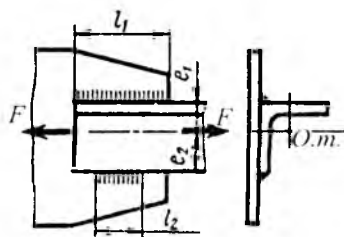
$$\tau = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau].$$



10.5-shakl. Qo'shimcha chokli birikma

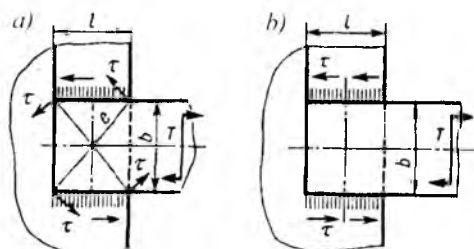
Agar yonbosh chokli birikmaga moment ta'sir etsa (10.7-shakl), chokdagi kuchlanish quyidagicha bo'ladi: $\bar{T} = \frac{M}{W_p}$.

bu yerda, W_p – chokning yemiriladigan kesimining buralishga bo'lgan qarshilik momenti. Amalda ko'proq uchraydigan choklar uchun ($l \ll b$) $W_p = 0,7klb$.



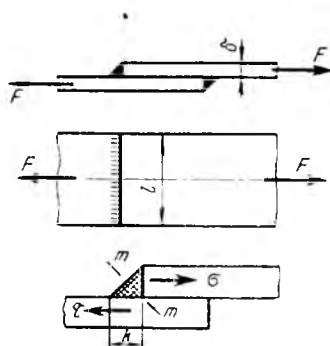
10.6-shakl. Asimmetrik detallarning biriktirish sxemasi

U holda,
$$\tau = \frac{T}{0,7klb} \leq [\tau]. \quad (10.4)$$



10.7-shakl. Momentning yonbosh chokka ta'sir etishi

Ro'para choklarda (10.8-shakl) kuchlanish notekis taqsimlanadi. Ro'para choklarda detallarning tutashuv yuzasida hosil bo'ladigan kuchlanishdan tashqari, perpendikulyar kesimdagi normal kuchlanish ham asosiy hisoblanadi.



10.8-shakl. Ro'para chokli birikma

Muhandislik amaliyotida ro'para choklar faqat τ kuchlanish bo'yicha hisoblanadi. Xuddi yonbosh choklardagi kabi hisobiy kesim $m-m$ bissektisa bo'yicha olinadi. Aynan shu kesimda chokning yemirilishi amaliyotda ham o'z isbotini topgan.

Ro'para chokning mustahkamlik sharti:

$$\tau = \frac{F}{0,7\kappa l} \leq [\tau]. \quad (10.5)$$

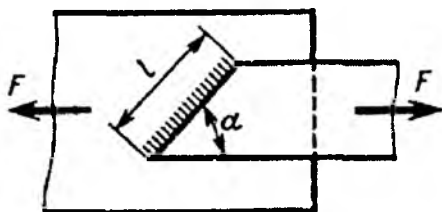
Agar choklar ikkita bo'lsa,

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7\kappa l} \leq [\tau] \text{ bo'ladi.}$$

Hamma burchak choklar $m-m$ kesim bo'yicha faqat τ kuchlanish bo'yicha hisoblanadi. Bu amalda hisobni soddalashtiradi va juda qulay hisoblanadi.

Qiya chokning (10.9-shakl) mustahkamlik sharti:

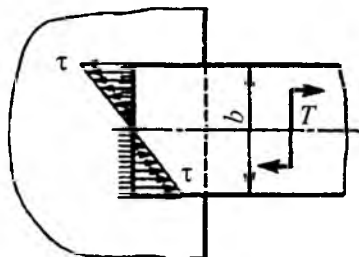
$$\tau = \frac{F}{0,7\kappa l} \leq [\tau]. \quad (10.6)$$



