

**O`ZBEKISTON RESPUBLIKASI
OLIY VA O`RTA MAXSUS TAHLIM VAZIRLIGI
NAVOIY DAVLAT KONCHILIK INSTITUTI
“MASHINASOZLIK TEXNOLOGIYASI” KAFEDRASI**



**Mexanika (MQ, MMN, MD)
fanidan ma'ruzalar matni**

Bilim sohasi: *300 000 - Ishlab chiqarish-texnik soha*
Ta'lim sohasi: *320 000 - Ishlab chiqarish texnologiyalari*
Ta'lim yo'nalishi: *5320200 - Mashinasozlik texnologiyasi, mashinasozlik ishlab
chiqarishni jihozlash va avtomatlashtirish*

NAVOIY - 2020y

O`zbekiston Respublikasi Navoiy davlat konchilik institutining 2020 yil 27 iyundagi 10– sonli buyrug`i bilan tasdiqlangan “Mexanika (MQ, MMN, MD)” fani dasturi asosida ishlab chiqilgan.

Tuzuvchi:

Axmedov Xasan islomovich– “Mashinasozlik texnologiyasi” kafedrasini dotsenti.

O`quv-uslubiy majmua “Mashinasozlik texnologiyasi” kafedrasining yig`ilishida muxokama qilingan va tasdiqlangan (№ 22 Bayonnoma, 25.06.2020 y.).

Kafedra mudiri: _____ **X.I. Axmedov**

O`quv-uslubiy majmua NDKI Energo-mexanika fakultetining yig`ilishida muhokama qilingan va tasdiqlangan (№ 8 Bayonnoma, 10.07.2020 y.).

Energo-mexanika fakul'teti dekani: _____ **A.I. Qarshiboyev**

O`quv-uslubiy majmua NDKI o`quv-uslubiy kengashida muxokama qilingan va tasdiqlangan (№ 1 Bayonnoma, 29.08.2020 y.)

O`quv-uslubiy kengash kotibasi: _____ **M.J. Normatova**

O`quv-uslubiy bo`lim boshlig`i: _____ **I.A. Karimov**

KIRISH

Mashinasozlik sanoat va qishloq xo'jaligining taraqqiy etishi uchun zarur bo'lgan texnikaviy baza yaratadi. Shunday ekan, har bir ishchi, injener hamda olimning vazifasi zamonamiz talabiga to'la javob beradigan, yuqori unumli, mustaxkam va foydali ish koeffitsienti yuqori bo'lgan yangidan-yangi mashinalar yaratishdan iborat. Buning uchun mashinalar loyixalashda ular detallarining mumkin qadar yengil, yetarli darajada mustaxkam, ishqalanishga chidamli, shakli oddiy, ishlatilishi qulay va xavfsiz, shuningdek, davlat standartlari (GOST) da quyilgan talablarni to'la qondiradigan bo'lishiga erishish kerak. Bundan tashqari, detallar ishdan chiqqanda yangisiga tez va oson almashtiriladigan bo'lishi ham zarur.

Tabiiyki, bunday vazifani yuqori malakali mutaxassislargina xal qila oladi. Ana shunday mutaxassislar tayyorlashda «Mashina detallari kursi alohida o'rin tutadi.

Bir qancha detallardan tuzilgan mexanizmlar majmui bo'lib ma'lum ish bajarish uchun mo'ljallangan vosita *masnina* deb ataladi.

Har bir mashina uch gruppaga mexanizmdan: harakatlantiruvchi, ijro etuvchi va uzatuvchi mexanizmlardan tuzilgan.

Mashinaning bir xil materialdan tayyorlangan va ayrim bo'laklarga ajralmaydigan qismi *detal`* deb ataladi. Masalan, gayka, bolt, shponka, prujina va shu kabilar detallardir.

Mashinaning ma'lum bir vazifani bajarish uchun mo'ljallangan va bir necha detaldan tuzilgan qismi *uzel* deyiladi. Reduktor, mufta podshipnik va boshqalar uzellarga misol bo'la oladi.

Demak, mashina uzellardan, uzellar esa detallardan tuzilgan bo'lar ekan.

Juda ko'p shunday detal` va uzellar bo'ladiki, ular deyarli hamma turdagi mashinalarda ishlatiladi. Boltlar, gaykalar, tishli uzatmalar, tasmali uzatmalar, podshipniklar, vallar va boshqalar shular jumlasidandir. Bunday detal` va uzellar mashinalarda umumiy vazifalarni bajaradi. Ularning tuzilishi hamda loyixalanish usullari mashina detallari fanida o'rganiladi.

Shunday qilib, mashina detallari fani injenerlik praktikasida ko'plab uchraydigan, deyarli hamma turdagi mashinalar uchun *umumiy* bo'lgan detal` va uzellarning tuzilishini hamda ularni iqtisodiy jihatdan tejamli qilib hisoblash va loyixalash usullarini o'rganuvchi fandır.

Bu fan nazariy mexanika, mexanizm va mashinalar nazariyasi materiallar qarshiligi, metallar texnologiyasi va chizmachilik kabi fanlarga asoslanadi. Shu bilan birga, u mashinasozlik ixtisosliklarini o'rganuvchi maxsus fanlarning asosi hisoblanadi.

Mashina detallari kursida o'rganiladigan asosiy detal` va uzellar quyidagilardan iborat.

1. Detailardan uzellar, uzellardan mashina hosil qilish uchun ularni o'zaro qandaydir vosita bilan bir-biriga biriktirish zarur. Ana shunday vazifani o'taydigan birikmalar va ularni tashkil qiluvchi qismlar gruppasi mazkur kursda o'rganiladigan detallarning birinchi turkumini tashkil etadi.

2. Mashinaning energiya manbai bilan ish bajaruvchi qismlari orasida joylashib, harakat tezligini talab qilinganicha boshqarishga imkon beradigan vosita har turli *uzatmalardir*. Bunday uzatmalar va ularni hosil qiluvchi detallar mashina detallari kursining yana bir qismni tashkil qiladi.

3. Ma'lumki, aylanadigan har qanday detalning harakatini ta'minlash va ularni o'rnatish uchun *val* va *o'qlar* deb ataladigan detailardan foydalaniladi. Val va o'qlar o'zlarining tayanchlariga ega bo'lishi kerak. Bundan tashqari, harakatlanadigan bir uzal ikkinchi uzal bilan o'zining vallari orqali uladi. Vallarni ulash uchun esa har turli muftalardan foydalaniladi. Binobarin, talab qilingan aylanma harakatni ta'minlaydigan vallar, o'qlar va ularning tayanchlari hamda vallarni bir-biri bilan ulaydigan muftalar mashina detallarining navbatdagi turkumini tashkil qiladi.

4. Yuqorida ko'rsatilganlardan tashqari, turli prujinalar moylash sistemasini tashkil qiluvchi

qismlar, korpus detallar va shu kabilar ham deyarli hamma mashinalarda uchraydi va mazkur kursda o'rganiladi. .

Demak, ko'pchilik mashinalar uchun umumiy bo'lgan *brikmalar, uzatmalar, val va o'qlar, ularning tayanchlari, muftalar, prujunalar va turli korpus qismlar* mashina detallari kursida o'rganiladigan asosiy detal` va uzellarni tashkil qiladi.

Buyuk olimlardan *Aflotun* (yangi eradan 3,5 asr ilgari) va *Leonardo-da Vinchi* (1452-1519 yillar) o'z asarlarida podshipnik, tishli g'ildirak, zanjirli uzatma va turli mashinalar haqida ba`zi ma`lumotlarni yoritgan bo'lsalar-da, mashinalarni hisoblash va loyihalash faniga faqat XIX asrda asos solindi.

Rossiyada mashinasozlik nazariyasiga asos solgan olim "Mashinalar haqida ommaviy leksiyalar" (1859 y) va «Ko'tarish mashinalari kursi» (1872 y) nomli asarlar muallifi prof. *I. A. Vushnegradskiydir*.

«Mashina detallari» deb atalgan birinchi kitobini prof. *V. L. Kirnuchev* 1881 yilda Peterburg shahrida nashr ettirdi. O'sha vaqtdan rivojlana boshlangan bu fanni boyitishda vatanimiz olimlaridan *P. K. Xudyakov, A. I. Sidorov, M. A. Saverin, N. S. Acherkan, N. I. Kolchin, V. A. Dorrovol'skiy, A. I. Petrusevuch, N. B. Kudryavcev, L. B. Chasovnikov, B. N. Reshetov* va *M. N. Ivanov* asarlari muxim rol` o'ynaydi. Chet el olimlaridan *K. Bax, F. Retsher, O. Reynol`ds, A. Zammerfel`d, V. L`yus, E. Bakungem* va *D. Shigleyning* mashina detallari faniga oid asarlari ham taskinga sazovordir._

1-Modul. Mashinalar ishonchliligi haqida tushunchalar.

Leksiya №1

Mavzu: Mashina detallarini hisoblash va loyihalashga doir umumiy masalalar

Reja:

1. Detalning konstruksiyasiga nisbatan qo`yiladigan asosiy talablar.
2. Detallarning ishlash layoqati va uni ta`minlash.
3. Ruxsat etilgan kuchlanishini aniqlash.
4. Mashinasozlikda ishlatiladigan asosiy materiallar va ularni tanlash.

Ushbu mavzuni o`zlashtirishdan maqsad: Detallar haqida ma`lumotga ega bo`lish, detallarning turlari va ularning parametrlari haqida tushunchaga ega bo`lish, detallar parametrlarini hisoblash yo`llarini va detallarni loyihalashga doir asosiy tushunchalarga ega bo`lish.

Tayanch iboralar: Detal, bikrlik, mustahkamlik, detallarni loyihalash, issiqbardoshlik, detallarni yeyilishga va titrashga chidamliligi, ruxsat etilgan kuchlanish, mustahkamlik chegarasi, oquvchanlik chegarasi, toliqish chegarasi, chidamlilik chegarasi, kontakt kuchlanish, asimmetrik koeffisient, metallmas, qora metallar, rangli metallar, metallmas materiallar, plastmassalar, termoplastlar, reaktoplastlar va boshqalar.

Detalning konstruksiyasiga nisbatan qo`yiladigan asosiy talablar

Loyihalanadigan detal, *birinchidan*, ayni sharoitda ishlash layoqatiga ega, ya`ni ma`lum vaqt davomida o`z mustahkamligini to`la saqlaydigan, ortiqcha remont talab qilmaydigan *bo`lishi*, *ikkinchidan*, to`g`ri *ishlashi*, *uchinchidan*, mashinadan foydalanishda odam uchun xavf tug`dirmaydigan bo`lishi, *to`rtinchidan*, tayyorlanishi texnologik nuqtai nazardan qulay va tejamli, ya`ni mustahkamligini saqlagani holda o`lchamlari kichik, imkoni boricha yengil bo`lishi va arzon tushishi lozim.

Binobarin har bir konstruktor loyihalagan mahsulot yuqori sifatli bo`lishi uchun yuqorida bayon etilgan barcha talablarni hisobga olmog`i zarur.

Detallarning ishlash layoqati va uni ta`minlash

Mustahkamlik, bikrlik, issiqbardoshlik, titrashga va yeyilishga chidamlilik detalning ishlash layoqatini aniqlaydigan asosiy belgilardir.

Detalning ishlash layoqatini qaysi belgiga qarab aniqlash lozimligi shu detalning ishlash sharoitiga bog`liq. Masalan, sirpanib ishqalanish podshipnigining ishlash layoqatini aniqlash uchun asosiy belgi yeyilishga chidamlilik bo`lsa, boltlar uchun, mustahkamlik, vollar uchun esa bikrlik, mustahkamlik va titrashga chidamlilikdir.

Mustahkamlik. Ishlash sharoitida detalning deformatsiyalanishi me`yorida bo`lgani holda, sinmay va nuqson ishlay olish xususiyati uning mustahkamligi deyiladi.

Bikrlik. Ba`zi detallar, ayniqsa kuch ta`sirida ishlaydigan detallar uchun mustahkamlikning o`zi yetarli bo`lmaydi. Masalan, ma`lum kuch va moment ta`sirida aylanayotgan val mustahkam bo`lishiga qaramay, ruxsat etilganidan ortiq egilishi mumkin. Bunday val ishlatilmasligi kerak, chunki valga o`rnatilgan detallar, masalan tishli g`ildiraklar orasidagi masofa chegaralangan bo`ladi. Valning ruxsat etilganidan ortiq egilishi bu detallarning mo`ljaldagidan ilgari ishdan chiqishiga

sabab bo'ladi. Shuning uchun bunday detallarning mustahkamligidan tashqari, bikrligi ham ta'minlanishi lozim. Buning uchun detalning qay biri ko'proq egilishi mumkin bo'lsa, o'sha yeridagi deformatsiyaning qiymati aniqlanadi va ruxsat etilgan qiymati bilan taqqoslanadi. Agar hisoblash natijasida topilgan qiymati ruxsat etilganidan kichik yoki unga teng bo'lsa, detalning bikrligi qoniqarli deb topiladi.

Shuni nazarda tutish kerakki, ba'zi detallarning haddan tashqari biki bo'lishi ularning chidamliligiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Masalan, po'latdan tayyorlangan tishli g'ildirak tishlarining ortiq darajada biki bo'lishi ishlash vaqtida dinamik kuchlarning paydo bo'lishiga va shovqinining kuchayishiga olib keladi. Demak, zarur hollarda detallarning ma'lum darajada beriluvchan bo'lishi talab etiladi. Detailarning beriluvchanligi materiallar qarshiligi kursida keltirilgan usullar bilan aniqlanadi.

Titrashga chidamlilik. Mashinalar ishlash tezligining tobora oshirilishi va detallar og'irligining kamaytirilishi har xil titrashlarning paydo bo'lishi uchun imkoniyat tug'dirmoqda. Ma'lumki, titrashlar mashinaning ishlashiga salbiy ta'sir ko'rsatib, detallarning toliqish oqibatida ishdan chiqishini tezlatadi. Bu borada rezonans hodisasi ayniqsa xavflidir. Odatda, detallarning titrashga chidamliligini ta'minlash uchun *rezonans hodisasini keltirib chiqaradigan omillarni yo'qotish kerak*. Ma'lumki, rezonans hodisasi detalning o'zida hosil bo'ladigan xususiy tebranish chastotasi tashqi kuch ta'sirida bo'ladigan tebranish chastotasi bilan bir xil bo'lib qolganda ro'y beradi. Shuning uchun, bu ikki chastotani hisoblab, bir-biriga teng bo'lib qolmasligini ta'minlash kerak. Bundan tashqari, mashinalarda titrash hodisasini kamaytirish uchun titroq so'ndirgichlardan, ya'ni maxsus elastik elementlardan ham foydalaniladi.

Issiqqa chidamlilik. Tarkibida bir-biri bilan ishqalanuvchi detallar bo'lgan mashinalarda temperaturaning ma'lum darajadan ortib ketishi ko'pchilik detallarning ishiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Shuning uchun bunday mashinalar loyihalashda ularida hosil bo'ladigan issiqlik me'yorida ortib ketmasligiga, ya'ni

$$Q \leq Q_1$$

bo'lishiga erishmoq zarur, bu yerda Q – mashinada hosil bo'ladigan issiqlik miqdori; Q_1 - mashinadan tashqariga tarqaluvchi issiqlik miqdori.

Yeyilishga chidamlilik. Ishlash vaqtida ishqalanuvchi detallarning ishlash davri yeyilish darajasiga qarab belgilanadi. Yeyilish natijasida detalning o'lchamlari o'zgaradi, bu esa o'z navbatida yeyilgan detalning notekis ishlashiga sabab bo'ladi; metall kesish stanogining detallari yeyilganda esa bu stanokda tayyorlangan mahsulot noaniq chiqadi. Shuning uchun detalning yeyilishi ma'lum darajaga yetgandan so'ng uni almashtirish tavsiya etiladi. Detalning tez yoki sekin yeyilishi uning ishlash sharoitiga, moylanish darajasiga, kontakt kuchlanishning qiymatiga va boshqa faktorlarga bog'liq. Shu sababli yeyilishga chidamlilikni ta'minlovchi aniq bir hisoblash usulini tavsiya etish qiyin. Lekin, amalda qo'llaniladigan bir qancha usul bor. Shulardan eng ko'p tarqalgani solishtirma bosim p va shartli koeffisient $p\nu$ ni aniqlab, ularni ruxsat etilgan kattaliklar bilan solishtirish usulidir:

$$p < [p]; p\nu < [p\nu],$$

bu yerda ν - ishqalanish tezligi.

Ishqalanuvchi detallarni zarur darajada moylab turish, yeyilishga chidamli materiallar - bronza, plastmassa va shu kabilar ishlatish yeyilish kamaytirish tadbirlaridandir.

So'nggi yillarda mashinalarning *ishonchli* ishlaydigan bo'lishiga katta e'tibor berilmoqda. Mashinalarning qanchalik ishonchli ishlashi esa ularning to'xtab qolmay ishlash darajasiga qarab belgilanadi. Masalan, dvigatelni ishga tushirish uchun 100 marta harakat qilinganda, u 95 marta

ishlab ketsa, bu mashinaning ishonchlilik koeffisienti 0,95 bo'ladi. Hozirgi vaqtda injener-konstruktorlarning asosiy vazifalaridan biri loyihalarnayotgan mashinaning mo'ljallangan vaqt davomida benuqson ishlashiga erishishdan iborat.

Umuman aytganda, yuqorida tilga olingan belgilarning ko'pchilik detallar uchun zarur bo'lgan eng asosiysi mustahkamlikdir, chunki mustahkam bo'lmagan detallar mutlaqo ishlay olmaydi.

Detalning mustahkamligini ta'minlash uchun unga ta'sir etayotgan kuch yoki momentdan xavfli kesim yoki yuzada hosil bo'ladigan kuchlanishni topish va uni ruxsat etilgan qiymati bilan solishtirish lozim. Agar hisoblash natijasida topilgan kuchlanishning qiymati ruxsat etilgan qiymatidan kichik yoki unga teng bo'lsa, detalning mustahkamligi ta'minlangan bo'ladi.

Umumiy holda, mustahkamlik shartini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\sigma = f(P.M, a, b, c) \leq \sigma_u / n = [\sigma],$$

bu yerda kuchlanish (*σyokit*) kuch, moment va kesim o'lchamlari funksiyasi sifatida aniqlanadi. Ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ esa chegaraviy kuchlanish

$\sigma_{ch_{ch}}$ ning mustahkamlik zapasi, ya'ni ehtiyot koeffisiyenti n ga bo'lgan nisbatiga teng.

Mustahkamlik shartidan yangi detal loyihalashda yoki mavjud detalning mustahkamligini tekshirishda foydalaniladi. Detallarning mustahkamligini hisoblashda shuni nazarda tutish kerakki, xavfli yuzadagi kuchlanish ruxsat etilgan kuchlanishdan kichik bo'lish bilan birga, undan katta farq qilmasligi lozim. Bu shart bajarilmagan taqdirda detal og'irlashib ketadi va qimmatga tushadi biroq, ayrim hollarda, talab etilgan bikrligni ta'minlash uchun detalning o'lchamlarini kattalashtirishga, ya'ni undagi kuchlanishning qiymatini ruxsat etilgan qiymatida birmuncha kamaytirishga to'g'ri keladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash.

Ruxsat etilgan kuchlanish deganda ma'lum nagruzka ta'siridagi detalning xavfli kesimida hosil bo'ladigan kuchlanishning yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan va uning yetarli darajada mustahkam bo'lishini hamda talab etilgan vaqt ichida benuqson ishlashini ta'minlaydigan eng katta qiymati tushuniladi.