10.9-shakl. Qiya chok

10.10-shaklda ro'para chokli birikmaga moment ta'sir etgan hol ko'rsatilgan. Bunda σ normal kuchlanish polosaning yoni bo'yicha xuddi balkaning egilishidagi normal kuchlanishga o'xshash taqsimlanadi. Ro'para chokning eguvchi moment ta'siridan hisobi:

$$\tau = \frac{T}{W} = \frac{6T}{0,7\kappa b^2} \leq [\tau]. \quad (10.7)$$



10.10-shakl. Moment ta'sir etgandagi ro'para chokning hisobiy sxemasi

Yonbosh va ro'para chok bir vaqtda ishlatilganda birikmaga kuch ta'sir etsa (10.11-shakl),

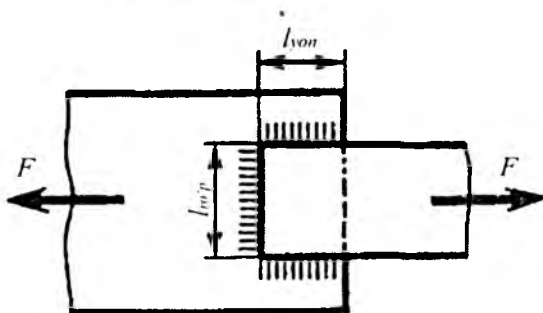
$$\tau_F = \frac{F}{0.7kl(2l_{yon} + l_{ro'p})} \leq [\tau]. \quad (10.8)$$

Moment ta'sir etganda (10.12-shakl),

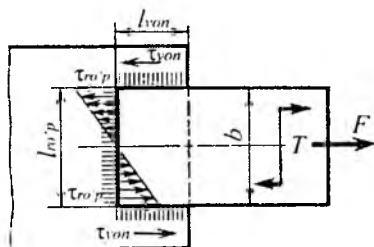
$$\tau_T = \frac{T}{0.7kl_{yon}l_r + 0.7kl_r^2} \leq [\tau]. \quad (10.9)$$

Bir vaqtning o'zida kuch va moment ta'sir etsa,

$$\tau = \tau_T + \tau_F \leq [\tau]. \quad (10.10)$$



10.11-shakl. Aralash (yonbosh va ro'para) chokli birikmaga cho'zuvchi kuchning ta'siri



10.12-shakl. Aralash chokli birikmaga momentning ta'siri

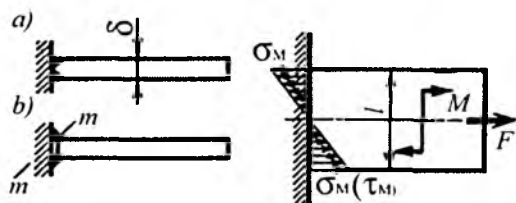
Ustma-ust birikmaga baho berishda quyidagini ta'kidlash mumkin, ular shakli va material sarfi bo'yicha uchma-uch birikmalardan quyida bo'ladi, lekin bunda detal chekkalariga ishlov berish talab qilinmaydi.

10.3. Tavrli payvand birikmalar hisobi

Tavrli payvand birikmalarda payvandlanadigan detallar o'zaro bir-biriga tik joylashadi. Bu birikmalarning chekka qirrasiga ishlov berib, uchma-uch (10.13. *a*-shakl) yoki chekka qirrasiga ishlov bermay, burchak choklar (10.13. *b*-shakl) bilan payvandlash mumkin. Birikma-ning eguvchi moment va cho'zuvchi kuch ta'siridan mustahkamlik sharti:

uchma-uch birikma uchun
$$\sigma = \frac{6M}{\delta \ell^2} + \frac{F}{\delta \ell} \leq [\sigma]; \quad (10.11)$$

burchak chok uchun
$$\tau = \frac{6M}{2\ell^2 \cdot 0,7\kappa} + \frac{F}{2\ell \cdot 0,7\kappa} \leq [\tau]. \quad (10.12)$$



10.13 shakl. Tavrli payvand birikmalar;
a – uchma-uch chokli; *b* – burchak chokli

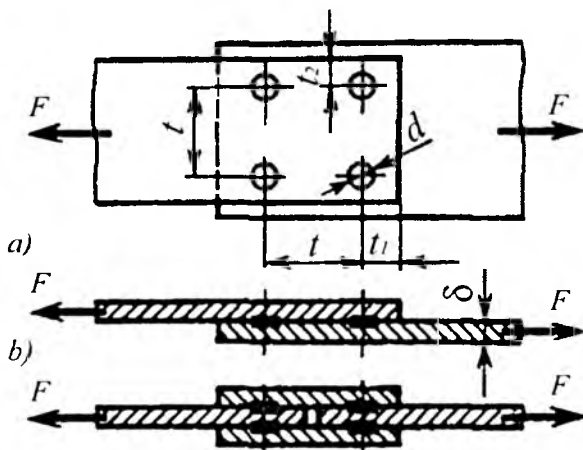
10.4. Kontakt payvand birikmalar

Listlar kontaktlab payvandlanganda uchma-uch, ustma-ust choklar hosil bo'ladi.

Uchma-uch payvandlangan choklarning mustahkamligi listning mustahkamligiga teng bo'ladi.

Ustma-ust payvandlash ikki xil usulda bo'ladi: nuqtaviy va lentali. Nuqtaviy kontakt (10.14-shakl) payvandlash, asosan, yupqa list materiallarning qalinligi ≤ 3 nisbatda bo'lganda qo'llaniladi. Bunda ustma-ust qo'yilgan listlar bir nechta nuqtada o'zaro biriktiriladi. Har bir nuqtaning diametri listning qalinligi δ ga qarab tanlanadi:

$$\begin{array}{ll} \delta \leq 3 \text{ mm da} & d = 1,2\delta + 4 \text{ mm;} \\ \delta > 3 \text{ mm da} & d = 1,5\delta + 5 \text{ mm.} \end{array}$$



10.14-shakl. Nuqtaviy kontakt payvandlash

Nuqtalar orasidagi va qirralardan eng chetdagi nuqtalargacha bo'lgan masofalar quyidagicha olinadi:

$$t = 3d; \quad t_1 = 2d; \quad t_2 = 1,5d.$$

Birikmaning mustahkamligi:

$$\tau = \frac{F}{z \frac{\pi d^2}{4} i} \leq [\tau], \quad (10.13)$$

bu yerda, z – payvand nuqtalar soni, i – kesilishi mumkin bo‘lgan tekisliklar soni. Mustahkamlikni oshirish uchun nuqtalar soni va ularning diametrlarini oshirish mumkin.

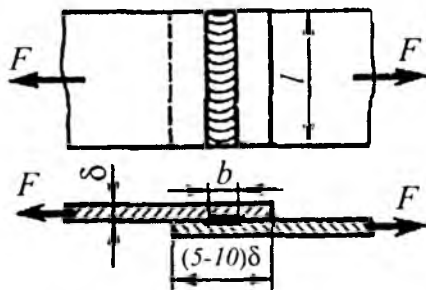
10.14. *a*-shakldagi sxema uchun $z = 4$, $i = 1$; 10.14. *b*-shakl uchun esa $z = 2$, $i = 2$.

Nuqtaviy payvand birikmalar ko‘pincha asosiy yuklanishni qabul qiladigan ishchi birikma sifatida emas, balki bog‘lovchi, masalan, karkasga qoplamani biriktirish sifatida ham qo‘llaniladi.

Lentali kontakt payvandlashda (10.15-shakl) listlarning biriktiriladigan qismlarida lenta shaklidagi chok hosil bo‘ladi. Lentali chokdagi kuchlanish

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau], \quad (10.14)$$

bu yerda, b – payvand chokning eni; l – chokning uzunligi.

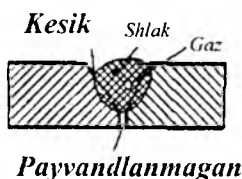


10.15-shakl. Lentali payvand chok sxemasi

10.5. Payvand birikmaning mustahkamligi

Payvand birikmaning mustahkamligi quyidagi omillarga bog‘liq: payvandlashga loyqlik, payvandlash texnologik jarayonining takomillashganligi bilan bog‘liq asosiy materialning sifati; birikmaning konstruksiyasi; payvandlash usuli; ta‘sir etuvchi yuklanish xarakteri (o‘zgarmas yoki o‘zgaruvchan). Kam va o‘rtacha uglerodli po‘latlar yaxshi