Kuchlanishning bu qiymatini topish uchun chegaraviy kuchlanish hamda mustahkamlik zapas qiymatlari aniqlangan bo'lishi kerak. Ma'lumki, chegaraviy kuchlanishning qiymati materiallarning mexanikaviy xossalariga bog'liq bo'lib, laboratoriyada shu materiallarning namunalarini sinash usuli bilan aniqlanadi. Masalan, plastik materiallarning statik cho'zilishini sinash natijasida I-shaklda keltirilgan egri chiziq hosil bo'ladi. Bunda *A nuqtaga* to'g'ri kelgan kuchlanish proporsionallik chegarasi deb, *B nuqtaga* to'g'ri kelgan kuchlanish oquvchanlik chegarasi deb, *D nuqtaga* to'g'ri kelgan kuchlanish esa mustahkamlik chegarasi deb ataladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini aniqlashda detalga ta'sir etuvchi kuchning va ishlatilgan materialning xiliga qarab, chegaraviy kuchlanish sifatida *mustahkamlik chegarasi* σ_v (mo'rt materiallar uchun), oquvchanlik *chegarasi* σ_{oq} (plastik materiallar uchun) yoki *toliqish chegarasi* σ_{-1} (nagruzka o'zgaruvchan sikl bilan ta'sir etadigan materiallar uchun) olinishi mumkin. Shunday qilinganda plastik materiallar uchun

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ok}}{n} \quad (1)$$

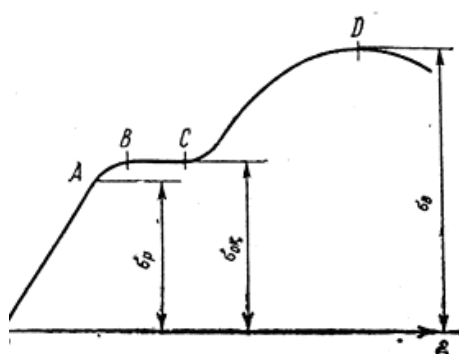
mo'rt materiallar uchun esa

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n} \quad (2)$$

bo'ladi. Bundan

$$n = \frac{\sigma_{ok}}{[\sigma]} \quad \text{yoki} \quad n = \frac{\sigma_s}{[\sigma]}$$

kelib chiqadi. Demak, mustahkamlik zapasi chegaraviy kuchlanishning ruxsat etilgan kuchlanishga nisbatini ko'rsatadi. Uning qiymati ko'pgina faktorlarga, masalan: a) qabul qilingan hisoblash metodining va hisob sxemasining aniqligiga; b) detalga ta'sir etuvchi kuch va momentlarning qanchalik to'g'ri hisobga olinganligiga; v) ishlatiladigan materialning bir jinslilik darajasiga va xossalari qanchalik o'rganilganligiga; g) detalning shakli, o'lchamlari, sirtining holati va sifatiga; d) detalning muhimlik darajasi.



Mustahkamlik zapasining qiymatini mumkin qadar aniq topish uchun differensial usuldan foydalanish ma'qul ko'riladi. Bu usulga binoan, mustahkamlik zapasi n uchta xususiy koeffitsientning ko'paytmasi sifatida topiladi.

$$n = n_1 n_2 n_3, \quad (3)$$

bu yerda n_1 - detalga ta'sir qiluvchi kuch va momentlarning haqiqiy qiymatlari bilan hisoblash uchun qabul qilingan qiymatlar orasidagi farqni hisobga oluvchi koeffitsient. Yetarli darajada aniq hisoblash usullaridan foydalanilganda n ning qiymati 1,2 ... 1,5 orasida bo'lishi kerak. Kuchlanish aniqlik darajasi kamroq bo'lgan usullar bilan topilganda, shuningdek, birklikka nisbatan yuqori talab qo'yilganda $n_1 = 2 \dots 3$, ayrim hollarda esa undan ham katta bo'lishi mumkin.

Hisoblanayotgan detallardagi kuchlanish qiymatini yetarli darajada aniq topish imkoni bo'lsa, $n_1 = 1$ qilib ham olinadi.

n_2 - materialning bir jinsliliğini, detal tayyorlash texnologiyasi buzilgan taqdirda material mexanikaviy xossalari qanchalik normalda ko'rsatilganidan farq qilishni hisobga oluvchi koeffitsient; plastik materiallar uchun n_2 koeffitsient n_{oq} bilan belgilanadi va uning qiymati, materialning plastiklik darajasi σ_{oq} / σ_v ga qarab, 1,3 ... 2,2 oralig'ida bo'ladi (1-jadval).

Ucha plastik bo'lmagan hamda mo'rt materiallar uchun n_2 koeffitsient n_v bilan belgilanadi va uning qiymati 2... 6 oralig'ida bo'ladi (2-jadval).

Material xarakteri	Mustahkamlik zapasi
	$n_2 = n_v$
Kam plastik po'latlar	2...3
Bir jinsli mo'rt materiallar	3...4
O'ta mo'rt, ko'p jinsli (keramikaviy) materiallar	4...6

n_3 — koefitsient juda mustahkam bo'lishi talab etiladigan muhim detallarning mustahkamlik zapasini qo'shimcha ravishda oshirish maqsadida kiritiladi. Odatda uning qiymati 1, 1,5 oralig'ida bo'ladi.

Yuqorida aytilganlarga ko'ra, detallarga ta'sir qiluvchi nagruzka vaqt mobaynida o'zgaras bo'lgan hollarda, ruxsat etilgan kuchlanishning nisbatan aniq qiymati (1) va (2) formulalar yordamida quyidagicha topiladi.

a) plastik materiallar uchun

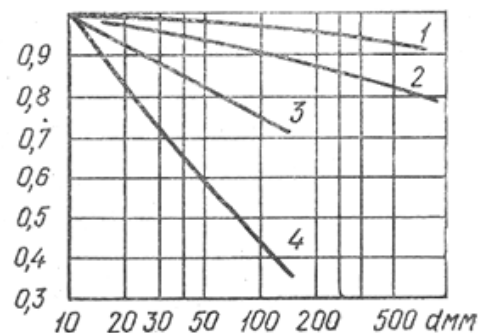
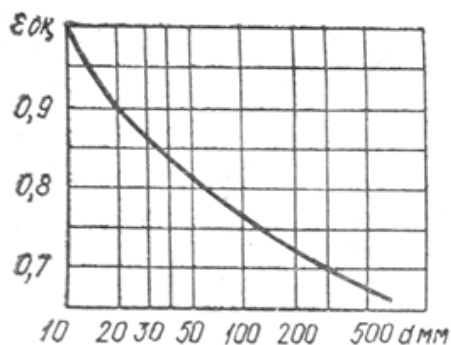
$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ok} \cdot \varepsilon_{ok}}{\eta_1 \cdot n_2 \cdot n_3} \quad (4)$$

Bu yerda $\varepsilon_{ok} = (\sigma_{oq})_d / (\sigma_{oq})_{10}$ bo'lib, kesim diametri d bo'lgan detal' materiali oquvchanlik chegarasini diametri 10 mm bo'lganda oquvchanlik chegarasi nisbatini ko'rsatadi. Demak ε_{oq} detalning o'lchamlari ortishi bilan oquvchanlik chegarasining kamayishini ko'rsatuvchi koefitsientdir.

b) kam plastik va mo'rt materiallar uchun:

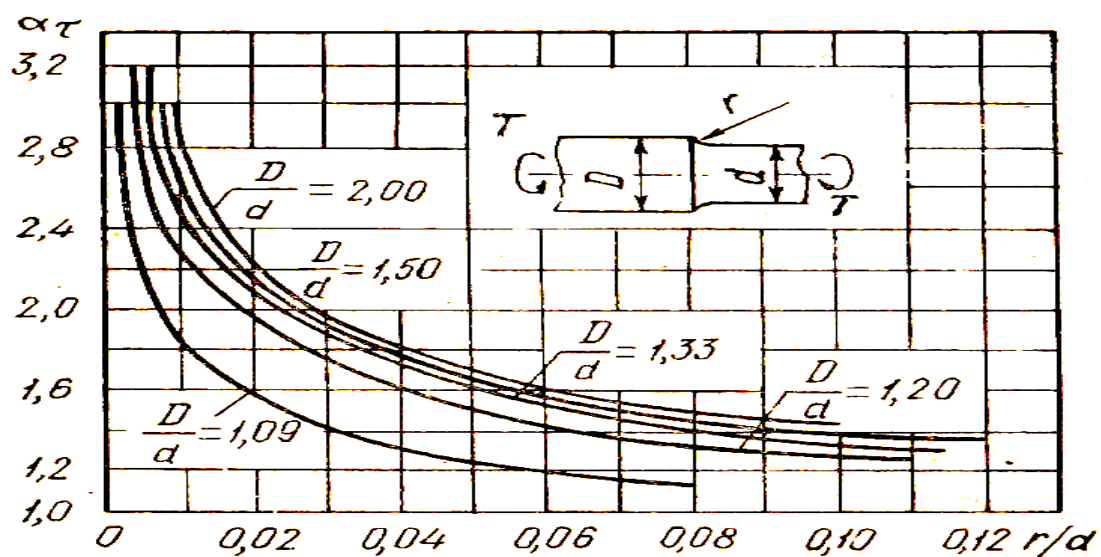
$$[\sigma] = \frac{\sigma_s \cdot \varepsilon_s}{K_s \cdot n_1 n_2 n_3} \quad (5)$$

bu yerda $\varepsilon_v = (\sigma_v)_d / (\sigma_v)_{10}$ bo'lib, kesim diametri d bo'lgan detal' materiali mustahkamlik chegarasining diametri 10mm bo'lgandagi mustahkamlik chegarasiga nisbatini ko'rsatadi.



Demak, ε_σ detalning o'lchamlari ortishi bilan mustahkamlik chegarasining kamayishini ko'rsatuvchi koeffitsientdir. $\varepsilon_{\alpha} \nu \alpha \varepsilon_\nu$ ning qiymatlarini 2 va 3- shakldan olish mumkin. κ_s diametrlari pog'onali o'zgaruvchan va shponka uchun o'yiqlar bo'lgan detallarda hosil bo'ladigan kuchlanish konstruksiyasini (to'planishini) hisobga oluvchi koeffitsient. Odatda, κ_s nazariy yo'l bilan topilgan konsentrsiya koeffitsienti α_σ yoki α_τ ga teng deb hisoblanadi. κ_s ning qiymati $\frac{D}{d}$ va $\frac{r}{d}$ nisbatlarga bog'liq bo'lib, maxsus diagrammalardan olinadi (r – pog'onaning yumaloqlanish radiusi). 4- shaklda shunday diagrammalardan biri keltirilgan.

Yuqorida biz detalga ta'sir etuvchi nagruzka vaqt o'tishi bilan o'zgarimas bo'lgan hollarda ruxsat etilgan kuchlanishni topish usullarini ko'rib chiqdik.



Ma'lumki, mashina uzellarni tashkil etuvchi aksaryat detallar harakatda bo'ladi. Bunday hollarda detallarga ta'sir etuvchi nagruzka (yuklanish) va undan hosil bo'ladigan kuchlanish vaqt o'tishi bilan o'zgarib turadi. Shuning uchun bunday detallarning chidamliligi hisoblanadi. Chidamlilikka ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati esa detalga ta'sir etayotgan nagruzkaning o'zgarish xarakteriga ko'p jihatdan bog'liq. Odatda, ta'sir etuvchi nagruzka hosil bo'ladigan kuchlanishlar simmetrik (5- shakl) yoki pulsasiyalanuvchi (6- shakl) sikl bilan o'zgaradi.

Kuchlanishlarning maksimal va minimal qiymatlari yig'indisining yarmi siklning o'rtacha kuchlanishi, ayirmasining yarmi esa siklning amplitudasi deyiladi. Demak:

$$\sigma_{o'r} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

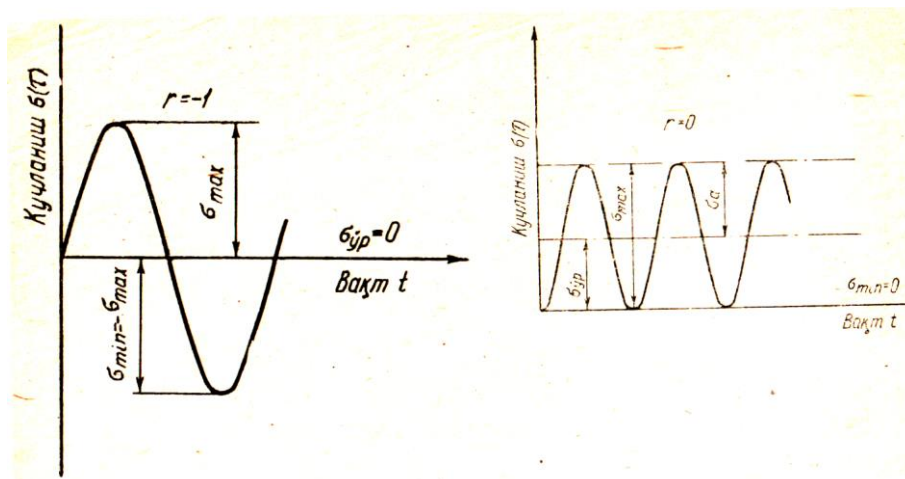
Shartli ravishda, $\sigma_{o'r}$ – siklning o'zgarimas qismi, σ_a esa o'zgaruvchan qismi deb hisoblanadi. Siklning harakterini aniqlash uchun asimmetriklik koeffitsiyenti kiritiladi. Uning qiymati: $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ Masalan, simmetrik sikl bilan o'zgaruvchi kuchlanishlar uchun

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-\sigma_{\max}}{\sigma_{\max}} = -1,$$

Pulsasiyalanuvchi sikl bilan o'zgaruvchi kuchlanishlar uchun esa

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{0}{\sigma_{\max}} = 0$$

bo'ladi. Ana shu uchun ham detalga kuchlanish simmetrik sikli bilan o'zgarganda chegaraviy kuchlanish σ_{-1} bilan, o'zgarganda esa σ_0 bilan belgilanadi.



Ta'sir qiluvchi nagruzka o'zgaruvchan bo'lganda, detalga kuchlanish oquvchanlik chegarasidan ham kichik bo'lishiga qaramay, detal ish jarayonida sinib ketishi mumkin. Buning sababi shuki, o'zgaruvchan kuchlanish ta'sirida bo'lgan detalning ko'ndalang kesim yuzasi o'zgaradigan joylarida konsentriyalangan (to'plangan) qo'shimcha kuchlanishlar ta'sirida detallar avval juda kichik darzlar paydo bo'ladi, so'ngra ular kattalashib borib, detalning sinishiga olib keladi. Detalning bu holatda sinishi *toliqish* deb ataladi. Detalning toliqishga qanchalik bardosh berishini hisoblash uchun chidamlilik chegarasi deb ataladigan tushuncha kiritiladi va kuchlanish simmetrik sikl bilan o'zgarganda ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha aniqlanadi.

$$[\sigma_{-1}] = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_{\sigma}}{k_{\sigma} n_1 n_2 n_3} \beta; \quad (6)$$

bu yerda, κ_{σ} - haqiqiy konsentriyasi koeffisienti. Uning qiymati nazariy yo'l bilan topiladigan konsentriyasi koeffisienti α_{σ} dan kichik bo'lib, quyidagicha aniqlanadi.

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(\sigma_{-1})_k}$$

Demak, κ_{σ} koeffisienti detalda kuchlanish konsentriyasi bo'lmagan holatdagi chidamlilik chegarasining shu detal kuchlanish konsentriyasi paydo bo'ladigan qilib yasalgan holatdagi chidamlilik chegarasiga nisbatini ko'rsatadi. κ_{σ} tajriba yo'li bilan aniqlanadi. Detailarni hisoblashda bu koeffisientning qiymatlari detallarning shakli va materialiga qarab, spravochniklarda keltirilgan jadvallardan olinadi.

ε_{σ} - detal kesimi o'lchamlarining chidamlilik chegarasining qiymatiga ta'sirini ko'rsatuvchi koeffisient.

β - detal sirti holatining toliqish chegarasiga ta'sirini xarakterlovchi koeffisient; u

loyihalanayotgan detal` toliqish chegarasining sirti jilolangan namuna detalning toliqish chegarasiga bo`lgan nisbatiga teng:

$$\beta = \sigma_{-1} / \sigma_{-1}$$

Demak, β koeffisient toliqish chegarasining ortishi yoki kamayishi mumkinligini ko`rsatadi. Loyihalanayotgan detalning sirti namuna detaldan yomon bo`lganda, $\beta < 1$, yaxshi bo`lganda esa $\beta > 1$ bo`ladi.

Detalning toliqish chegarasini oshirish maqsadida uning mustahkamligini oshirishning har xil usullaridan foydalaniladi. Bunday hollarda β ning qiymati 1 ... 3 oralig`ida bo`ladi.

Nagruzkaning o`zgarish sikli pul`sasiyalanuvchi bo`lganda ruxsat etilgan kuchlanish quyidagicha topiladi:

$$[\sigma_0] = \frac{2[\sigma_{-1}]}{2 - \psi}$$

bu yerda ψ - o`zgarish sikli simmetrik bo`lmagan kuchlanishning material mustahkamligiga ta`sirini ko`rsatuvchi koeffisient. U quyidagicha aniqlanishi mumkin:

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$$

Ko`rinib turibdiki, ψ koeffisient σ_{-1} bilan σ_0 ga bog`liq. Ayrim po`lat turlari uchun ψ va ψ ning qiymatlari 3- jadvalda keltirilgan:

3-jadval

$\sigma_{\text{в,МПа}}$	$\sigma_{\text{в,МПа}}$	ψ
400-500	170-220	0
480-600	200-270	0.05
600-750	250-340	0.05
700-850	310-380	0.1
850-1050	400-450	0.1
1050-1250	450-500	0.15

Yuqorida biz ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashning differensial usuli bilan tanishdik. Bu usul boshqa usullarga qaraganda aniq natija bersa-da, birmuncha murakkab bo`lib, undan mashinasozlik, traktorsozlik va shu kabilarda foydalaniladi. Boshqa hollarda esa jadval usuli ko`proq ishlatiladi.

Ruxsat etilgan kuchlanishni jadval usuli bilan tanlash juda qadimdan ma`lum. Buning uchun birinchi ustunida materialning nomi, keyingilarida esa ruxsat etilgan kuchlanish qiymatlari keltirilgan jadvallardan foydalaniladi. Bunday jadvallar maxsus laboratoriyalarda har xil materiallardan tayyorlangan namuna detallarni sinash yo`li bilan tuziladi va tegishli adabiyotda beriladi.

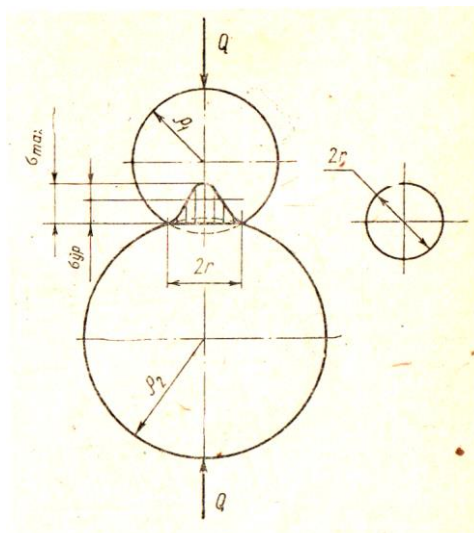
Ilgari tuzilgan jadvallarda ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati faqat materialning mexanikaviy xossalari-gagina bog`liq holda keltiriladi edi. So`nggi yillarda jadvallar mukammallashtirildi, ularda keltirilgan qiymatlar detal` uchun ishlatiladigan materialning

mexanikaviy xossalari, ta'sir etuvchi kuch va momentlarning xarakteri, detalning ishlash joyi va sharoiti e'tiborga olingan holda, differensial usullardan foydalanib tuziladi. Shuning uchun, ruxsat etilgan kuchlanishni jadvaldan tanlash usuli amalda juda keng qo'llaniladi.