payvandlanadi. Yuqori uglerodli po‘lat, cho‘yanlar va rangli metall qo‘tishmalari yomon payvandlanadi. Payvandlashning mustahkamligini quyidagi nuqsonlar sezilarli darajada kamaytiradi: to‘liq payvandlamaslik, kertik, (10.16-shakl), shlak va gaz to‘plamlari, choklar kesishadigan joyda metall to‘planishi va sh.k. Bu nuqsonlar payvandlashda darz hosil bo‘lishining asosiy sabablari sanaladi. Payvandlashning texnologik nuqsonlari o‘zgaruvchan va zarbiy yuklanishlar ta‘siridan yanada kuchayadi.



10.16-shakl. Payvand chokning nuqsonlari

Quyidagilar payvand birikmalarning mustahkamligini oshiruvchi samarali choralar hisoblanadi: flus ostida avtomat va muhofazalovchi gaz muhitida payvandlash; payvand konstruksiyaga termik ishlov berish (kuydirish), chokka pitra bilan ishlov berish va chaqalash. Bu choralar qo‘shma payvand detallarning mustahkamligini o‘zgaruvchan yuklanish ta‘sir etganda 1.5–2 marta oshiradi va uning mustahkamligini yaxlit detal mustahkamligiga yaqinlashtiradi.

Payvand birikma mustahkamligiga ta‘sir etuvchi omillarning turlicligi hamda hisobiy formulalarining shartli va taqribiyliги ruxsat etilgan kuchlanishlarni eksperimental aniqlash zaruriyatini tug‘diradi. Kam va o‘rtacha uglerodli po‘latlardan payvand detallar hamda kam legirlangan po‘latlar (14ГC, 15ГC, 15XCHД, 09Г2, 19Г va boshqalar) uchun statik yuklanishda ruxsat etilgan kuchlanishlarning me‘yoriy qiymati 10.1-jadvalda berilgan.

O‘zgaruvchan yuklanishda 10.1-jadvaldan tanlangan ruxsat etilgan kuchlanish qiymati $\gamma < 1$ koeffitsientga ko‘paytirish yo‘li bilan kamaytiriladi, hisob esa siklning maksimal kuchlanishi σ_{max} yoki τ_{max} bo‘yicha olib boriladi, unda kuchlanish xuddi statik bo‘lgan holdagiday bo‘ladi.

O‘zgaruvchan kuchlanishda payvand chok mustahkamligidan tashqari, bu chok zonasida detalning mustahkamligini ham tekshirib ko‘rish zarur.

Choklarning ruxsat etilgan qiymatlari

Payvandlashning texnologik jarayoni	Choklarning ruxsat etilgan kuchlanishi		
	$[\sigma]_h$ cho'zilishda	$[\sigma]_s$ siqilishda	$[\tau]$ kesilishda
1. Flus ostida avtomatik, E42A va E50A elektrodleri bilan dastaki, kontakt uchma-uch birikma	$[\sigma]_{ch}$	$[\sigma]_{ch}$	$0,65 [\sigma]_{ch}$
2. E42 va E50 elektrodleri bilan dastaki, gazli payvandlash	$0,9 [\sigma]_{ch}$	$[\sigma]_{ch}$	$0,6 [\sigma]_{ch}$
3. Nuqtaviy va lentali kontakt	—	—	$0,5 [\sigma]_{ch}$

Eslatma. $[\sigma]_{ch} = \sigma_{oq} / s$ biriktirilayotgan detallar uchun statik yuklanishda materialning cho'zilishdagi ruxsat etilgan kuchlanishi. Metall konstruksiyalar uchun mustahkamlik zaxirasi $S \approx 1,4 - 1,6$.