Kontakt kuchlanish bir-biriga urinish yuzalari o'lchami qolgan o'lchamlaridan bir necha bor kichik bo'lgan ikki detal sirtida hosil bo'ladigan kuchlanishdir. Masalan, bir-biriga siqib qo'yilgan ikki shar yoki rolik sirtida hosil bo'ladigan kuchlanishlar kontakt kuchlanishlardir. Agar detal sirtidagi kontakt kuchlanish ruxsat etilganidan katta bo'lsa, u holda ezilish oqibatida chaqalanish, darz ketish va shu kabi nuqsonlar paydo bo'ladi. Natijada bunday detalni almashtirish zarurati tug'iladi. Bunday hol friksion, tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalarda, shuningdek, yumalash podshipniklarida uchraydi.

Radiuslari ρ_1 va ρ_2 bo'lgan ikki shar bir-biriga Q kuch bilan siqilganda hosil bo'lgan elastik deformatsiya oqibatida r radiusli sferaviy sirt hosil bo'ladi (7- shakl). Puasson koeffisienti $\nu = 0,3$ bo'lganida bu radius quyidagicha ifodalanadi:

$$r = 1,109_3 \sqrt[3]{\frac{Q\rho_v}{E_v}}, \quad (3)$$



bu yerda $E_v = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ - keltirilgan elastiklik moduli;

$\rho_v = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$ - keltirilgan egrilik radiusi; bu tenglikdagi minus ishorasi bir-biriga siqilib turgan sirtlarning biri qavariq va biri botiq bo'lganda, plus ishorasi esa ikkalasi ham qavariq bo'lganda qo'yiladi.

Hosil bo'lgan sirtidagi bosim bir tekis bo'lmaydi, bu bosimning eng katta qiymati o'rtacha qiymatidan 1,5 marta katta, bu qo'yidagicha aniqlanadi:

$$\rho_{\max} = \frac{1,5Q}{\pi r^2}. \quad (9)$$

Ma'lumki, ko'rib chiqilayotgan hollarda eng katta kuchlanish sirt o'rtasida paydo bo'ladi. Demak, $\sigma_{\max} = \rho_{\max}$. Shunday qilib (8) va (9) formulalardan quyidagi ifoda kelib chiqadi:

$$\sigma_{\max} = 0,3883 \sqrt{\frac{QE^2v}{\rho^2v}}. \quad (10)$$

Ikki silindr bir-biriga siqilganda kontakt kuchlanish uzunligi silindr uzunligiga, eni esa b ga teng bo`lgan sirtga ta`sir etadi (8- shakl). Bunday holda hosil bo`ladigan kontakt kuchlanish qiymati qo`yidagi formula vositasida aniqlanadi:

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{QE_v}{l\rho_v 2\pi(1-v^2)}}$$

yoki

$$\sigma_h = \sqrt{\frac{qE_v}{\rho_v 2\pi(1-v^2)}}$$

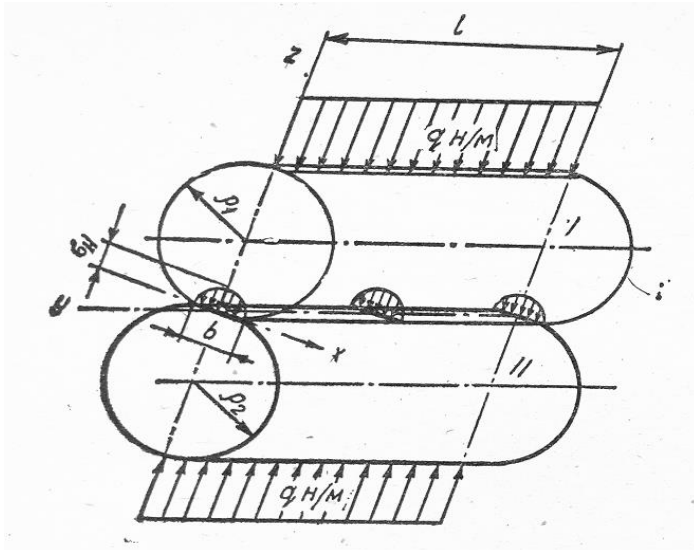
shuningdek, Puasson koeffisienti $\nu=0,3$ bo`lgan hollar uchun:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{Q E_v / l p v} = 0,418 \sqrt{q E_v / p v} \quad (11)$$

Bu formula doiraviy silindrgagina emas, balki silindrik sirtga ega bo`lgan hamma turdagi detallarga ham tatbiq etilaveradi. Buning uchun formuladagi ρ_v ni aniqlashda ρ_1 va ρ_2 lar o`rniga kontakt kuchlanish hosil bo`layotgan nuqtalarning egrilik radiuslarini qo`yish kifoya. Masalan, silindrik sirtga ega bo`lgan detal bilan tekislik orasida hosil bo`ladigan kontakt kuchlanishni aniqlash uchun ρ_1 silindr radiusiga, ρ_2 esa ∞ ga teng deb olinadi.

Kontakt kuchlanish hosil bo`lgan yuzada urinma kuchlanish ham paydo bo`ladi. Bu kuchlanish ishqalanish kuchiga yoki ishqalanish koeffisientiga bog`liq. Odatda, ishqalanish koeffisientining o`rtacha qiymati 0,2 deb olinadi va urinma kuchlanishning qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau_n = 0,35 \quad \sigma_n \approx 0,145 \sqrt{q E_v / p v} \quad (12)$$



Vaqt o`tishi bilan o`zgaruvchan kontakt kuchlanishning ta`siridan detallarning sirtida toliqish oqibatidagi yemirilish sodir bo`ladi. Bunday hollarda chegaraviy va ruxsat etilgan kuchlanishlarning

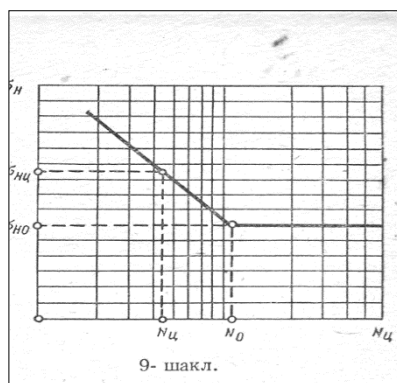
qiymatlari ish mobaynidagi sikllar soniga bog'liq holda belgilanadi. Sikllar soni namuna detal uchun asos qilib olingan sondan kam bo'lsa, chegaraviy, ya'ni ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymati nisbatan katta qilib olinishi mumkin.

Bu fikr detalga mo'ljaldagi ish muddati davomida ta'sir etadigan sikllar soni namuna detal uchun asos qilib olingan sikllar sonidan (masalan, toblanmagan po'lat uchun $N_0 = 10^7$ dan) katta bo'lgan hollarga taalluqli emas, chunki tekshirishlarning ko'rsatishicha sikllar soni asos qilib olingan songa yetgandan keyin uning ortishi chidamlilik chegarasining qiymatiga ta'sir etmaydi (9- shakl). Aksariyat detallar ana shunday sharoitda ishlaydi va ular uchun ruxsat etilgan kontakt kuchlanish, sirtning qattiqligiga qarab, quyidagi ifodadan aniqlanadi:

$$[\sigma_H] = C_B HB \quad \text{yoki} \quad [\sigma_H] = C_H HRC, \quad (13)$$

bu yerda HB va HRC - Brinel va Rokvell bo'yicha qattiqliklar;

C_B va C_r - materialga va termik ishlash usuliga bog'liq koeffisientlar. Amaliy hisoblashlarda ruxsat etilgan kontakt kuchlanish qiymati aksariyat maxsus jadvallardan olinadi .



Metallmas materiallardan yasalgan detal uchun ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini topishda quyidagilarga:

1) mustahkamlik xarakteristikasi qat'iy bo'lmay, ishlash sharoitiga, nagruzkaning qanday tezlik bilan o'zgarishiga, temperatura.

temperaturaning o'zgarishi hamda havo namligiga bog'liq ekanligiga;

2) ishlash jarayonida elastiklik moduli kichik bo'lgani tufayli detal o'lchamlari ruxsat etilmaydigan darajada o'zgarishi mumkinligiga ;

3) mustahkamlik xarakteristikasini belgilovchi deformasiya turlari bir-biridan juda katta farq qilishiga; .

4) vaqt, temperatura, namlik, detalning chidamliligiga ta'sir ko'rsatuvchi boshqa faktorlarni aniqlovchi eksperimental ma'lumotlar yetarli emasligi va boshqalarga e'tibor berish zarur.

Prinsip jihatidan olganda, metallmas materiallar uchun ham ruxsat etilgan kuchlanish metallarniki kabi topiladi:

$$[\sigma] = \sigma_{oq} / K \quad (14)$$

bu yerda K mustahkamlik zapasi bo'lsa ham, metallar uchun aniqlangan n dan katta farq qiladi:

$$K = K_{kt} \cdot K_i \cdot K_m,$$

bu yerda K_{KT} -kostruksiya va texnologiyani, K_i - ishlatilish sharoitini, K_m - muhimlik darajasini hisobga oluvchi koeffisientlar. O'z navbatida, K_{KT} - koeffisient materialning ishonchligini,

kuchlanish ta'sirining xarakterini, aniqlik darajasini, detalning tuzilishi va boshqa faktorlarni, K_i esa tezlik, vaqt, temperatura, havo namligi kabi faktorlarni hisobga oladi.

Umuman, plastmassadan tayyorlanadigan detallarni hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanishning qiymatini aniqlash uchun jadvallardan foydalanilgani ma'qul.

Mashinasozlikda ishlatiladigan asosiy materiallar va ularni tanlash

Mashinasozlikda ishlatiladigan materiallarning xili juda ko'p bo'lib, ularni uch gruppaga bo'lish mumkin: 1) *qora metallar*; 2) *rangli metallar*; 3) *metallmas materiallar*. Bulardan eng ko'p ishlatiladigani qora metallar – po'lat va cho'yandir.

Qora metallarning ko'p ishlatilishiga sabab shuki, ular mustahkam bo'lish bilan birga, nisbatan arzon turadi. Qora metallarning salbiy tomoni zichligi katta bo'lib, korroziyaga uncha chidamli emasligidir.

Mashinasozlikda ishlatiladigan asosiy materiallarning ximiyaviy tarkibi va xossalari metallshunoslik va boshqa maxsus kurslarda o'rganilganligi sababli bu yerda ularni tanlash masalalari haqidagi, shuningdek, so'nggi yillarda keng ko'lamda ishlatila boshlagan plastmassalar haqidagi ma'lumotlarga bayon etiladi.

Mashinalar loyihalashda ularning detallari uchun material tanlash injener-konstruktorning eng mas'uliyatli vazifalaridan biridir.

Mashina detallari uchun material tanlashda uning faqat xossalarigagina ahamiyat bermay, balki buni har tomonlama o'rganish lozim.

Material tanlashdagi asosiy talab shuki, tanlab olingan material avvalo, detalning ishga layoqatli bo'lishini ta'minlashi hamda nisbatan arzon turishi kerak. Bu talabni hamma vaqt ham osonlikcha qondirib bo'lmaydi, chunki, odatda, mustahkam, puxta, sifatli materiallar qimmat turadi. Shunday ekan, material tanlashda yangilishmaslik uchun ulardan bir necha xilini tanlab, ularni hisoblab ko'rgan ma'qul. Masalan, diametri 100 mm va aylanish chastotasi 5000 min^{-1} bo'lgan shkivni cho'yandan yoki alyuminiy qotishmasidan tayyorlash mumkin. Alyuminiy qotishmasi cho'yanga qaraganda ikki marta qimmat turadi. Lekin alyuminiy qotishmasi stanokda cho'yanga qaraganda 8-10 marta tez ishlanadi. Natijada alyuminiy qotishmasidan tayyorlangan shkiv cho'yandan tayyorlangan shkivga qaraganda 25% arzon bo'ladi. Ko'rinib turibdiki, tannarxi qimmat bo'lsa-da, alyuminiy qotishmasidan shkiv tayyorlash cho'yandan tayyorlashdagiga qaraganda foydalidir. Bordi-yu detalga nisbatan qo'yilgan hamma talabga ham javob beradigan material tanlash mumkin bo'lmasa, u holda eng zarur talablarni qondiruvchi materialni olish lozim. Qo'yilgan talablarni qondirish uchun ayrim hollarda, bir detalning o'zi turli materiallardan ishlanishi ham mumkin. Masalan, gidroturbinalarning parragi avvalo mustahkam, qolaversa korroziyabardosh bo'lishi kerak. So'nggi yillargacha bu maqsadda yuqori sifatli zanglamas, ammo qimmatbaho po'lat ishlatilar edi. Hozirgi vaqtda bunday parraklar oddiy uglerodli po'latdan tayyorlanib, ularning sirtiga zanglamas po'lat qoplanmoqda, natijada kattagina mablag' tejalmoqda. Yana bir misol. Ma'lumki, tishli g'ildirak tayyorlash uchun ishlatiladigan materialning asosiy massasi uning tanasiga ketadi. Holbuki, tishli g'ildirak tanasiga to'g'ri keladigan kuchlanish tishlariga to'g'ri keladigan kuchlanishning juda ham oz qismini tashkil etadi. Ana shu nazarda tutilib, Toshkent politexnika institutining «Mashina detallari» kafedrasida tishli g'ildirakning yangi turi yaratildi. Bu g'ildirakning tanasi arzon turadigan cho'yandan, tishli gardishi esa sifatli po'latdan yasilib ular elastik material vositasida bir-biriga ulanadi. Bunday g'ildiraklar yetarli darajada chidamli bo'lishi bilan birga, ishlash vaqtida paydo bo'ladigan shovqin odatdagi tishli g'ildiraklardagiga qaraganda birmuncha kamdir.

Shunday qilib, lozim bo'lgan taqdirda, bir detalning o'zini bir necha xil materialdan tayyorlashni tavsiya etish ham mumkin ekan. Buning uchun detalning ishlash sharoitini detalga nisbatan qo'yilgan talablar va materiallarning xossalarini yaxshi bilish kerak.

So'nggi yillarda mashinasozlikda plastmassalar deb ataladigan materiallardan keng ko'lamda foydalanila boshlandi. Qora metallar o'rnini asta-sekin plastmassalar egallamoqda. Agar 1930 yilda butun dunyoda atigi 0,1 mln.t plastmassa tayyorlangan bo'lsa, 1960 yili uning miqdori 7 mln.t ga etdi. Keyingi vaqtda olib borilgan tekshirishlar shuni ko'rsatdiki, 1967 yili butun dunyoda jon boshi ga 4,3 kg plastmassa, 17,6 kg temir, 1,3 kg boshqa metallar to'g'ri kelgan bo'lsa, 2000 yilda aholining o'sishi hisobga olinganda, jon boshiga to'g'ri keladigan plastmassa miqdori 211 kg ni, temir miqdori 41 kg, boshqa metall miqdori esa 13,6 kg ni tashkil etadi. Bu degan so'z, kelgusida plastmassalar sanoatning hamma tarmoqlarida, shu jumladan mashinasozlikda ham, asosiy material bo'lib qoladi, demakdir.

Binobarin, plastmassalardan mashina detallari uchun material sifatida foydalanish masalalariga alohida e'tibor berish lozim. Hozirgi zamon ximiya fanining rivojlanishi mashinasozlikda ishlatiladigan detallar uchun yengil, mustahkam, texnologik nuqtai nazardan qulay, yeyilishga chidamli va boshqa bir qator xossalarga ega bo'lgan materiallar ishlab chiqarishga imkon beradi.

Plastmassalarning afzalliklaridan yana biri shuki, juda murakkab shaklli detallar ham yuqori unumli ravishda bosim ostida kuyish, shtamplash, purkash usullari va boshqa usullar bilan tayyorlanishi mumkin.

Mashinasozlikda ishlatiladigan plastmassalar *termoplastlar* (termoplastik plastmassalar) va *reaktoplastlar* (termoreaktiv plastmassalar) deb ataladigan ikki gruppaga bo'linadi.

Termoplastlarga xos xususiyat shundan iboratki, ular suyuqlantirilib, so'ngra suyuqlashtirishdan so'ng suyuqlantirishdan oldingi xossalari tiklanadi. Demak, bunday material chiqindilarini, undan yasalgan eski detallarni qayta suyuqlantirib, yangi detal tayyorlash mumkin. Reaktoplastlar suyuqlantirilib, so'ngra sovutilgandan keyin ularning dastlabki xossalari tiklanmaydi. Birinchi gruppaga, har xil poliamidlar, hamma turdagi kapralonlar, poliuretanlar poliformal`degid, polikarbonat, polipropilen, polivinilxloridlar, polietilen, ftoroplastlar kabi materiallar kiradi. Ikkinchi gruppaga ham turli tekstolitlar, voloknitlar va yog'och qatlamli plastiklar (DSP) kiradi.

Plastmassalarning qora metallarga nisbatan asosiy kamchiligi shundaki, birinchidan, ularning mustahkamligi yetarli darajada bo'lmaydi, ikkinchidan, vaqt o'tishi bilan, tashqi muhit ta'sirida mexanikaviy xossalari, ba'zan esa detalning o'lchamlari o'z-o'zidan o'zgaradi. Ammo ximiya fanining tobora rivojlanishi bu kamchiliklarni bartaraf qilishga imkon berishi muqarrar. Shuning uchun plastmassadan tayyorlangan detalning biror kamchiligi sezilsa, uni butunlay ishlatmaslik noto'g'ri. Aksincha, aniqlangan kamchilikni bartaraf qilish choralari ko'rilishi kerak.

Xulosa: Ushbu mavzuni o'rganish davomida detallarni loyihalashga oid asosiy ma'lumotlarga ega bo'ldik. Loyihalanadigan detal, birinchidan, ayni sharoitda ishlash layoqatiga ega, ya'ni ma'lum vaqt davomida o'z mustahkamligini to'la saqlaydigan, ortiqcha remont talab qilmaydigan bo'lishi, ikkinchidan, to'g'ri ishlashi, uchinchidan, mashinadan foydalanishda odam uchun xavf tug'dirmaydigan bo'lishi, to'rtinchidan, tayyorlanishi texnologik nuqtai nazardan qulay va tejamli, ya'ni mustahkamligini saqlagani holda o'lchamlar kichik, imkoni boricha yengil bo'lishi va arzon turishi lozim.

Takrorlash uchun savollar:

1. Mashina detallarini hisoblash deganda nimani tushunasiz?
2. Mashina detallarini loyihalash deganda nimani tushunasiz?
3. Detailarning konstruksiyasiga qo'yiladigan talablar nimalardan iborat?
4. Detailarning ishlash layoqati deganda nimalar nazarda tutiladi?
5. Detailarni ishlash layoqatini ta'minlash uchun nimalar qilish kerak?
6. Ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlash qanday olib boriladi?
7. Mashinasozlikda ishlatiladigan asosiy materiallar haqida ma'lumot bering?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.

5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov “Mashina detallarini loyihalash” Fan. Toshkent. 1997 yil.

2-modul. Birikmalar.

2-mavzu. Rezbali birikmalar.