Bu chok zonasida detallarning ruxsat etilgan kuchlanishini γ koeffitsientga ko'paytirib, kamaytiriladi. Uglerodli po'latlar uchun quyidagi formula bilan hisoblanadi:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{sum} \pm 0,2) - (0,6K_{sum} \mp 0,2)R} \leq 1 \quad (10.15)$$

bu yerda, $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$ yoki $\frac{\tau_{min}}{\tau_{max}}$ kuchlanish siklining asimmetriya koeffitsienti, K_{sum} – kuchlanish to'planishi (konsentratsiyasi)ning samarali koeffitsienti, σ va τ ning ikkisiga ham tegishli (qiymati jadvallarda beriladi). (10.15) formuladagi «+», «-» ishoralarining yuqoridagisi kuchlanishning absolyut qiymati bo'yicha cho'zuvchi bo'lganda, pastdagisi esa siquvchi bo'lganda qo'llaniladi. Bu ishoralar kesuvchi kuchlanishga ham taalluqli bo'ladi. O'tuvchi zonada ($R = -1$ yoki unga yaqin bo'lsa) hisob eng xavfli kuchlanish bo'yicha olib boriladi.

Agar γ ni (10.15) formula bo'yicha hisoblashda $\gamma < 1$ bo'lsa, hisobda $\gamma = 1$ olinadi. Bu odatda siklining katta asimmetriyasiga mos bo'ladi ($R > 0$) va bu stikl uchun toliqishga qarshilik emas, balki statik mustahkamlik hal qiluvchi ahamiyatga ega bo'ladi.

Nazorat savol va topshiriqlari

1. Zamonaviy mashinalarda payvand birikmalar nima sababdan ko'p qo'llaniladi?
2. Uchma-uch birikmada qanday kuchlanish asosiy hisoblanadi?
3. Ustma-ust birikmalar qaysi kesim bo'yicha yemirilishi mumkin?
4. Nima sababdan asimmetrik detallarni payvandlab biriktirishda choklar uzunligi har xil olinadi?
5. Tavrli birikmalar qanday choklar yordamida payvandlanadi?
6. Kontakt payvand birikmalarda qanday kuchlanishlar hosil bo'ladi?
7. Payvand choklarning mustahkamligini pasaytiradigan omillarni ko'rsating.
8. Chok zonasida uning mustahkamligi qanday hisobga olinadi?

FOYDALANILGAN ADABIYOTLAR

1. Сулаймонов И. Машина деталлари – Т.: «Ўқитувчи», 1981. – 304 б.
2. Иванов М. Н., Финогенов В. А. Детали машин. – М.: «Высшая школа», 2006. – 408 с.
3. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: «Машиностроение», 1989. – 496 с.
4. Детали машин: Учебник для вузов / Под. ред. Ряховского О. А. – М.: Изд – во МГТУ им Н. Э. Баумана, 2007. – 520 с.
5. R. Tojiboyev, A. Jo'rayev, R. Maqsudov. Mashina detallari. – Т.: «Fan va texnologiya», 2010. – 216 б.
6. Туранов Х. Т. Прикладная механика в сфере грузовых перевозок: Учебное пособие. – Екатеринбург: Ур ГУПС, 2008. – 347 с.
7. Ковалевский В. И. Детали машин и основы конструирования: Лекции. – Краснодар: Филиал РГУПС в г. Краснодаре, 2011. – 136 с.
8. Шообидов Ш. А. Машина деталлари: Ўқув қўлланма. Т.: ТошДТУ, 2000. – 88 б.
9. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. / С. А. Чернавский и др. – М.: «Машиностроение», 1989. – 416 с.
10. Тожибоев Р. Н., Шукуров М. М., Сулайманов И. Машина деталлари курсидан масалалар тўплами. – Т.: «Ўқитувчи», 1992. – 144 б.
11. Тожибоев Р. Н., Шукуров М. М. Машина деталларини лойиҳалаш – Т.: «Ўқитувчи», 1997. – 314 б.
12. Детали машин в примерах и задачах. / Под общей редакцией Ничипорчика С. Н. – Минск: «Высшая школа», 1981. – 432 с.