Mavzu: **Rez`bali birikmalar.**

Reja:

1. Rez`ba haqida umumiy ma`lumot

2. Gaykaga qo`yilgan burovchi moment bilan vintga o`q bo`ylab ta`sir etuvchi kuch orasidagi bog`lanish

3. Rez`baning mustahkamligini hisoblash.

Ushbu mavzuni o`zlashtirishdan maqsad: Birikmalar haqida to`liq ma`lumotga ega bo`lish, birikmalarning mashinasozlikdagi va sanoatdagi rolini o`rganish, ishlatilish sohasini va birikmalarga qo`yiladigan talablar bilan batafsil tanishish. Rezbali birikmalar haqida umumiy ma`lumotga ega bo`lish, ularning qo`llanilish sharoitlari bilan tanishish va ularni sanoatga qo`llashni o`rganish.

Tayanch iboralar: Rez`bali birikma, rez`ba, silindrik, konussimon, bolt, vint, shpilka, gayka, metrik rezba, dyuimiy rezba, ichki diametr, tashqi diametr, birikma, ichki rezba, tashqi rezba, metchik, flesher, bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli va boshqalar.

Detallarni rez`ba vositasida biriktirish qadimdan ma`lum bo`lib, ajraladigan birikmalarning eng ko`p tarqalgan va muhim turidir. Bolt, vint, shilka vositasida ajraladigan birikma hosil qilish rez`bali birikmalarning xususiy hollari bo`lib, mashinalarning ular vositasida yig`ilish uzellari kerak bo`lgan vaqtda ayrim detallarga ajratilishi va zarur vaqtda yana yig`ilishi mumkin. Bunday birikmalar hosil qilishga imkon beradigan asosiy qism rez`ba bo`lganligi uchun ularning hammasi rez`bali birikmalar deyiladi.

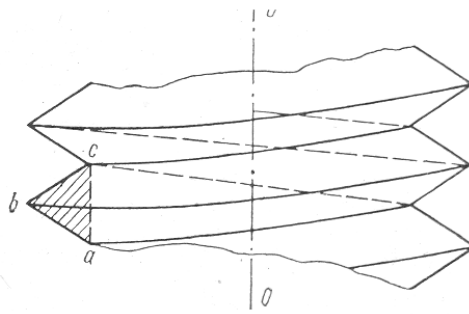
Rez`bali birikmalarning afzalliklari shundan iboratki, ular nisbatan katta nagruzka ta`sirida yetarli darajada ishonchli ishlaydi; ularni ajratish va yig`ish qiyinchilik tug`dirmaydi; turli sharoitda ishlaydigan rez`bali detallar ko`plab ishlab chiqarilishi mumkin; nisbatan arzon turadi; hamma o`lchamlari standartlashtirilgan (GOST 9000-59, GOST 8724-58, GOST 9150-59).

O`zgaruvchan kuch ta`siriga chidamliligi yetarli emasligi va ayrim hollarda maxsus rez`bali detallar tayyorlashning texnologik nuqtai nazardan birmuncha qiyinligi rez`bali birikmalarning kamchiligidir.

Rez`ba haqida umumiy ma`lumot

Ma`lum shakldagi tekislik, masalan abc uchburchakli biror o`q atrofida vint chizig`i bo`ylab aylantirilsa (26-shakl), bu tekislikning yon tomonlari rez`baning sirtini hosil qiladi. Aylantirilgan tekislik, masalan, uchburchaklik rez`baning profili deb ataladi. Shuning uchun uning shakliga qarab, rez`balar *uchburchaklik, to`g`ri to`rtburchaklik, trapesiyaviy va doiraviy profilli* bo`lishi mumkin. Mustahkamlash detallari sifatida, asosan uchburchaklik profilli rez`badan foydalaniladi, chunki bunday rez`balarda ishqalanish bir muncha katta bo`lib, mustahkamligi nisbatan yuqoridir. Bunga ishonch hosil qilish uchun uchburchaklik va to`g`ri to`rtburchaklik profillarni solishtirib ko`rish kifoya. Masalan, vintga o`q bo`ylab ta`sir etayotgan kuchni gaykaning rez`basi normal kuchlar tarzida qabul qilayotgan bo`lsin. Agar shartli ravishda bu kuchlar bir nuqtaga yig`ilgan deb qabul qilinsa (27-shakl), u holda rez`badagi ishqalanish kuchi to`g`ri to`rtburchaklik profilli rez`balar uchun

$$F = N_2 f = P f, \quad (39)$$

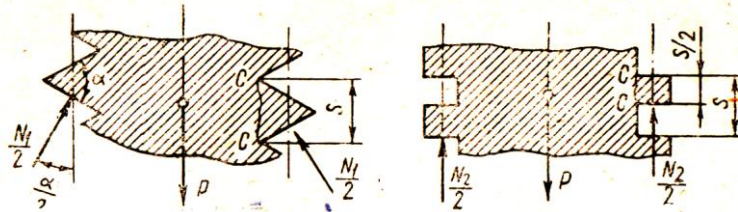


26 - shakl

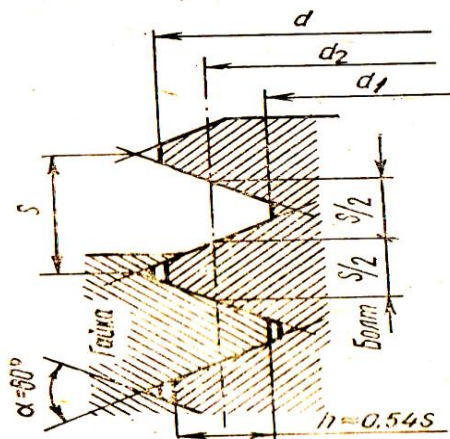
uchburchaklik profilli rez`balar uchun esa

$$F = N' f = P \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = P f' \quad (40)$$

bo'ladi. Bu yerda f -ishqalanish koeffisientining haqiqiy qiymati, $f' = \frac{f}{\cos \alpha/2}$ ishqalanish koeffisientining keltirilgan qiymati. (27-shakl)



Uchburchaklik profilli rez`balar ($\alpha = 60^\circ$) uchun $\cos \alpha/2$ qiymati birdan kichik bo'lganidan $f' > f$ bo'ladi. Bundan tashqari 27-shakldan ko'rinib turibdiki, qadamlarining qiymati bir xil bo'lgani holda uchburchaklik profilli rez`balarda kesilishga ishlaydigan s-s kesim yuzi to'g'ri to'rtburchaklik profilli rez`balarnikiga qaraganda ikki marta katta bo'ladi.



Agar tekislik biror o'q atrofida vint chizig'i bo'ylab chapdan o'ngga tomon aylantirilsa, o'naqay rez`ba, o'ngdan chapga tomon aylantirilganda esa chapaqay rez`ba hosil bo'ladi. Bordi-yu profillarning soni ikki yoki undan ortiq bo'lib, ular bir-biriga paralel ravishda yonma-yon joylashtirilgan holda vint chizig'i bo'ylab aylantirilsa, ikki yoki undan ortiq kirimli rez`ba hosil bo'ladi. Shuning uchun rez`balar bir kirimli, ikki kirimli va hokazo turlarga bo'linadi.

Detallarni mustahkamlash uchun mo'ljallangan rez`balar asosan bir kirimli bo'ladi.

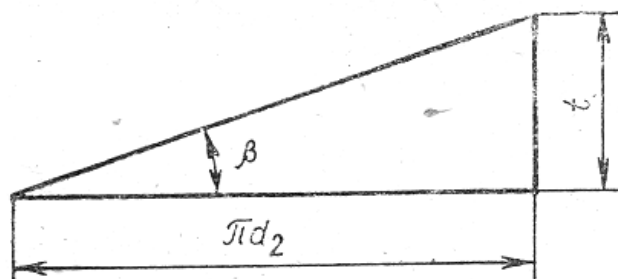
Rez`balar *silindrik* yoki *konussimon* sirtida bo'lishi mumkin. Ko'pincha silindrik sirtidagi rez`balardan foydalaniladi. Konussimon sirtidagi rez`balar jips birikmalar hosil qilish maqsadida ishlatiladi. Rez`ba silindr yoki konusning ichki yoki sirtqi sirtida bo'lishi ham mumkin. Birinchisi ichki, ikkinchisi esa sirtqi rez`ba deyiladi. Agar rez`baning o'lchamlari mm hisobida ifodalansa, bunday rez`ba *metrik* rez`ba deb, dyuym bilan ifodalanganda esa *dyuymiy* rezba deb ataladi. Bundan tashqari, uchburchaklik profilli metrik rez`balarda profil` burchagi 60^0 ga teng (28-shakl), dyuymiy rezbalarda esa bu burchak 55^0 ga baravardir. Sovet Ittifoqida asosan metrik rez`balardan foydalaniladi. Dyuymiy rez`ba ilgari vaqtlarda tayyorlangan yoki chet ellarda keltirilgan mashinalarga zapas qismlar tayyorlashda ishlatiladi. Trubalarni bir-biriga birlashtirish uchun dyuymiy rezbaning maxsus turidan foydalaniladi. Garchi bunday rezba profilning burchagi 55^0 bo'lib, o'lchamlari dyuym hisobida berilsa ham, aslida uning o'lchamlari shartlidir. Masalan, truba sirtidagi rez`baning sirtki diametri bir dyuymli deb belgilangan bo'lsa, u odatdagidek 25,4 mm emas, balki 33,25 mm ga, ayrim dyuym deb belgilangan bo'lsa, u 16,66 mm ga teng bo'ladi. Quyida asosan metrik rez`balar haqida gap yuritiladi. Rez`baning asosiy geometrik o'lchamlarini keltirib o'tamiz (28-shakl): d -rez`baning sirtqi diametri; d_1 -rezbaning ichki diametri; d_2 - rez`baning o'rta diametri; h -rez`ba profilning balandligi (gayka vintga burab kiritilganda rez`balarning o'zaro tegib turadigan sirti balandligi); s -rez`baning qadami (vintning ikki qo'shni o'rami orasida o'q bo'ylab o'lchangan masofa); t -rez`ba yo'li (bir marta to'la aylangan vintning o'q bo'ylab siljigan masofasi; bir kirimli rez`balar uchun $t=s$, ko'p kirimli rez`balar uchun esa $t=ns$; (bu yerda n -kirimlar soni); α - rez`ba profilning burchagi; β - ko'tarilish burchagi (bu burchak rez`ba o'qiga tik tekislik bilan vint chizig'iga o'tkazilgan urinma orasida hosil bo'ladigan burchak).

Vint chizig'ining bir o'rami tekislikda yoyilsa (29-shakl), katetlari t va πd_2 ga teng to'g'ri burchakli uchburchaklik hosil bo'ladi. Bu uchburchaklikda:

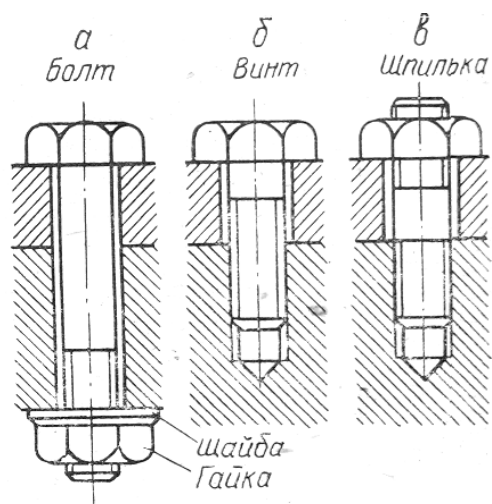
$$tg\beta = \frac{t}{\pi d_2} \quad (41)$$

Birikma hosil qilishda rez`bali detallardan bolt, vint, shpil`ka va gaykalar ishlatiladi.

Bolt bir uchida klyuch yoki otverka uchun mo'ljallangan kallagi, ikkinchi uchida esa gayka burab kiritiladigan rez`basi bo'lgan sterjendir (30-shakl, a).



29 – shakl. Rezbaning ko'tarilish burchagini aniqlashga oid sxemasi



30 – shakl. Rez'wali detallarning asosiy turlari

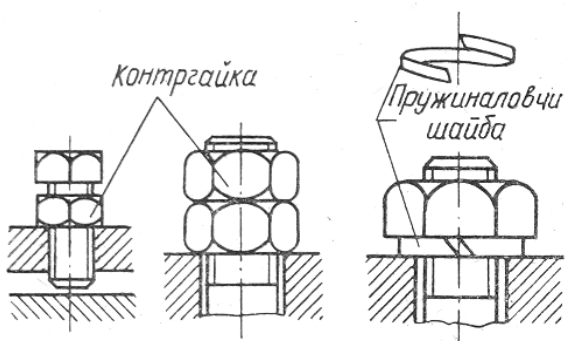
Boltning gayka uchun mo'ljallangan rez'wali uchiga gayka buralmay, bu uchi biriktirilishi lozim bo'lgan detalga buraladigan bo'lsa, bunday bolt vint deyiladi. Vintning kallagi, ko'pincha, otverka bilan burashga moslab yasaladi.

Agar sterjenning ikki uchi rez'wali qilib yasalgan bo'lsa, u shpil'ka deb ataladi. (30-shakl, v).

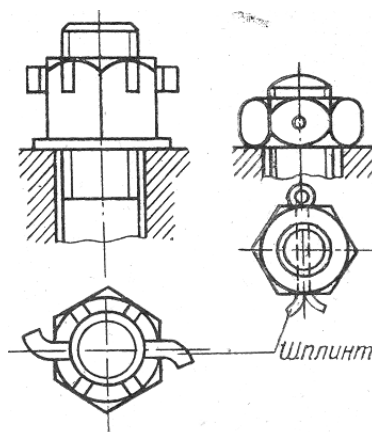
Gayka boltli birikmalarning asosiy detallaridan biridir. Uni ichki yuzasida rez'basi bo'lgan, sirti olti yoki to'rt yoqli yoxud doiraviy shaklda tayyorlangan halqa desa bo'ladi.

O'zgaruvchan kuch va moment ta'sir etadigan birikmalardan sodir bo'ladigan ko'ngilsiz voqealardan biri ularning o'z-o'zidan buralib bo'shashidir. Buning sababi shuki titrash natijasida rez'balardagi ishqalanish kamayadi va buning oqibatida o'z-o'zidan tormozlanish xususiyati yo'qoladi. Shuning uchun bunday birikmalarda hal qilinishi lozim bo'lgan ishlardan biri o'z-o'zidan buralishga barham berishdir. Bunga quyidagi usullar bilan erishish mumkin.

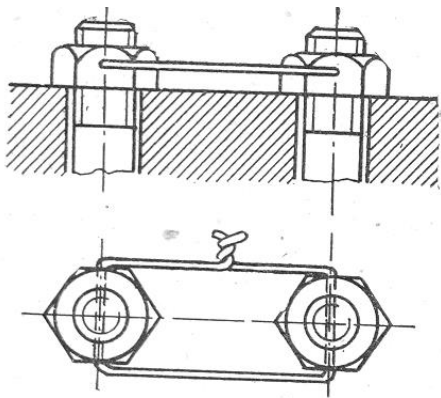
1. Kontrgayka va prujinalovchi shayba qo'yish (31 shakl). Bunda qo'shimcha detallar hisobiga rezbadagi umumiy qarshilik ortadi.



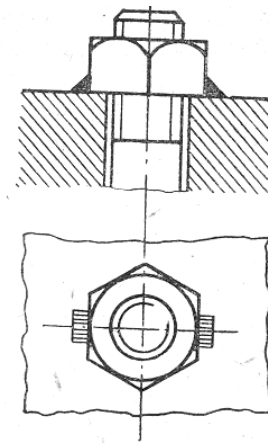
31 – shakl. Gaykaning kontrgayka vositasida maxkamlab qo'yilishi



32 – shakl. Gaykaning shplint vositasida maxkamlab qo'yilishi



35 – shakl. Gaykaning sim vositasida Maxkamlab qo'yilishi



34 – shakl. Gaykaning payvandlash yuli bilan maxkamlab qo'yilishi

Gaykaga qo'yilgan burovchi moment bilan vintga o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuch orasidagi bog'lanish.

Agar vintga o'q bo'ylab V kuch ta'sir etayotgan bo'lsa, unga gaykani burab kiritish uchun klyuchga burovchi M_b moment qo'yilib, gayka buralishi kerak (35- shakl). Burash jarayonida gayka-vint juftida hosil bo'ladigan kuchlarning o'zaro nisbatini quyidagi shartdan foydalanib aniqlash mumkin:

$$A_k = A_T + A_p + A_v, \quad (42)$$

bu yerda A_k – klyuchga qo'yilgan, momentning bajargan ishi; A_T – gaykaning detalga tegib turgan sirtida hosil bo'lgan ishqalanish kuchining bajargan ishi; A_p – rez`badagi ishqalanish kuchining bajargan ishi; A_v – V kuchning o'q bo'ylab yo'nalishida bajargan ishi. Gayka bir marta to'la aylantirilganda bajaradigan ish bilan ta'sir etuvchi moment orasidagi munosabatni quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\left. \begin{aligned} A_k &= M_k * 2\pi \\ A_T &= M_T * 2\pi \end{aligned} \right\}$$

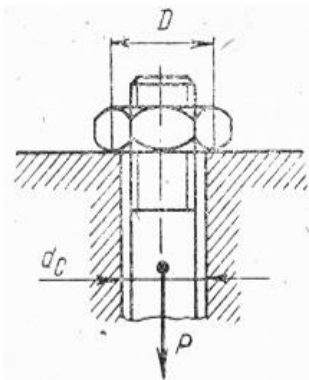
bu yerda M_T - gaykaning detalga tegib turgan yuzasida hosil bo'lgan ishqalanish kuchining momenti. Bu momentni quyidagicha aniqlash mumkin (35- shakl, a):

$$M_T = \int_{d_c/2}^{D/2} qf 2\pi r^2 dr - \frac{1}{3} Vf \frac{D^3 - d_c^3}{D^2 - d_c^2}, \quad (44)$$

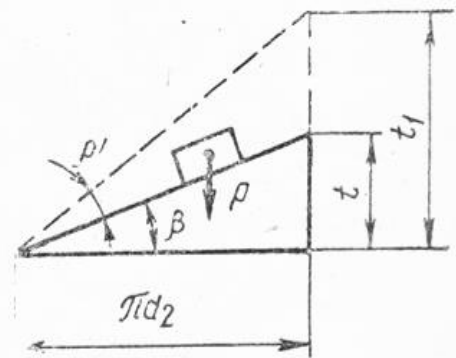
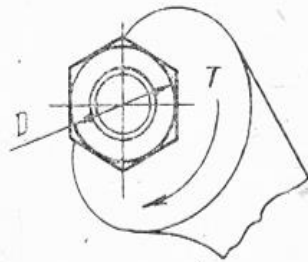
bu yerda $q = \frac{V}{\pi/4(D^2 - d_c^2)}$ - gaykaning detalga tegib turgan yuzasidagisolishtirma bosim; f -

ishqalanish koeffisienti; D -gayka yuzasining sirtqi diametri; d_c – vint uchun mo'ljallangan teshikning diametri.

Gaykaning bir marta to'la aylangandagi ($A_p + A_v$) ning qiymatini og'irligi V bo'lgan yukning qiya tekislikdagi harakatiga taqqoslab aniqlash mumkin. Qiya tekislikning ko'tarilish burchagi rezbaning ko'tarilish burchagi β ga, balandligi esarezbaning yo'li t gat eng qilib olinadi (36-shakl,b).



35-shakl.



36 – shakl. Gayka - vint juftidagi momentlarni aniqlash sxemasi

Ma'lumki, qiya tekislikdan foydalanib yukni tepaga ko'targanimizda bajarilgan ish yukni ko'tarishga va ishqalanish kuchiga yengishga sarflanadi. Agar ishqalanish kuchi bo'lmaganda edi, β burchakli qiya tekislikda yukni ko'tarish uchun sarflangan ish hisobiga shu yukni $\beta + \rho$ burchakli (ρ – ishqalanish burchagi) qiya tekislikda ko'tarish mumkin bo'lar edi.