MUNDARIJA

Kirish.....	3
-------------	---

BIRINCHI BO'LIM MEXANIK UZATMALAR

I. TASMALI UZATMALAR

1.1. Tasmali uzatmalar. Ularni hisoblashning asoslari.....	4
1.2. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar va ular orasidagi munosabat.....	7
1.3. Tasmadagi kuchlanishlar	9
1.4. Tasmali uzatmadagi sirpanish. Uzatmani taranglash usullari.....	14
1.5. Yassi tasmali uzatmalar.....	22
1.6. Ponasimon tasmali uzatmalar.....	32
1.7. Tishli tasmali uzatmalar.....	40

II. ZANJIRLI UZATMALAR

2.1. Umumiy ma'lumotlar.....	48
2.2. Zanjirli uzatmaning asosiy tasniflari.....	49
2.3. Zanjirli uzatma asosiy elementlarining tuzilishi.....	51
2.4. Zanjirli uzatmadagi kuchlar.....	54
2.5. Zanjirli uzatmaning kinematika va dinamikasi.....	55
2.6. Zanjirli uzatmalarning ishdanlik qobiliyati va hisoblash mezonlari.....	58
2.7. Zanjirli uzatmaning amaliy hisobi.....	60

IKKINCHI BO'LIM

VALLAR, PODSHIPNIKLAR, MUFTALAR

III. VALLAR VA O'QLAR

3.1. Val va o'qlarning turlari, ularning materiallari.....	64
3.2. Vallarning loyihalovchi hisobi.....	64
3.3. Vallarning aniqlashtirilgan hisobi.....	66
3.4. Valni bikiirlikka hisoblash.....	71
3.5. Valni tebranishga hisoblash.....	73

IV. PODSHIPNIKLAR

4.1. Sirpanish podshipniklari bo'yicha umumiy ma'lumotlar va ularning turlari.....	76
4.2. Sirpanish podshipniklarining ish sharoitlari va yemirilish turlari. Suyuqlikda ishdanlik nazariyasining asoslari.....	78
4.3. Sirpanish podshipniklarining amaliy hisobi.....	83
4.4. Sirpanish podshipniklari konstruksiyalari va materiallari.....	87
4.5. Dumalash podshipniklari.....	92
4.6. Dumalash podshipniklarining ishlash sharoitlari.....	97
4.7. Dumalash podshipniklarini amaliy hisoblash (tanlash).....	103

V. MUFTALAR

5.1.	Umumiy ma'lumotlar. Ularning vazifasi va tasnifi	111
5.2.	Boshqarilmaydigan (doimiy biriktirilgan) qo'zg'almas muftalar.....	112
5.3.	Boshqarilmaydigan kompensatsiyalovchi muftalar.....	114
5.4.	Boshqarilmaydigan elastik muftalar.....	121
5.5.	Ilashish asosidagi boshqariladigan muftalar.....	131
5.6.	Avtomatik boshqariladigan muftalar.....	140

UCHINCHI BO'LIM

MASHINA DETALLARINING BIRIKMALARI

VI. REZBALI BIRIKMALAR

6.1.	Rezbali birikmalar bo'yicha umumiy ma'lumotlar.....	148
6.2.	Vintli juft nazariyasining asosiy holatlari.....	153
6.3.	Rezbani mustahkamlikka hisoblash.....	156
6.4.	Vint sterjeni (bolt)ni yuklanish turlicha ta'sir etganda mustahkamlikka hisoblash.....	158
6.5.	Bir necha boltli birikmalarni hisoblash.....	166
6.6.	Rezbali birikmalar materiallari va ruxsat etilgan kuchlanishlar.....	172
6.7.	Klemmali birikmalar.....	173

VII. SHPONKALI BIRIKMALAR

7.1.	Shponkali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash.....	178
7.2.	Shponka materiali.....	183
7.3.	Shponkali birikmalarining qo'llanilishi va hisoblash bo'yicha mulohazalar.....	183

VIII. TISHLI (SHLITSALI) BIRIKMALAR

8.1.	Tishli (shlitsali) birikmalarining tuzilishi va turlanishi.....	185
8.2.	Tishli birikmaning ishdan chiqish turlari va hisoblashning asoslari.....	187
8.3.	Tishli birikmalarni hisoblash.....	188
8.4.	Profilli birikmalar to'g'risida umumiy ma'lumot.....	191