Keltirilgan ishqalanish burchagi quyidagicha topiladi:

$$\rho = \text{arc tg } f,$$

bu yerda f - rezbadagi ishqalanish koeffisientining keltirilgan qiymati (40) formulaga qarang.

Yuqorida aytilganlar asosida quyidagi tenglikni yozish mumkin:

$$A_p + A_v = Vt_1 = V\pi d_2 \text{tg}(\beta + \rho'). \quad (45)$$

Agar (43),(44) va (45) formulalardagi qiymatlar (42) tenglikka qo'yilib, ikki tomoni 2π ga qisqartirilsa, quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$T_k = P M_k = \frac{1}{3} V f \frac{D^3 - d_c^3}{D^2 - d_c^2} + \frac{1}{2} V d_2 \text{tg}(\beta + \rho'). \quad (46)$$

Bu tenglikning o'ng tomonidagi qiymatlarning birinchisi gaykaning detalga tegib turgan sirtidagi ishqalanish kuchining momenti bo'lsa, ikkinchisi rezbadagi kuchlarning momentidir.

Vintli juftning o'z o'zidan tormozlanishi va uning foydali ish koeffisienti. Vint jufti o'zgaruvchan kuch va momenti ta'siridan buralib bo'shamasligi uchun ularda o'z-o'zidan tormozlanishdan buralib bo'shalmasligi uchun ularning o'z-o'zidan tormozlanish xususiyati bo'lishi kerak. Bu xususiyatni ta'minlovchi asosiy shart $\beta < \rho$ dir, ya'ni rezbaning ko'tarilishi burchagi undagi ishqalanish burchagidan kichik bo'lishi kerak. Ma'lumki, ishqalanish burchagi gayka bilan

vint orasidagi ishqalanish kuchiga hamda ularning qanday materiallardan tayyorlanganligiga bog'liq. Mahkamlash detallari uchun ishlatiladigan rez`balarda ko'tarish burchagi odatda $1,5^0$ dan 4^0 gacha bo'ladi. Ishqalanish burchagi esa, ishqalanish koeffisienti qiymatiga qarab, 6^0 dan ($f \approx 0,1$ bo'lganda) 16^0 gacha ($f \approx 0,3$ bo'lganda) yetishi mumkin. Demak, mahkamlanish detallari uchun ishlatiladigan rez`balarning hammasida o'z-o'zidan tormozlanishi xususiyati bo'ladi. Vintli juftning foydali ish koeffisientini gaykani burash uchun sarflangan ishning ishqalanish yo'q deb faraz qilingandagi qiymatini ishqalanish mavjud bo'lgandagi qiymatiga bo'lish yo'li bilan, ya'ni M_k' : M_k nisbatda topish mumkin, bu yerda M_k (46) formuladan topiladi. M_k' ham shu formuladan topiladi, lekin bundan $f=0$ va $\rho=0$ faraz qilinadi. Yuqorida aytilganlar nazarda tutilsa, quyidagi ifoda kelib chiqadi:

$$\eta = \frac{M_k'}{M_k} = \frac{tg\beta}{\frac{2}{3} \frac{f}{d_2} \left(\frac{D^3 - dc^3}{D^2 - dc^2} \right) + tg(\beta + \rho')} \quad (47)$$

bundan faqat rez`ba uchungina taalluqli bo'lgan qismi

$$\eta = \frac{tg\beta}{tg(\beta + \rho')} \quad (48)$$

bo'ladi.

Yuqorida aytib o'tilgandek, ko'pchilik vintli juftlarda o'z o'zidan tormozlanishi xususiyati bo'lganligi uchun $\beta < \rho$ bo'ladi. Shu sababdan ularning foydali ish koeffisienti hamma vaqt 0,5 dan kichik bo'ladi. Agar vintli juftning o'z-o'zidan tormozlanishi zaruriyat bo'lmasa, uning foydali ish koeffisientini β ning qiymatini kattalashtirish evaziga oshirish mumkin. Buning uchun ko'p kirimli vintlardan foydalaniladi.

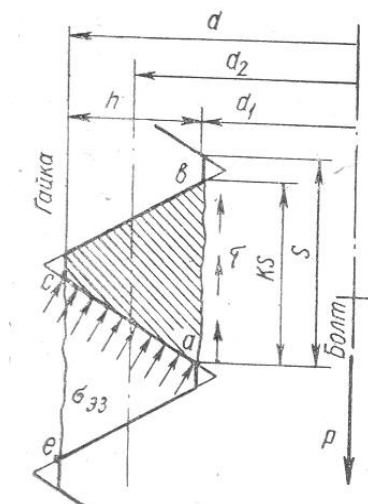
Shuni nazarda tutish kerakki, β ning qiymati ortishi bilan rez`balar tayyorlash birmuncha qiyinlashadi. Shuning uchun amalda rez`balarning ko'tarilish burchagi $20^0 - 25^0$ dan oshirilmaydi.

Rez`baning mastahkamligini hisoblash.

Rez`bali birikmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan va vint sterjenini cho'zadigan kuch rez`baning hamma o'ramlariga ham bir xilda ta'sir etavermaydi. Bu masalani birinchi bo'lib tekshirgan olim N.E.Jukovskiydir. O'tkazilgan tadqiqotlar shuni ko'rsatadiki, rez`baning kuch ta'sir etayotgan tomonidan birinchi o'ramida boshqa o'ramlardagigina qaraganda kattaroq kuchlanish hosil bo'ladi. Rez`balarga ta'sir etuvchi kuchning rez`ba o'ramlari orasida bir tekisda taqsimlanmasligining ko'pincha sabablari bor. Ana shu sabablardan biri shuki, o'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchdan vintdagi rez`baning bir tomonga, gaykadagi rez`baning esa qarama-qarshi tomonga deformatsiyalanishidir. Masalan 6 o'ramli gaykaning birinchi o'rami ta'sir etayotgan kuchning 52% ni, ikkinchi o'rami 25% ni, uchinchi o'rami 12% ni, oxirgi o'rami esa atigi 2% ni qabul qiladi. (37-shakl). Zarur bo'lgan taqdirda gaykaning hamma o'ramlari bir xilda ishlaydigan maxsus turidan foydalaniladi. Lekin bunday gaykalar tayyorlash texnologik jihatdan bir muncha qiyin.

Gaykaning o'ramlari orasida nagruzkaning taqsimlanish xarakterini aniq bilish juda qiyin, chunki bunga yuqorida keltirilgan sababdan tashqari, gayka tayyorlashning aniqlik darajasi va gaykaning ishqalanishdagi yeyilish darajasi ham ta'sir qiladi. Shuning uchun amalda rez`balarning

munosabatdan foydalaniladi:



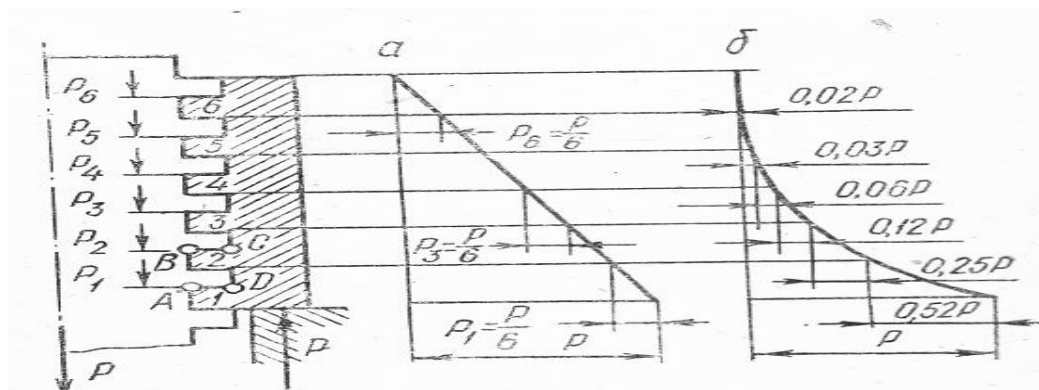
$$\sigma_{33} = \frac{P}{z \pi d_2 \cdot h} \leq [\sigma_{33}],$$

bu yerda $z = \frac{H}{s}$ balandligi H bo'lgan gaykadagi rez'ba o'ramlarining soni.

Bu formula vintning rez'basi uchun ham tadbiq qilinaveradi. Rez'balarning kesilishi qo'yidagi formulalardan hisoblab topiladi:

$$\tau = \frac{P}{\pi d_1 K H} \leq [\tau];$$

gayka uchun



37 – shakl . O'q bo'ylab ta'sir etuvchi kuchning vint o'ramlari orasida taqsimlanishi

mustahkamligini hisoblashda ta'sir etuvchi kuch vint o'ramlari orasida bir xil taqsimlanadi, deb qabul qilinadi va rez'ba ish sirtining egilishi va a-b bo'yicha (38-shakl) kesilishi hisoblanadi.

Rez'balarning ezilishini hisoblashda quyidagi munosabatdan foydalaniladi:

Bu yerda $z = H/s$ -balandligi H bo'lgan gaykadagi rez'ba o'ramlarining soni. Bu formula vintning rez'basi uchun ham tatbiq qilinaveradi.

Rez'balarning kesilishi quyidagi formulalardan hisoblab topiladi.

Vint uchun

$$\tau = P / \pi d_1 K H \leq [\tau]$$

Gayka uchun

$$\tau = P / \pi d K H \leq [\tau], \quad (50)$$

bu yerda $K=ab/s$ yoki $K=ce/s$ - rez'baning turini hisobga oluvchi koeffisient. Uchburchaklik profili rez'balar uchun $K \approx 0,8$; to'g'ri to'rtburchaklik profili rez'balar uchun $K=0,5$; trapesiya profili rez'balar uchun esa $K=0,65$. Agar vint va gaykaning materiali bir xil bo'lsa, vint rez'basining o'ziningina hisoblash kifoya, chunki $d > d_1$ bo'ladi. Gaykaning standartda qabul qilingan balandligi vint sterjeni bilan rez'basining mustahkamligi bir xil bo'lishi kerak, degan shartdan kelib chiqarilgan. Agar $\tau = 0,6 \sigma_{ok}$ ekanligini nazarda tutilsa, vint sterjeni bilan rez'basining mustahkamligi bir xil bo'lishini ta'minlaydigan shart quyidagicha ifodalanishi mumkin:

$$P / \pi d_1 K H = 0,6 P / \pi / 4 d_1^2 \quad (51)$$

Agar $K = 0,8$ deb olinsa, $H \approx 0,5d_1$ bo'ladi. Biroq amalda salbiy ta'sir ko'rsatadigan ayrim hollarda nazarda tutilib, rez`bali detallar uchun ishlatiladigan gaykaning balandligini $0,8d$ ga teng qilib olish tavsiya etiladi.

Rez`baning standartda keltirilgan o'lchamlari vint sterjeni bilan rez`basining mustahkamligi bir xil bo'lishini ta'minlaydi. Shuning uchun boltli birikmalarni loyihalashda, asosan, vint sterjenning zarur diametrigina hisoblab topiladi, qolgan o'lchamlari esa tegishli GOST dan olinadi.

Xulosa: Rez`bali birikmalar nima ekanligini, qayerlarda qo'llanilishini o'rgandik. Rez`balar uchburchaklik, to'g'ri to'rtburchaklik, trapesiyaviy va doiraviy profilli bo'lishi mumkin. Rez`bali birikmalar sanoatda eng ko'p qo'llaniladigan ajraladigan birikmalardan biridir. Rez`bali birikmalar kirimlari soniga qarab ham turlarga ajratiladi: bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli. Bulardan eng qo'llaniladigani bir kirimli rez`balardir. Rez`balarni ishlatish, ularning turlari haqida to'liq ma'lumotga ega bo'lindi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Rez`bali birikma deganda nimani tushunasiz?
2. Rez`ba profilining shakliga qarab rez`balar qanday turlarga ajratiladi?
3. Rez`balar qanday sirtlarda bo'lishi mumkin?
4. Birikmalar hosil qilishda rez`bali detallardan qaysilari ishlatiladi?
5. Bolt deb nimaga aytiladi?
6. Vint deb nimaga aytiladi?
7. Shpil`ka deb nimaga aytiladi?
8. Gaykalar deganda nimani tushunasiz?
9. Rez`baning mustahkamligi qanday tekshiriladi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyihalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

3-mavzu. Rezbalı birikmalarnı mustahkamlikka hisoblash. Yuklanma turlicha ta'sir etuvchi bolt sterjenining mustahkamligini hisoblash.

Reja:

1. Bolt sterjeniga faqat cho'zuvchi tashqi kuch ta'sir etadi.
2. Bolt sirib tortilgan.
3. Bolt sirib tortilgan, tashqaridan bolt sterjeniga cho'zuvchi kuch ta'sir etadi.
4. Nagruzka boltning o'qiga tik yo'nalishda ta'sir etadi.
5. Ta'sir qiluvchi nagruzkadan bolt sterjenida eguvchi moment hosil bo'ladi.
6. Klemmali birikmalarning boltlarini hisoblash.
7. Rezbalı detallar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar.
8. Plastmassalardan tayyorlangan rezbalı detallarnı hisoblashning o'ziga xos xususiyatlari.

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Birikmalar haqida to'liq ma'lumotga ega bo'lish, birikmalarning mashinasozlikdagi va sanoatdagi rolini o'rganish, ishlatilish sohalarini va birikmalarga quyiladigan talablar bilan batafsil tanishish. Rezbalı birikmalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, ularning qo'llanilish sharoitlari bilan tanishish va ularni sanoatga qo'llashni o'rganish.

Tayanch iboralar: Rezbalı birikma, rezba, silindrik, konussimon, bolt, vint, shpilka, gayka, metrik rezba, dyumiy rezba, ichki diametr, tashqi diametr, birikma, ichki rezba, tashqi rezba, metchik, flesher, bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli va boshqalar.

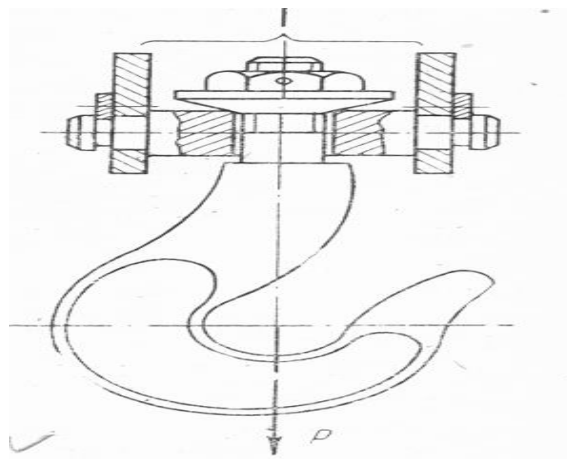
1-hol. Bolt sterjeniga faqat cho'zuvchi tashqi kuch ta'sir etadi. Bunga sirib tortilmagan, ya'ni zo'riqtirilmagan holatda osib qo'yilgan ilgak misol bo'la oladi (39-shakl). Uning rezbalı qismi tashqi P kuch ta'siridan cho'zilishga hisobiy diametri bo'yicha tekshiriladi:

$$\sigma = \frac{P}{\pi/4d_1^2} \leq [\sigma]; \quad d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}} \quad (52)$$

d_1 ning topilgan qiymati tegishli GOSTda berilgan ma'lumotga moslashtirilib, boltning qolgan o'lchamlari aniqlanadi.

2-hol. Bolt sirib tortilgan. Bunga germetik bo'lishi talab etiladigan qopqoqlarnı sirib mahkamlash uchun ishlatiladigan boltlar kiradi (40-shakl). Bunday boltning sterjeniga sirib tortish natijasida hosil bo'ladigan cho'zuvchi kuch P_t hamda rezbalardagi burovchi moment M_p ta'sir etadi. V kuch ta'siridan hosil bo'lgan kuchlanish:

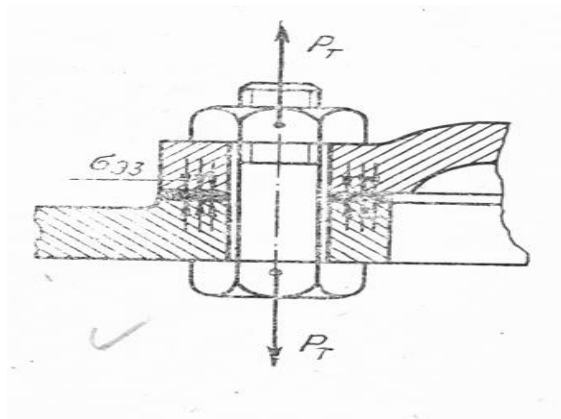
$$\sigma = \frac{V}{\pi/4d_1^2}.$$



Shakl. Yuk ko'tarish uchun muljallangan ilgak

Burovchi M_p moment ta'siridan hosil bo'lgan kuchlanish:

$$\tau = \frac{M_p}{W_p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot V d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho)}{0,2 d_1^3}$$



40 – shakl

Bolt sterjenining mustahkamligi σ va τ ni e'tiborga oluvchi quyidagi ekvivalent kuchlanish bilan baholanadi:

$$\sigma_{ekv} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma] \quad (53)$$

Bajarilgan hisoblar standartda berilgan o'lchamlar qilib tayyorlangan rez'balar uchun $\sigma_{ekv} = 1,3\sigma$ ekanligini ko'rsatdi. Bas, shunday ekan, boltning mustahkamligini baholash uchun σ va τ ni alohida – alohida, aniqlab, σ_{ekv} ni topishdan ko'ra, soddalashtirilgan quyidagi formuladan foydalanish ma'qul:

$$\sigma_{ekv} = \frac{1,3V}{\pi / 4 d_1^2} \leq [\sigma],$$

bu yerda 1,3 burovchi M_p moment ta'sirida hosil bo'lgan kuchlanishni hisobga oluvchi son.

Amalda qilingan ishlar va bajarilgan hisoblar boltlarning 10 mm dan kichik diametrli sterjenlari kichik miqdordagi cho'zuvchi kuch ta'siridan ham uzilib ketishini ko'rsatadi. Masalan, sterjenining diametri 6 mm bo'lgan boltni sirib tortishda klyuchga 45kG kuch qo'yilsa bas, u uzilib ketadi. Shuning uchun, sirib tortishda o'q bo'ylab ta'sir etadigan cho'zuvchi V kuchga katta ahamiyat beriladi.

$$V = \frac{M_{kl}}{0,15d}$$

Sirib tortish lozim bo'lgan hollarda bolt diametrining 12 mm dan kichik bo'lmasligiga harakat qilish kerak. Bordiyu ayrim sabablarga ko'ra bu tavsiyani bajarish maqsadga muvofiq bo'lmasa, sirib tortishda paydo bo'ladigan kuchlarni maxsus dinamometrik klyuch vositasida nazorat qilib turish lozim. Bunday hollarda cho'zuvchi kuchning ruxsat etilgan qiymatini shunday tanlash kerakki, uning ta'sirida bolt sterjenida hosil bo'ladigan kuchlanish 0,4 σ_{oq} dan ortiq bo'lmasin. Bundan tashqari, zarur bo'lib qolgan taqdirda, V ning taxminiy qiymatini

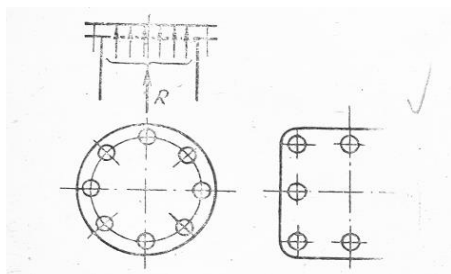
$$V = M_{kl} / 0,15d$$

deb qabul qilish mumkin, bu yerda M_{kl} –klyuchga qo'yilgan moment; d - bolt sterjenining diametri.

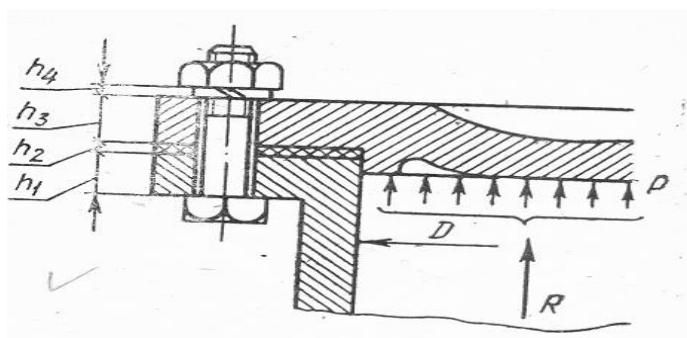
Odatda boltni klyuch bilan sirib tortish uchun bitta ishchining o'rtacha kuchi 30kG, klyuch yelkasining uzunligi 15d deb qabul qilinadi. Demak, $M_{kl} = 30 \cdot 15d = 450d$ bo'ladi. Bu shartlar bilan

bajarilgan hisoblashning ko'rsatishicha, qo'l bilan sirib tortilgan 12 mm li bolt sterjenida 2350 kG/sm^2 , 20 mm li bolt sterjenida esa 815 kG/sm^2 kuchlanish hosil bo'ladi. Shuning uchun diametri 12 mm dan kichik bo'lgan boltlarni sirib tortishda juda ehtiyot bo'lish kerak.

3-hol. Bolt sirib tortilgan, tashqaridan bolt sterjeniga cho'zuvchi kuch ta'sir etadi. Bunga bosim ostida bo'ladigan germetik idishlarning qopqog'ini biriktiruvchi boltlar misol bo'la oladi (41-shakl). Bunday holda boltlar sirib tortilganda idishning germetikligi va qopqoqqa bosim ta'sir etganda uning hech ko'tarilmay, idishdagi havo yoki suyuqlikni tashqariga chiqarib yubormasligi ta'minlanadi. Bunday hollarda bolt sterjenini hisoblash birmuncha qiyin, chunki sirib tortilgan boltning sterjeni cho'zilgan, bu bolt vositasida biriktirilgan detallar esa siqilgan holatda bo'ladi. Tashqi bosim ta'sirida boltning sterjeni qo'shimcha cho'ziladi, detallarning siqilgani esa bo'shshadi. Agar detallar siqilgani bo'shshish qiymati bolt sterjenining cho'zilish qiymatidan katta bo'lsa, qopqoq bilan idish orasida bir qadar tirqish hosil bo'lib, idishdagi havo yoki suyuqlik chiqib keta boshlaydi. Shuning uchun boltlarni sirib tortishda ulardagi cho'zuvchi kuchning yetarli darajada bo'lishini ta'minlanmoq zarur, ya'ni ta'sir etuvchi bosim ostida detallarning siqilgani butunlay yo'qolib ketmasligi shart. 41-42 shakl.



42 – shakl. Geometrik idishlar qopqogining boltlar bilan biriktirish



42 – shakl

Bu degan so'z, ta'sir etuvchi bosim miqdori nominal miqdorga yetganda ham bolt vositasida biriktirilgan detallar siqilgan holatda bo'lishi kerak, demakdir. Faqat bu siqilgani qiymati bosim ta'sir etmay turgandagiga qaraganda anchagina kichik bo'ladi.

Bolt sterjenini hisoblash uchun sirib tortishda hosil bo'lgan taranglik kuchini V bilan belgilaymiz. Agar boltlar soni z -desak, bitta boltga tashqaridan ta'sir etuvchi kuchni $P = \frac{Q}{z}$ deb olish mumkin.

Yuqorida aytilganlarga ko'ra, boltning V kuch ta'sirida cho'ziq holatda bo'lgan sterjeniga tashqi P kuch qo'yilsa, u qo'shimcha Δ_p cha cho'ziladi, detallarning siqilgani esa shuncha bo'shshadi. (42-shakl). Bu degan so'z, tashqaridan ta'sir etuvchi nagruzkani bir qismi sterjenni qo'shimcha cho'zishga sarflansa, bir qismi detallarning siqilgani kamaytirishga ketadi, demakdir. Agar nagruzkani bolt sterjenini cho'zishga sarflangan qismini ko'rsatuvchi koeffsientini K_b bilan belgilasak, u holda tashqi nagruzkadan boltga qo'shimcha $K_b P$ kuch ta'sir etadi, detallarni siqib turgan kuch esa $(1 - K_b)P$ qadar kamayadi. Tashqi kuch ta'siridan sterjenlar qancha cho'zilsa, detallarning siqilgani shuncha kamayadi. Shuning uchun

$$\Delta_p = K_b P \lambda_b = (1 - K_b) P \lambda_d \quad (55)$$

bo'ladi, bu yerda λ_b - boltning beriluvchanligi, bu kattalik deformatsiyaning 1N nagruzka ta'sirida o'zgarishiga son jihatdan teng. λ_d detallarga tegishli beriluvchanlik; (55) tenglikda binoan:

$$K_b = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d} \quad (56)$$

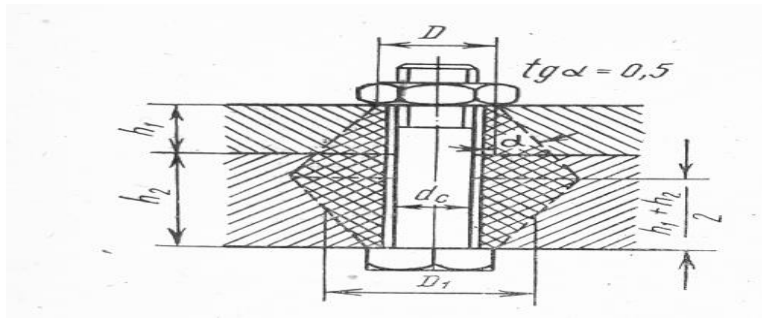
Odatda uchraydigan konstruksiyalar uchun:

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b \cdot F_b}; \quad \lambda_d = \frac{h_d}{E_d \cdot F_d}, \quad (57)$$

bu yerda E_b va E_d - boltlar va detal materiallarining elastiklik moduli; F_b va F_d - boltlar va detal kesimlarining yuzalari l_b - boltning deformatsiyalanuvchi qismi uzunligi; $h_d = h_1 + h_2$ - detallar qiyaligining yig'indisi (bu yerda $l_b \approx h_d$ desa bo'ladi). F_d deganda detal kesimining hamma yuzi nazarda tutiladi. Uning taxminiy qiymatini 43-shakldagi aniqlash mumkin. Deformatsiya gayka va bolt kallagining sirtidan boshlanib, 30° burchakli konus shaklida yoyilgan bo'ladi deb taxmin qilinadi. Konus hajmini silindr hajmi bilan almashtirib, quyidagilarni yozish mumkin:

$$D_1 = D +$$

(58)



$$\frac{h_1 + h_2}{4} \quad \text{va}$$

$$F_d = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_c^2).$$

43 – shakl.

Ko'pincha, λ_b va λ_d ni aniqlash ancha qiyinchiliklar tug'diradi. Qilingan hisoblar va eksperimental tekshirishlar K_b ning qiymati 0,2-0,3 oralig'ida ekanligini ko'rsatdi. Shuning uchun amalda qilinadigan hisoblarda

$$K_b = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d} \approx 0,2 \dots\dots 0,3 \quad (59)$$

deb olish mumkin. Shunday qilib, keltirilgan xoll uchun bolt sterjenlarini quyidagi tartibda hisoblasa bo'ladi:

1. *Ta'sir etuvchi nagruzka o'zgarmas bo'lgan xol.* Bunda hisoblashning asosiy formulasi quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma = \frac{1,3P_h}{\pi/4d_1^2} \leq [\sigma], \quad (60)$$

bu yerdagi hisobiy nagruzka : $P_h = V + K_b P = K_v P + K_b P$, (60a)

Bu yerda K_v - taranglik koeffisienti ($K_v = 1,25 \dots 2$), agar qo'yilgan asosiy talab germetiklik bo'lsa, $K_v = 1,3 \dots 5$ bo'ladi; P - boltga ta'sir qiluvchi tashqi nagruzka.

2. *Ta'sir etuvchi nagruzka o'zgaruvchan bo'lgan xol.* Bunday hollarda birikmadagi o'zgaruvchan kuchlanishlar uchun mustaxkamlik zapasi aniqlanib, uning qiymati ruxsat etilgan qiymat bilan taqqoslanadi:

$$n_b = \frac{1}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\varepsilon_m \varepsilon_n \sigma_v}} \geq [n] = 2-4, \quad (61)$$

bu yerda $\sigma_m = \frac{V + P_b/2}{F_b}$ kuchlanishning o'zgarmas qismi; $\sigma_a = P_b/2F_b$ - kuchlanishning o'zgaruvchan qismi.

4-hol. Nagruzka boltining o'qiga tik yo'nalishda ta'sir etadi. Bunday hollarda boltni hisoblash uning qay tarzda o'rnatilganligiga bog'liq. Bolt esa quyidagi ikki xil tarzda o'rnatilishi mumkin:

1. Bolt o'rnatiladigan teshiklarning diametridan kattaroq qilib tayyorlanadi. Shuning uchun bolt o'rnatilganda uning sterjini bilan detal orasida zazor hosil bo'ladi (44-shakl). Bunday hollarda birikmaga ta'sir etuvchi tashqi P kuch detallarning tutashgan joyida boltning sirib tortilganligi tufayli hosil bo'lgan ishqalanish kuchi hisobiga muvozanatga keltiriladi. Bunda birikma oldiga qo'yilgan asosiy talab shuki, tashqi kuch ta'sirida detallar bir-biriga nisbatan siljimasligi kerak. Bu fikrni tenglama orqali quyidagicha ifodalash mumkin:

$$P \leq 2Vf \quad \text{yoki} \quad V = \frac{KP}{2f}, \quad (62)$$

bu yerda f-detallarning tutashgan joyidagi ishqalanish koeffitsienti; K=1,3...2 ehtiyot koeffitsienti. Detallarning soni faqat ikkita bo'lsa (44-shakldagi 1 va 2 detallar),

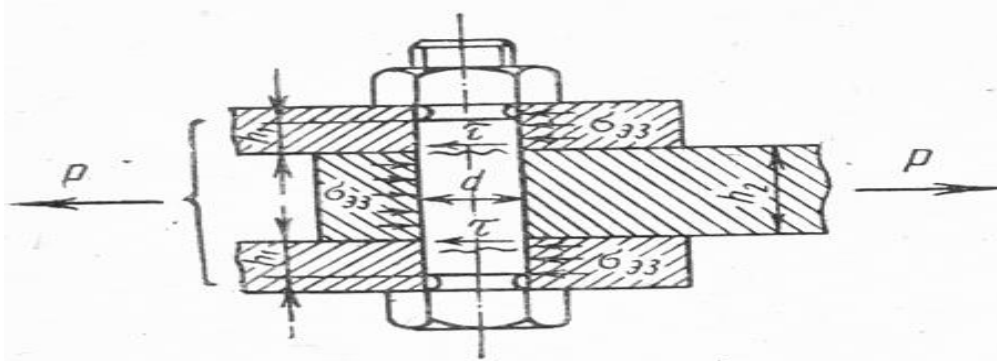
$$P \leq Vf \quad \text{yoki} \quad V = \frac{KP}{f} \quad (63)$$

bo'ladi.

Bolt zazor bilan o'rnatilgan hollarda P kuch boltning sterjeniga to'g'ridan-to'g'ri ta'sir etmaydi. Boltning sterjeni, asosan, taranglik kuchi ta'sirida cho'zilgan holda bo'ladi. Shuning uchun:

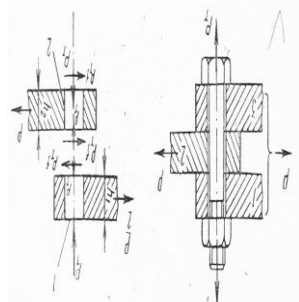
$$\sigma_{ekv} = \frac{1,3V}{\pi/4d_1^2} \leq [\sigma] \quad (64)$$

Tashqaridan qo'yilgan kuch bolt sterjeniga to'g'ridan-to'g'ri ta'sir etmaganligidan nagruzka o'zgaruvchan bo'lgan hollarda ham boltni keltirgan formulalar vositasida hisoblash mumkin. Buning uchun ehtiyot koeffitsientining katta qiymatlari (1,8-2) qabul qilinsa kifoya.



45 – shakl. Tig'izlik bilan o'rnatilgan bolt sterjenini hisoblashga oid sxema

2. Bolt zararsiz o'rnatiladi. Bunday hollarda bolt o'rnatiladigan teshiklar u tig'izlik bilan joylashadigan qilib tayyorlanadi. Demak, bunda tashqaridan quyiladigan kuch detal orqali to'g'ridan-to'g'ri bolt sterjeniga ta'sir qiladi. (45-shakl).



Bunda boltning gaykasini surib tortishga xojat qolmaydi. Shuning uchun bunday boltni hisoblashda detallarning tutashgan joyida ishqalanish kuchiga e`tibor berilmaydi. Bolt sterjeni kesilishga va ezilishga hisoblanadi.

Kesuvchi kuchlanish bo`yicha mustaxkamlik sharti:

$$\tau = \frac{P}{\pi/4d^2i} \leq [\tau] \quad (65)$$

Ezuvchi kuchlanish bo`yicha mustaxkamlanish sharti: o`rtadagi detal uchun ikki chetdagi detallar uchun

$$\sigma_{ez} = \frac{P}{dh_2} \leq [\sigma_{ez}] \quad (66) \quad \sigma_{ez} = \frac{P}{2dh_1} \leq [\sigma_{ez}] \quad (67)$$

Keltirilgan formulalarda i-kuch ta`sirida kesilishi mumkin bo`lgan kesimlar soni (45-shaklda i=2; detallar soni faqat ikkita bo`lsa, i = 1 bo`ladi): P kuch: d, h₁, h₂ o`lchamlar shaklida ko`rsatilgan.

Ezilishga hisoblashda formulalarning bolt va detalga bir xil taalluqli ekanligini yodda tutish kerak. Shuning uchun ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati bolt va detalning qaysi biri uchun kichik bo`lsa, o`shanisi qabul qilinadi. Tabiiyki, ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati bolt va detalning qanday materialdan tayyorlanganligiga bog`liq.

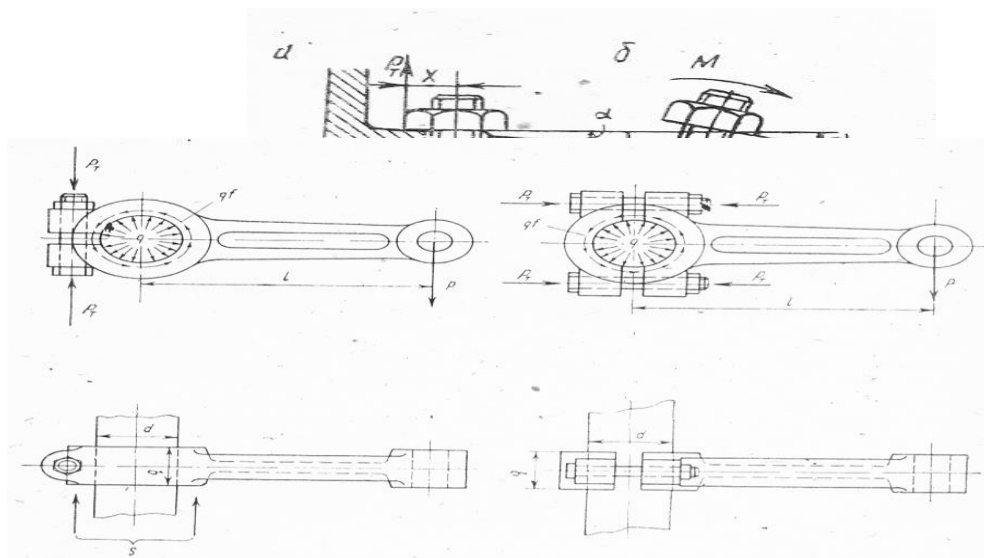
Umuman olganda yuqorida keltiradigan xoldagi birikmalarda boltlar zararsiz o`rnatilgani ma`qul, chunki zararsiz o`rnatilgan xollarda boltlarning o`lchami (diametri) zarar bilan o`rnatilganiga qaraganda sezilarli darajada kichik ishlashi esa yetarli darajada ishonchli bo`ladi.

5-hol. Ta`sir qiluvchi nagruzkadan bolt sterjenida eguvchi moment hosil bo`ladi. Detalning gayka sirti bilan tutashdigan yuzasi notekis bo`lganda (46-shakl) yoki kallagi standartda ko`rsatilmagan ilgak sifatida tayyorlangan boltlardan foydalanilganda, uning sterjeniga cho`zuvchi kuchdan tashqari, eguvchi moment hosil bo`ladi. Shuning uchun bunday boltlarni hisoblashda cho`zuvchi kuchdan tashqari eguvchi momentga ham e`tibor berish kerak. Cho`zuvchi kuchdan hosil bo`ladigan kuchlanish

$$\sigma_{ch} = \frac{P}{\pi/4d_1^2}, \quad (68)$$

eguvchi moment ta`sirida hosil bo`lgan kuchlanish esa

$$\sigma_{\sigma_3} = \frac{V_x}{0,1d^3} \text{ yoki } \sigma_{\sigma_3} = \frac{M_{ez}}{W} \approx \frac{Ed\alpha}{2l_b} \quad (69)$$



47 – shakl. Klemmali birikmalar

bo'ladi, bu erda $M_{ez} = \frac{EI}{\rho}$; $\rho = \frac{l_b}{\alpha}$; $\text{tg } \alpha \approx \alpha$ (radian); $W = \frac{J}{d/2}$ ekanligini e'tiborga olingan.

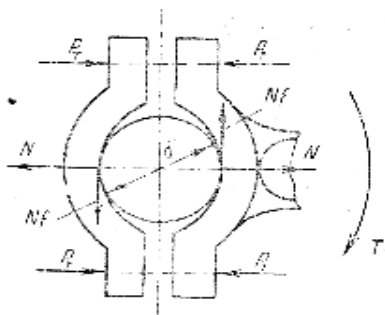
Bunday xollarda mustahkamlik sharti quyidagicha bo'ladi:

$$\sigma = \sigma_{ch} + \sigma_{\partial r} \leq [\sigma] \quad (70)$$

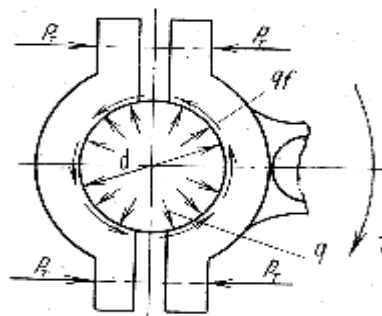
Umuman olganda, bunday sharoitda ishlaydigan boltlardan iloji boricha kam foydalangan ma'qul.

6-xol. Klemmali birikmalarning boltlarini hisoblash. Klemmali birikmalar detallarni vallarga, o'qlarga, silindrik kolonnalar vash u kabilarga biriktirish uchun mo'ljallangan bo'lib, boltlarning o'zini sirib tortish hisobiga hosil qilinadi. Valga o'rnatilgan richagning o'rnini vaqt-vaqti bilan almashtirish lozim bo'lgan xollarda klemmali birikmalardan foydalanish ayniqsa qulay (47-shakl).