IX. PARCHIN MIXLI BIRIKMALAR

9.1.	Parchin mixli birikmalar konstruksiyasi tayyorlanishi, turlanishi, qo'llanish sohasi.....	193
9.2.	Parchin mixli choklarni mustahkamlikka hisoblash.....	197
9.3.	Parchin mixlar materiallari va ruxsat etilgan kuchlanishlar.....	202

X. PAYVAND BIRIKMALAR HISOBI

10.1.	Uchma-uch payvand birikmalar.....	203
10.2.	Ustma-ust payvand birikmalar hisobi.....	205
10.3.	Tavrlı payvand birikmalar hisobi.....	211
10.4.	Kontakt payvand birikmalar.....	212
10.5.	Payvand birikma mustahkamligi.....	213
	Foydalanilgan adabiyotlar.....	217

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
---------------	---

ПЕРВЫЙ РАЗДЕЛ

МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

I. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Ременные передачи. Основы их расчета.....	4
1.2. Силы и силовые зависимости на ветвях ремня.....	7
1.3. Напряжения в ремне.....	9
1.4. Скольжение в ременной передаче. Способы натяжения ремня.....	14
1.5. Плоскоремennые передачи.....	22
1.6. Клипoreмennые передачи.....	32
1.7. Передачи с зубчатыми ремнями.....	40

II. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

2.1. Общие сведения.....	48
2.2. Основные характеристики цепной передачи.....	49
2.3. Структуры основных элементов цепных передач.....	51
2.4. Силы в цепной передаче.....	54
2.5. Кинематика и динамика цепной передачи.....	55
2.6. Критерии работоспособности и расчета цепной передачи.....	58
2.7. Практический расчет цепной передачи.....	60

ВТОРОЙ РАЗДЕЛ

ВАЛЫ, ПОДШИПНИКИ, МУФТЫ

III. ВАЛЫ И ОСИ

3.1. Виды валов и осей, их материалы.....	64
3.2. Проектный расчет валов.....	64
3.3. Уточненный расчет валов.....	66
3.4. Расчет вала на жесткость.....	71
3.5. Расчет вала на колебание.....	73

IV. ПОДШИПНИКИ

4.1. Подшипники скольжения – общие сведения и их классификация.....	76
4.2. Условия работы и виды разрушения подшипников скольжения. Основы теории жидкостного трения.....	78
4.3. Практический расчет подшипников скольжения.....	83
4.4. Конструкции и материалы подшипников скольжения.....	87
4.5. Подшипники качения.....	92
4.6. Условия работы подшипников качения.....	97
4.7. Практический расчет (подбор) подшипников качения.....	103

V. МУФТЫ

5.1. Общие сведения, назначение и классификация.....	111
5.2. Глухие муфты.....	112
5.3. Муфты компенсирующие жесткие.....	114
5.4. Муфты упругие.....	121
5.5. Муфты управляемые или сцепные.....	131
5.6. Муфты автоматические или самоуправляемые.....	140

ТРЕТИЙ РАЗДЕЛ

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

VI. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

6.1. Общие сведения о резьбовых соединениях.....	148
6.2. Теория винтовой пары.....	153
6.3. Расчет на прочность резьбы.....	156
6.4. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения.....	158
6.5. Расчет соединений, включающих группу болтов.....	166
6.6. Материалы резьбовых изделий и допускаемые напряжения.....	172
6.7. Клеммовые соединения.....	173

VII. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

7.1. Расчет на прочность шпоночного соединения.....	178
7.2. Материалы шпонок.....	183
7.3. Общие замечания по применению и расчету шпоночных соединений.....	183

VII. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

8.1. Устройства и виды зубчатых (шлицевых) соединений.....	185
8.2. Основные критерии работоспособности и расчета зубчатых соединений.....	187
8.3. Расчет зубчатых соединений.....	188
8.4. Общие сведения о профильных соединениях.....	191

IX. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

9.1. Конструкции, технология, виды, области применения заклепочных соединений.....	193
9.2. Расчет на прочность заклепочного шва.....	197
9.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения.....	202

X. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

10.1. Стыковые сварные соединения.....	203
10.2. Расчет нахлесточных сварных соединений.....	205
10.3. Расчет тавровых сварных соединений.....	211
10.4. Контактные сварные соединения.....	212
10.5. Прочность сварных соединений.....	213
Список литературы.....	217

CONTENTS

Introduction.....	3
-------------------	---

THE FIRST SECTION.

MECHANICAL TRANSMISSION (CONTINUED)

I. BELT DRIVES

1.1. Belt transmission. The basis of their calculation	4
1.2. Strength and power dependence on the branches of the belt	7
1.3. The stresses in the belt	9
1.4. Slipping in the belt transmission. Methods for the belt	14
1.5. The flat transmission	22
1.6. V-belt transmission	32
1.7. Transmission with toothed belts	40

II. CHAIN DRIVES

2.1. General	48
2.2. The main characteristic of a chain drive	49
2.3. The device is the main parts of the chain drive	51
2.4. Force in the chain transfer	54
2.5. The kinematics and dynamics of a chain drive	55
2.6. Performance criteria and calculation of the chain drive	58
2.7. Practical calculation of chain transfer	60

THE SECOND SECTION.

SHAFTS, BEARINGS, COUPLINGS.

III. SHAFTS AND WASPS

3.1. Types of shafts and axles, their materials	64
3.2. Project calculation of shafts	64
3.3. Adjusted (test) estimates of Gross	66
3.4. The calculation of the shaft stiffness	71
3.5. The calculation of the shaft vibration	73

IV. BEARINGS

4.1. Plain bearings - general information and classification	76
4.2. Working conditions and failure modes bearings. Fundamentals of the theory of hydrodynamic lubrication	78
4.3. Practical calculation of bearings	83
4.4. Structures and materials bearings	87
4.5. Roller bearings	92
4.6. Terms of bearings	97
4.7. Practical solution (selection) bearings	103

V. COUPLINGS

5.1. General information, appointment and classification	111
5.2. Deaf coupling	112
5.3. Couplings compensate hard	114
5.4. Flexible couplings	121
5.5. Clutches managed or coupling	131
5.6. Clutch automatic or self-managed	140

THE THIRD SECTION.

CONNECTION OF MACHINE PARTS.

VI. FITTINGS

6.1. General information about the threaded connections	148
6.2. Theory screw pair	153
6.3. Calculation of the strength thread	156
6.4. Calculate the strength of the screw shaft (bolt) for different cases.....	158
6.5. Calculation of compounds including a group of bolts	166
6.6. Materials threaded products and allowable stress	172
6.7. Clamp connections	173

VII. KEYED

7.1. Strength analysis of key connection	178
7.2. Materials keys	183
7.3. General comments on the application and calculation of the dowel joints.....	183

VII. GEAR (SLOTTED) CONNECTION

8.1. The device and the types of gear (schlitsevyh) connections	185
8.2. Key performance criteria and calculation of gear connections.....	187
8.3. Calculation of gear connections	188
8.4. General information about the relevant connections	191

IX. THE RIVETS

9.1. Design, technology, types, applications, riveted.....	193
9.2. Strength analysis of rivet joints	197
9.3. Materials rivets and allowable stress	202

X. CALCULATION WELDS

10.1. Butt welds	203
10.2. Calculation of lap welds	205
10.3. Calculation of T-welds	211
10.4. Contact welds	212
10.5. Strength of welded joints	213
References	217

MAXMUD MUXANOVICH KURGANBEKOV
ADXAM MOYDINOV

MASHINA DETALLARI

II qism

O'quv qo'llanma

**«O'zbekiston milliy ensiklopediyasi»
Davlat ilmiy nashriyoti**

Toshkent—2014

<i>Muharrir</i>	<i>A. Zulfiqorov</i>
<i>Kompyuterda</i>	
<i>sahifalovchi</i>	<i>D. Hasanova</i>

Nashriyot litsenziyasi AI № 160, 14.08.2009-y.

Bosishga ruxsat etildi 05.12.2014 y. Bichimi 60x84^{1/16}. Shartli b.t. 16,38.
Nashr. t. 14,21. Buyurtma № 2. Adadi 200. Narxi shartnoma asosida.

«AVTO-NASHR» MCHJ bosmaxonasida chop etildi.
Toshkent shahri, 8-mart ko'chasi, 57-uy.