Ana shu maqsadda tayyorlangan richagning bir uchida val o'rnatiladigan teshik bo'lib, uning diametri ma'lum maqsad bilan qir qilgan bo'shlik evaziga valga oson joylashadi va boltlarni surib tortish hisobiga kichrayib, valga mahkam o'r mashadi. Bunga richagdagi teshik sirti bilan val sirti orasida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchi momenti tashqi kuch momentiga teng yoki undan ortiqroq (odatda, 20% cha ortiqroq) bo'lishi kerak.



48 – shaakl. Klemmaning chiziq bo'yicha urinish holi



49 – shaakl. Klemmaning val sirti bilan to'la urinish holi.

Hisoblash uchun ikki xil sxema qabul qilinishi mumkin. Agar val o'rnatiladigan teshik yetarli darajada aniqlik bilan ishlangan bo'lsa, klemmaning ichki sirti val bilan to'g'ri chiziq bo'yicha tutashadi deb qabul qilinadi (48-shakl). Bunda birikmaning mustahkamligini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$\left. \begin{aligned} Nfd &\geq M_b = Pl, \\ 2Nf &\geq S, \end{aligned} \right\} \quad (71)$$

bu yerda N-tutashgan joydagi reaksiya; S – val bo'ylab yo'nalgan kuch; f- ishqalanish koeffisienti.

Agar $N=2V$ ekanligi e'tiborga olinsa,

$$\left. \begin{aligned} 2Vfd &\geq M_b \\ 4Vf &\geq S \end{aligned} \right\} \quad (72)$$

bo'ladi, bu yerda V- boltning taranglik kuchi. Odatda, hisoblash uchun M_b va S berilgan bo'ladi. Demak, keltirilgan ifodadan quyidagi kelib chiqadi:

$$\left. \begin{aligned} V &\geq \frac{M_b}{2fd}, \\ V &= \frac{S}{4f}. \end{aligned} \right\} \quad (73)$$

Bolt topilgan V kuch bilan surib tortilgan deb hisoblanadi (bolt sterjenini hisoblashdagi 2-xolga qarang).

Agar val o'rnatiladigan teshik valning sirtiga aniq moslab ishlangan bo'lsa (49-shakl), boltni surib tortish natijasida hosil bo'ladigan bosim uning sirtiga bir tekisda taqsimlanadi deb qabul qilinadi. Bu xolda birikmaning mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$qf\pi db \frac{d}{2} \geq M_b; \quad qf\pi db \geq S.$$

Agar $q \approx 2V/db$ ekanligi e'tiborga olib, keltirilgan ifodani soddalashtirsak, quyidagi munosabat kelib chiqadi:

$$\left. \begin{aligned} \pi Vfd &\geq M_b \\ \pi 2Vf &\geq S \end{aligned} \right\} \quad (74)$$

Bu munosabatda V ni topish mumkin:

$$\left. \begin{aligned} V &\geq \frac{M_b}{\pi fd} \\ V &\geq \frac{S}{2\pi f} \end{aligned} \right\} \quad (75)$$

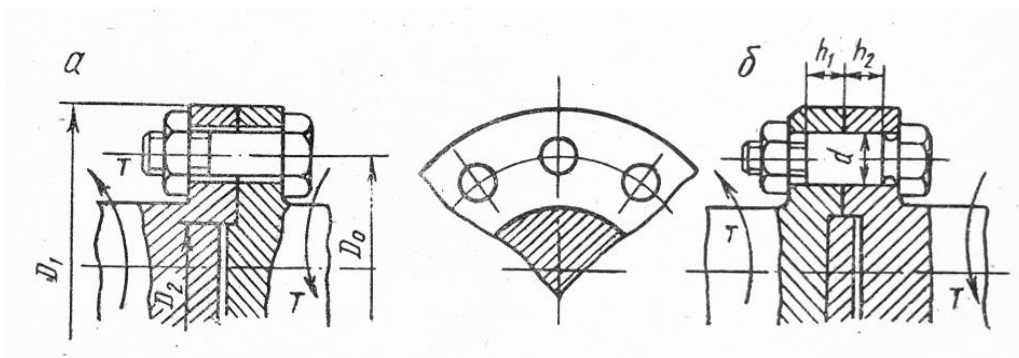
Shunday qilib, klemmali birikmalarning boltlarini hisoblash uchun avvalo, uning ishlash sharoitidan foydalanib, boltlarni surib tortish uchun zarur bo'lgan taranglik kuchi R_t topiladi. So'ngra ularning mustahkamligi 2 xolda keltirilgan usul bilan hisoblanadi, ya'ni :

$$\sigma_{\text{эKB}} = \frac{1,3V}{\pi/4d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (76)$$

Bir necha boltli birikmalarni hisoblash

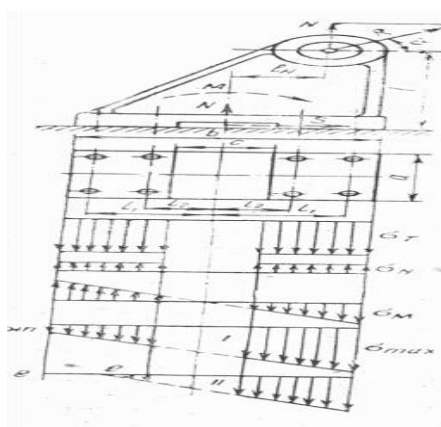
Bir necha boltli birikmalarni hisoblash uchun avval har bir boltga tushadigan nagruzka aniqlanadi, so'ngra ularning qaysi biriga ko'proq nagruzka tushsa, shu boltning mustahkamligi hisoblanadi. Agar birikmadagi hamma boltlarga tushadigan nagruzka bir xilda bo'lsa, hisoblash juda soddalashadi. Bunday xollarda umumiy nagruzka boltlar soniga bo'linib, har bir boltga to'g'ri keladigan nagruzka topiladi. Shundan keyin birikmadagi boltlarning ishlashi yuqorida ko'rib o'tilgan xollarning qaysi biriga to'g'ri kelsa, o'sha xol uchun keltirilgan formulalardan foydalanib, boltlarning mustahkamligi hisoblab topiladi. Masalan, bir necha bolt bilan biriktirilgan muftani olaylik (50-shakl). Muftaga ta'sir etayotgan burovchi moment M_b bo'lsin. Ma'lumki, bunday xollarda boltlar o'rnatilgan aylana bo'yicha yo'nalgan kuch

$$P = \frac{2M_b}{zD_0}$$



50 – shakl. Flanesli muftalarda boltlarning oʻrnatilishi:

bu yerda z – birikmadagi boltlar soni; D_0 – boltlarning markazidan oʻtadigan diametri. Bundan keyin hisoblash boltning qay tarzda oʻrnatilganligiga bogʻliq (bolt sterjenini hisoblashning 4-xoli).



Agar birikmaga taʼsir etuvchi nagruzka ixtiyoriy nuqtada boʻlib, boltlarni notekis nagruzka taʼsir etsa, bunday xollarda har bir boltga tushadigan nagruzkani topish maʼlum malaka boʻlishini talab qiladi. Misol tariqasida, tajribada tez-tez uchrab turadigan bir xolni koʻrib chiqamiz. Bir nechta boltli birikmaga detallarni tutashgan joyidan ajratishga intiluvchi moment va kuch taʼsir etadi (51-shakl). Bunday birikmalarni hisoblash uchun avvalo R kuch tashkil etuvchi S va Q kuchlarga ajratiladi. Bu kuchlar taʼsir etuvchi nuqta detallar tutashgan joyning markaziga koʻchiriladi. Nazariy mexanika kursidan maʼlumki, bunday xollarda shu nuqtada, S va Q kuchlardan tashqari, moment ham hosil boʻladi. Uning qiymati quyidagicha ifodalanadi:

$$M = S l_s - Q l_Q \quad (77)$$

Q bilan M detallarning tutashgan joyidan ajratishga intilsa, S kuch ularni bir-biriga nisbatan siljitishga intiladi. Detailarning tutash joyidan ajratish va siljitish hodisasini bartaraf qilish uchun boltlar V kuch bilan surib qoʻyiladi. Birikmaga tutash joyning ajralib ketmasligini taʼminlash sharti boʻyicha hisoblanadi. Birikmaga R kuch taʼsir etishdan oldin boltlar R_t kuch bilan surib tortilganligi uchun detallarning tutashgan joyida ezuvchi kuchlanish hosil boʻladi:

$$\sigma_v = \frac{V_z}{F_{Tj}}, \quad (78)$$

bu yerda z – boltlar soni; F_{Tj} detailning tutash joyidagi yuzi (boltlar uchun ochilgan teshiklarning yuzini eʼtiborga olmasa ham boʻladi).

Kuchlanish tutash joy yuzida taxminan bir tekisda taqsimlanadi deb qabul qilamiz. Q kuch boltni choʻzishga intiladi va tutash joydagi ezuvchi kuchlanish σ_v ning taʼsirini quyidagi miqdor qadar kamaytiradi:

$$\sigma_Q = \frac{Q}{F_{TJ}}(1 - K_b) \approx \frac{Q}{F_{TJ}}, \quad (79)$$

Yuqorida keltirilgan va shunga o'xshash konstruksiyada K_b ning qiymati juda kichik bo'lib, ko'pincha e'tiborga olinmaydi, endi tutash joyda ta'sir etuvchi momentdan hosil bo'luvchi kuchlanishga kelsak, u tutash joy yuzasining qaysi o'q atrofida aylanishiga bog'liq. Agar boltlarning hammasi yetarli darajada surib tortilgan bo'lsa, tutash joyning aylanish o'qi uning markazidan o'tadi deb hisoblash mumkin. Boltlar qanchalik bosh tortilgan bo'lsa, aylanish o'qi markazdan o'ng tomonga shunchalik siljigan bo'ladi. Agar boltlar juda bo'sh tortilib, moment ta'sirida tutash joy bir oz ochilguday bo'lsa, tutash joy konstruksiyaning o'ng qirradi atrofida (51-shaklga qarang) aylanadi.

Shunday qilib, boltlar juda yaxshi sirib tortilgan bo'lgani uchun aylanish o'qi tutash joyning o'rtasidan (simmetriya o'qidan) o'tadi deb qabul qilamiz.

Demak,

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{TJ}}. \quad (80)$$

bo'ladi: bu erda W_{TJ} tutash joy yuzi uchun aniqlangan qarshilik momenti. Tutash joyga ta'sir etayotgan kuchlanishlarning hammasini e'tiborga olib, quyidagilarni yozish mumkin: tutash joydagi kuchlanishning eng katta qiymati (absolyut qiymati jixatidan)

$$|\sigma_{\max}| = -\sigma_V \pm \sigma_Q - \sigma_M, \quad (81a)$$

tutash joydagi kuchlanishning eng kichik qiymati:

$$|\sigma_{\min}| = -\sigma_V \pm \sigma_Q + \sigma_M, \quad (81b)$$

Tutash joy ochilib ketmasligining asosiy sharti $\sigma_{\min} > 0$ bo'lishi kerak, chunki tutash joyning qaysi nuqtasi uchun $\sigma_{\min} = 0$ bo'lsa, shu joy bir-biriga tegib turmaydi. Shunday ekan keltirilgan munosabatda

$$-\sigma_V \pm \sigma_Q + \sigma_M > 0$$

yoki

$$\sigma_V \geq \pm \sigma_Q + \sigma_M.$$

kelib chiqadi. Demak, $\sigma_V = K(\pm \sigma_Q + \sigma_M)$, (82)

bo'ladi; bu yerda $K=1,3 \dots 2$ – tutash joyning ochilib ketmasligini ta'minlovchi ehtiyot koeffisienti.

(82) shartdan σ_V aniqlanib, (78) asosida V topiladi. Shundan so'ng topilgan V ning tutash yuza bo'yicha S kuch ta'siridan detallarning o'zaro siljishiga yo'l qo'ymasligini tekshirib ko'rish kerak. Buning uchun quyidagi munosabatdan foydalaniladi:

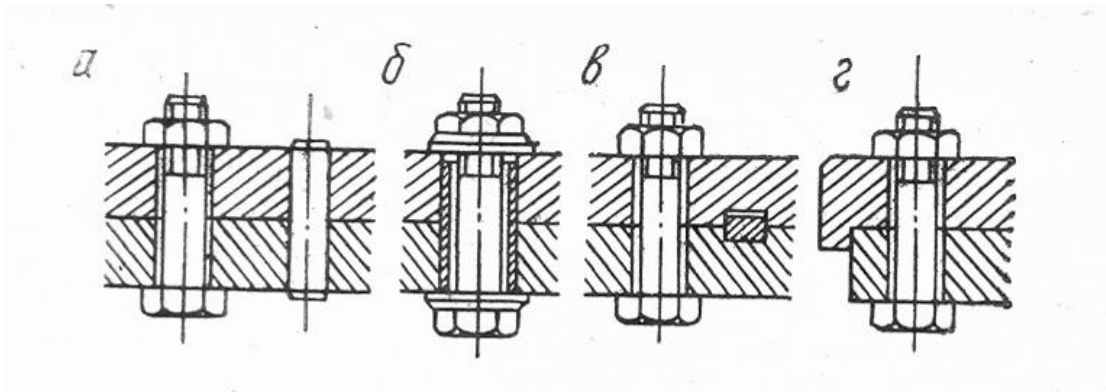
$$(Vz \pm Q)f \geq KS. \quad (83)$$

Agar bu shart bajarilmasa, V ning kerakli qiymati quyidagi munosabatdan keltirib chiqariladi:

$$V = \frac{KS \pm Qf}{zf}, \quad (83a)$$

Detallarning bir-biriga nisbatan siljib ketmasligini ta'minlash uchun (83) formula yordamida hisoblab o'tirmay, boltlarni zazorsiz o'rnatib qo'ysa ham bo'laveradi. Ammo bunday xollarda detallardagi teshiklar yetarli darajada aniqlik bilan tayyorlanishi kerak.

Agar S ning qiymati sezilarli darajada katta bo'lsa, boltlar zazor bilan o'rnatilganligicha qoldirilib, detallarning bir-biriga nisbatan siljishini bartaraf qilish uchun maxsus qurilmalardan foydalanish mumkin (52-shakl).



Boltlarning mustahkamligini hisoblashda yuqorida keltirilgan (82) va (83a) munosabatlardan topilgan V ning katta qiymati e'tiborga olinadi. Tashqaridan ta'sir etuvchi Q kuchning har bir boltga tushadigan qismi

$$R_Q = \frac{Q}{z} \quad (84)$$

52 – shakl. Bolt bilan biriktirilgan detallarning bir – biriga nisbatan siljimasligini ta'minlovchi maxsus qurilmalar

bo'ladi. Ta'sir etuvchi momentdan har bir boltga tushadigan kuch esa quyidagi munosabatdan aniqlanadi:

$$M = i (P_1 2l_1 + P_2 2l_2 + \dots + P_n 2l_n), \quad (85)$$

bu yerda i -har bir ko'ndalang qatorda joylashgan boltlar soni; n - aylanish o'qidan bir tomonda joylashgan qatorlar soni (51-shaklda $i = 2$; $n = 2$).

Ma'lumki bunday xollarda kuchlarning o'zaro nasbati ulardan aylanish o'qigacha bo'lgan masofalarga proporsionaldir:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad \frac{P_1}{P_3} = \frac{l_1}{l_3}$$

bu yerda P_1 -moment ta'sirida chetki qatordagi boltalada hosil bo'ladigan kuch moment ta'sirida tushadigan boltlarga tushadigan kuchlarning eng kattasi P_1 bo'lgani uchun uni P_m bilan belgilab,

$$P_2 = P_m \frac{l_2}{l_1}; \quad P_3 = P_m \frac{l_3}{l_1}$$

ekanligi nazarda tutilsa,

$$P_M = \frac{M l_1}{i(2l_1^2 + 2l_2^2 + \dots + 2l_n^2)}; \quad (86)$$

bo'ladi. Demak tashqaridan bitta boltga tushayotgan kuch $P=P_M \pm P_Q$ bo'ladi (keltirilgan) formulalarda (+) belgisi chizilishi (-) belgisi esa siqilishi anglatadi.

Shunday qilib bolt sterjeniga ta'sir etayotgan *taranglik V kuchi va tashqi P kuch topiladi.*

V va P ma'lum bo'lgan xalarda bolt sterjenining mustahkamligi (60) va (61) formulasi yordamida hisoblab topiladi.

Agar ko'rib chiqilgan konstruksiyada assos materialning (beton taxta va boshqalarning) mustahkamligi po'latnikiga qaraganda kichik bo'lsa uni ezilishiga tekshirib ko'rish lozim;

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{ez}]; \quad (87)$$

σ_{\max} ning qiymati (81a) ifodadan topiladi. $[\sigma_{ez}]$ ning qiymati esa 10- jadvaldan olinadi. Agar (87) shart qanoatlantirilmasa tutash joyning o'lchamlari o'zgartiriladi.

Rez`bali detallar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar

Rez`bali detallar uchun eng ko'p ishlatiladigan material har xil po'latlardir. Ularning hisoblash uchun zarur bo'lgan fizika-mexanikaviy xossalari haqidagi ma'lumotlarni 9 va 10-jadvallardan olish mumkin.

Rez`bali detallar uchun ishlatiladigan po'latlar

Po'latning markasi	Mustahkamlik chegarasi, $\sigma_b, k\Gamma / sm^2$	Oquvchanlik chegarasi, $\sigma_{oq}, k\Gamma / sm^2$	Chidamlilik chegarasi, $\sigma_{-1}, k\Gamma / sm^2$
10	3200-4200	2000	1600
St.3	3800-4500	2200	1800
A12	4500-6000	2400	1800
35	5000-6000	3000	1800
45	6000-7500	3500	2400
40 X	9000-10000	7000	3400
30 XH	9000-10000	7000	4200

10-JADVAL.

Rez`bali birikmalarni hisoblashga ruxsat etilgan kuchlanish va extiyot koeffisienti [n] ning tavsiya etiladigan qiymati

Nagruzkaning turi	Formulalarning nomeri	Tavsiya etiladigan qiymati
1-hol	(52)	$[\sigma]=0,6 \sigma_{oq}$
2 va 3-hol	(54) (60) (61)	Kuchlanish o'zgarmas bo'lib, bolt tarangligi nazorat qilib turilmasa: $[\sigma]=(0,2 \dots 0,5) \sigma_{oq}$. Bolt tarangligi nazorat qilib turilganda: $[\sigma]=(0,6 \dots 0,8) \sigma_{oq}$ Nagruzka o'zgaruvchan bo'lib, bolt tarangligi nazorat qilinmasa: $n_b \geq 2,5 \dots 5$ Bolt tarangligi nazorat qilib turilganda: $n_b \geq 1,5+2,5$
4-hol.	(64)	Bolt tarangligi nazorat qilib turilmasa

Boltlar zazor bilan o'rnatilganda.		$[\sigma]=(0,2 \dots 0,5) \sigma_{oq}$ Bolt tarangligi nazorat qilib turilganda: $[\sigma]=(0,6 \dots 0,8) \sigma_{oq}$
Boltlar zazorsiz o'rnatilganda	(65)	$[\tau]=0,4 \sigma_{oq}$ (o'zgarmas) $[\tau]=(0,2 \dots 0,3) \sigma_{oq}$ (o'zgaruvchan)
Detallarning tutash joyi	(66) (67) (87)	$[\sigma_{ez}]=0,8 \sigma_{oq}$ – po'lat $[\sigma_{ez}]=0,4 \sigma_b$ – chuyan $[\sigma_{ez}] = (1 \dots 2) k\Gamma / sm^2$ - beton $[\sigma_{ez}]=(2 \dots 4) k\Gamma / sm^2$ – yog'och

11-jadval.

Tarangligi nazorat qilinmaydigan hollarda boltlarni xissoblashda foydalaniladigan mustaxkamlik zapasi koefitsientining qiymati.

Po'latning turi	O'zgarmas nagruzka		O'zgaruvchan nagruzka	
	M6...M16	M16...M30	M6...M16	M16...M30
Uglerodli.....	4...3	3...2	10...6,5	6,5
Legirlangan.....	5...4	4...2,5	7,5...5	5

12-jadval

St.3 markali po'latdan yasalgan boltlarni sirib tortish kuchining ruxsat etilgan qiymati.

Rezbaning tipi	GOST 9150 – 59 buyicha, d1, mm	Bolt sterjining yuzi,	Ruxsat etilgan $[P\tau]$ kuch, N	
			Sirib tortish nazorat qilinmaydi	Sirib tortish nazorat qilib turiladi
M6	4,918	0,19	85	375
M8	6,647	0,34	150	660
M10	8,376	0,53	250	1050
M12	10,106	0,78	380	1475
M14	11,835	1,06	520	2100
M16	13,835	1,45	770	2800
M18	15,294	1,76	1050	3400
M20	17,294	2,33	1475	4500

Ayrim xollarda rez`bali detallar tayyorlash uchun latun`, bronza kabi rangli qotishmalaridan va turli plastmassalardan ham foydalaniladi.

Plastmassalardan tayyorlangan rez`bali detallarni hisoblashning o`ziga xos xususiyatlari.

Hozirgi vaqtda plasmassalardan tayyorlangan rez`bali detallarning soni kundan-kunga ortib bormoqda. Ammo plasmassalarning mustahkamligi po`latnikida qaraganda birmuncha kichik bo`lganli uchun ular, asosan, kichik nagruzklar ta`sir etuchi birikmalarda ishlatiladi. So`nggi yillardagi plasmassalardan po`lat boltlariga buriladigan gaykalar sifatida ko`proq foydalanilmoqda.

Plasmassadan yasalgan detal` rez`basining profil metall dan yasalgan detal` rezbasi kabi bo`ladi. Plasmassadan yasalgan detal` rez`basi yaxshi ishlashi uchun boltidagi rez`baning uchi hamda gaykadagi rez`baning botiq joyi rez`ba qadamining 5,5 prosentiga yaqin radius bilan yumaloqlanishi tavsiya etiladi. Tekshirishlar natijasida quydagilar aniqlanadi.

1. Tashqaridan ta`sir etayotgan nagruzka plasmassa rez`basi o`ramalari orasida po`lat rez`balardagiga qaraganda birmuncha tekis taqsimlanadi, chunki plasmassalarning elastikligi ancha yuqori bo`ladi. Shuning uchun, ruxsat etilgan kuchlanishining unchalik katta bo`lmasligiga qaramay, rez`balarning kesilishidagi mustahkamligi ancha yaxshi.

2. Gayka devorining mustahkamligi undagi o`ramlarning kesilishiga bo`lgan mustahkamligidan hamda bolt sterjenning mustahkamligidan sezilarli darajada kichik. Shuning uchun gaykaning mustahkamligiga aloxida e`tibor berish lozim. Rez`balarni kesilishiga bo`lgan mustahkamligini (50) formula yordami hisoblash mumkin. Buning uchun formuladagi K ning qiymatini 0,4-0,5 qilib olish tavsiya etiladi.

Metall boltga ishlatiladigan plasmassa gaykaning mustahkamligini quydagi formulalar yordamida hisoblanadi.

$$\sigma_s = P_s \frac{\omega^2 + 1}{\omega^2 - 1}; \quad P_s = \frac{Ptg(\frac{\alpha}{2} - \rho)}{K\pi d_0 S}; \quad (88)$$

$$\sigma_p = \frac{4(P - P_1)}{\pi(D^2 - d_0^2)}; \quad \omega = \frac{D}{d_0}; \quad (89)$$

bu yerda σ_s -gaykani yorilishida olib keladigan kuchlanish; P_s gaykaga ichki tarafdin gorezantal yo`nalishda ta`sir etadigan, gaykani sirib tortish natijasida hosil bo`ladigan kuch; σ_p -o`q bo`ylab yo`nalgan siquvchi kuchlanish; P- o`q bo`ylab yo`nalgan tashqi kuch; P₁-birinchi o`ramga tushadigan kuch (reaktoplastlardan yasalgan gaykalar uchun P₁=0,32P; termoplastlar yasalgan gaykalar uchun P₁=0,44P) D-gaykaning sirtki diametri ; d₀-gaykaning ichki diametri. K koefitsientning qiymatlari 13-jadvalda keltiriladi.

13-JADVAL.

Gayka o`ramlarining soni	K ning qiymati	
	Reaktoplastlar uchun	Termoplastlar uchun
1 - 4	Z	Z+4
5 - 6	Z+1	Z+2
7 - 8	Z+0,5	Z+1
9 - 10	Z	Z+0,5
11 - 12	Z - 1	Z
13	12	12

Plasmassalardan rez`bali detallar tayyorlashda quydagilarni nazarda tutish tavsiya etiladi:

1. M18 gacha bo`lgan rez`balar uchun $\frac{D}{d_0} = 2,25 \dots 2,5$; M20 dan M42 gacha bo`lganlari uchun

esa 2,0...2,25 qilib olingani yaxshi.

2. Gaykalardagi o`ramlar soni z ni quydagicha tanlangan ma`qul:

$$\frac{D}{d_0} = 1,5 \text{ bo'lganda } z = 8 \dots 10;$$

$$\frac{D}{d_0} = 1,5 \dots 2 \text{ bo'lganda } z = 10 \dots 12;$$

$$\frac{D}{d_0} = 2,0 \dots 2,5 \text{ bo'lganda } z = 12 \dots 13;$$

3.Rez`ba kadamining optimal qiymati 1,5...3 mm oralig`ida bo`ladi.

4.Rez`ba diametirining rez`ba qadamiga nisbatan metaldan yasalgan detallarnikidan farq qiladi. Bu nisbat 14-jadvalda tavsiya qilingan ma`lumotlardan olingani ma`qul.

14-jadval

Rezbaning diametri, mm	Rezbaning qadami, mm		
	Juda yirik	yirik	mayda
3 dan 10 gacha	1,25; 1; 0,8	0,7; 0,5	0,5
10...20	1,5	2; 1,5; 1,25	1,25;1;0,75; 0,5
20...30		3; 2,5	2; 1,5; 1
30...50		5; 4,5; 4	2; 1,5; 1
50...70		6; 5,5; 5	3; 2; 1,5
70...180			6; 4; 3; 2

1mm dan kichik qadamni termoplastlar yasalgan detallar uchungina ishlatish mumkin. Reaktoplastlar uchun bunday qadam tavsiya etilmaydi.

DETALLARNI TIG'IZLIK HISOBIGA BIRIKTIRISH

Umumiy ma`lumot

Sirlari silindrik bo`lgan ikki detalni tigizlik – o`zaro *manfiy zazor* hisobiga yetarli darajada mahkam biriktirish mumkin. Bu usuldan, ko`pincha, dumalash podshipniklarini valga o`rnatishda va shunga o`xshash boshqa xollarda foydalaniladi. Buning uchun valning diametri podshipnikda (yoki boshqa detalda) val uchun mo`ljallangan teshik diametridan δ qadar kattaroq qilib tayyorlanadi. Masalan, val diametri B va teshik diametri A bo`lsa (53-shakl), u xolda $B > A$ yoki $B - A = \delta$ bo`lishi kerak. Ana shunday qilib tayyorlangan detallarning biri ikkinchisiga biror usulda o`rnatilsa, ular orasidagi δ tigizlik hisobiga detallar o`zaro mahkam birikadi.

Tabiiyki, bunday xollarda birikma hosil qilish uchun valni mo`ljallangan joyga o`rnatish oson bo`lmaydi. Buning uchun quyidagi usullarning biridan: *presslab o`rnatish*, *teshikli detalni qizdirish* yoki *valni sovutish* usulidan foydalaniladi.

Presslab o`rnatishda valga uning o`qi bo`ylab yo`nalgan biror R kuch ta`sir etiladi. Bu kuch ta`sirida valning ham, teshikning ham urinish sirti deformatsiyalanadi va u yerda bosim kuchi paydo

bo'ladi. Paydo bo'lgan bosim kuchi urinishi sirtlarida yetarli darajada katta ishqalanish kuchi hosil qiladi. Urinish sirtlarida ishqalanish kuchining mavjudligi detallarning bir-biriga nisbatan qo'zg'almas qilib turadi va, shuning uchun bu detallarga o'q bo'ylab yo'nalgan ma'lum miqdordagi nagruzka kuyish va burovchi moment ta'sir etilishi mumkin bo'ladi.

Presslab o'rnatishning asosiy kamchiligi shundaki, valni o'rnatish jarayonida detallar sirtidagi nagruzkaliklarning sidirilishi natijasida ularning mustahkamligi kamayadi. Buning oldini olish maqsadida teshikli detalni qizdirish usulida foydalaniladi. Ma'lumki, qizdirish natijasida teshikning diametri kattalashadi. Natijada uni valga o'rnatish osonlashadi. Teshikli detal sovugich valni mahkam siqib qoladi va detallar o'zaro qo'zg'almas tarzda birikadi. Bu usulning kamchiligi shuki, 200⁰- 400⁰ S gacha qizdirish natijasida metalning strukturasi o'zgarib, detallar top tashlashi mumkin. Shuning uchun, valni sovutish usulidan foydalanish tavsiya etiladi. Qizdirish yoki sovutish usullaridan foydalanish detallarning oson biriktirilishini ta'minlovchi temperatura quyidagi formula yordamida hisoblab topiladi.

$$t = \frac{\delta_{\max} + \delta_0}{ad10^3} + t_1, \quad (90)$$

bu yerda d- o'rnatilishi diametrini nominal qiymati, mm; δ_{\max} - o'rnatish uchun belgilangan eng katta tig'izlik, mk; δ_0 - detalni oson o'rnatish uchun yetarli bo'lgan eng kichik zazor mk (GOST da o'rnatish uchun D bilan belgilangan tur o'lchamlaridan foydalanishi tavsiya qilinadi); α - issiqlikdan kengayish koeffisienti (po'lat va cho'yan uchun $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$); t_1 - detallar yig'ilayotgan sexning temperaturasi.

Presslangan birikmalarni hisoblash

Birikma yuqorida bayon etilgan usullarning qay biri yordamida hosil qilinganligidan qat'iy nazar, tizlik hisobiga hosil qilingan birikmalar, ko'pincha, presslangan birikmalar deb ataladi.

Presslangan birikma hisoblashda loyixachining asosiy vazifasi, berilgan kuch va momentlarida asoslanib, tizligining talab etilgan qiymatini aniqlash hamda GOST da unga mos keladigan qiymatni tanlashdan iborat.

Odatda, presslangan birikmada burovchi moment hamda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuch ta'sir qilishi mumkin. O'q bo'ylab yo'nalgan kuch ta'siridan detallarning bir-biriga nisbatan qo'zgalmasligini ta'minlash uchun ularning urinish sirtidagi ishqalanish kuchi ta'sir etuvchi tashqi kuchga teng yoki undan katta bo'lishi kerak:

$$S \leq fp\pi dl, \quad (91)$$

bu yerda q-urinish sirtidagi solishtirma bosim (54-shakl):

Birikmaga burovchi moment ta'sir etuvchi bo'lsa, uning mustahkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi;

$$M_b \leq \frac{q\pi d^2 lf}{2}; \quad (92)$$

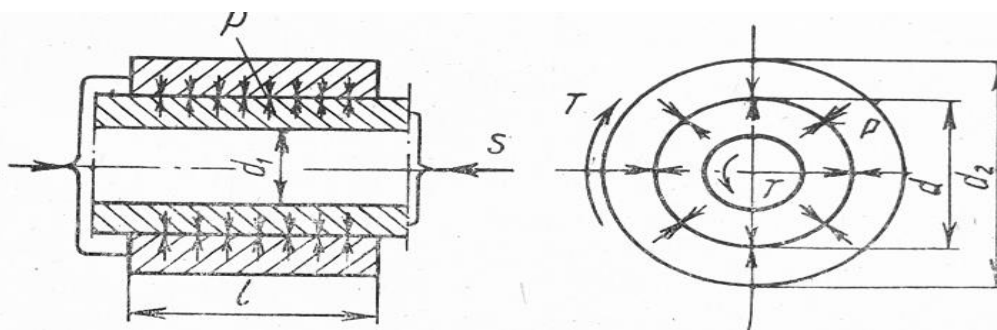
Materiallar qarshiligi kursidan ma'lumki,

$$q = \frac{\delta_x}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3} k\Gamma / mm^2 \quad (93)$$

bo'ladi, bu yerda δ_x – hisobiy tizlik, mk; C_1 va C_2 – quyidagicha aniqlanadigan koeffisientlari;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2;$$

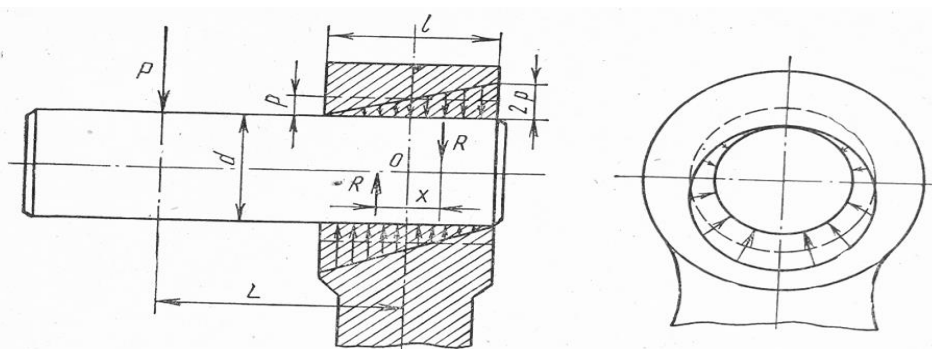
E_1, E_2, μ_1 va μ_2 – qamraluvchi va qamrovchi detallar uchun ishlatilgan materiallarning elastiklik modullari va Puasson koeffitsientlari.



54- shakl. Tigizlik hisobiga hosil qilingan birikmani hisoblasha doir sxema

55-shakldan ma'lum bo'lishicha, urinish joyidagi bosim epyurasi to'rtburchaklik ko'rinishdan eguvchi moment ta'sirida uchburchaklik ko'rinishga kiradi. Buning natijasida qamrovchi detallning bir uchida bosim nolga yaqinlashsa, ikkinchi uchida ikki hissa oshadi ($2r$ bo'lib qoladi).

Birikmaning mustahkamligini baxolashda undagi eng katta bosim detalda plastik deformatsiya hosil qilmasligi kerakligiga e'tibor berish lozim.



55 – shakl. Tigizlik hisobiga hosil qilingan birikmaning eguvchi moment bilan yuklanishi

Xulosa: Rezbalı birikmalar nima ekanligini, qayerlarda qo'llanilishini o'rgandik. Rezbalı uchburchaklik, to'g'ı to'rtburchaklik, trapesiyaviy va doiraviy profilli bo'lishi mumkin. Rezbalı birikmalar sanoatda eng ko'p qo'llaniladigan ajraladigan birikmalardan biridir. Rez'balı birikmalar kirimlari soniga qarab ham turlarga ajratiladi: bir kirimli, ikki kirimli, uch kirimli. Bulardan eng qo'llaniladigani bir kirimli rez'balardir. Rezbalarni ishlatish, ularning turlari haqida to'lik ma'lumotga ega bo'lindi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Nagruzka turlicha ta'sir etuvchi bolt sterjenining mustahkamligini hisoblash necha xil usullarda olib boriladi?
2. Bolt sterjeniga faqat cho'zuvchi kuch ta'sir etganda mustahkamlikka qanday hisoblanadi?
3. Bolt sirib tortilganda mustahkamlik qanday tekshiriladi?
4. Nagruzka boltning o'qiga tik yo'nalishda ta'sir etganda mustahkamlik qanday topiladi?
5. Klemmalı boltlarning mustahkamligi qanday xisoblanadi?
6. Bir nechta boltli birikmalarni hisoblash qanday amalga oshiriladi?
7. Rezbalı detallar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar haqida ma'lumot bering?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyihalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

4-mavzu. Shponkali birikmalar haqida umumiy ma'lumotlar. Shponkali birikmalarni hisoblash.

Reja:

- 1. Shponkali birikmalar.**
- 2. Prizmatik shponkalar.**
- 3. Ponasimon shponkalar.**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Aylantiruvchi detallarni val yoki o'qqa birgalikda aylanadigan qilib maxkam o'rnatish uchun har xil shponkalardan foydalanish. Mashinasozlikda shponkali birikmalardan keng ko'lamda qo'llash. Shponkali birikmalardan foydalanishdan maksad val yoki o'qda shponka uchun mo'ljallangan o'yiqlik bo'lishini o'rganish.

Tayanch iboralar: Shponka, tishli, g'ildirak, mufta, prizmatik shponka, ponasimon shponka, segmentsimon shponka, silindrik shponka, shlis va boshqalar.

Shponkali birikmalar

Aylanuvchi detallarni (shkiv, tishli g'ildirak, mufta va shu kabilarni) val yoki o'qqa birgalikda aylanadigan qilib maxkam o'rnatish uchun har xil shponkalardan foydalaniladi. Shponkali birikmalarning tuzilishi juda oddiy bo'lib, ularni yig'ish va qismlarga ajratish juda oson. Shuning uchun bunday birikmalardan mashinasozlikda keng ko'lamda foydalaniladi.

Val yoki o'qda shponka uchun mo'ljallangan o'yiqlik bo'lishi shponkali birikmaning asosiy kamchiligidir, chunki bunday o'yiqlik val yoki o'q ko'ndalang kesimini kichraytirib, mustahkamligini pasaytiradi.

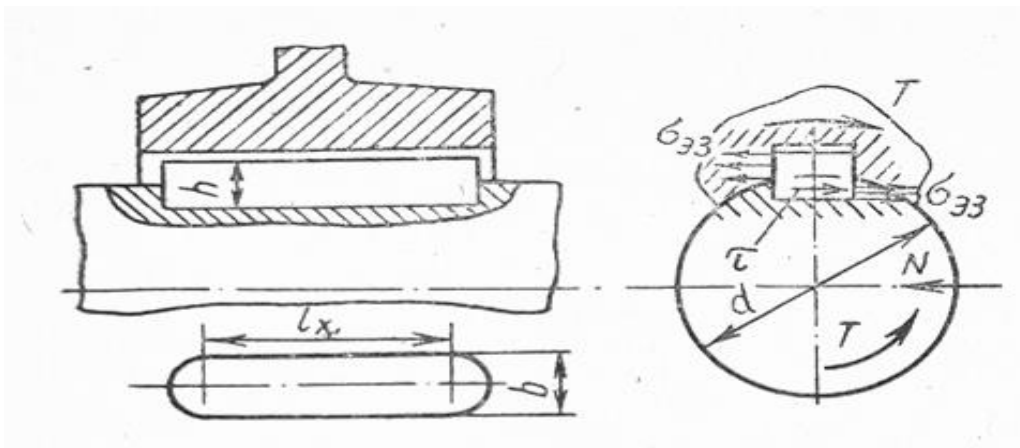
Shponkali birikmalar *zo'riqtirilgan* va *zo'riqtirilmagan* bo'lishi mumkin. Zo'riqtirilgan birikmalarda *ponasimon* shponkalar, zo'riqtirilmagan birikmalarda esa *prizmatik* shponkalar ishlatiladi.

Prizmatik shponkalar. Prizmatik shponka kesimi to'g'ri to'rtburchaklik bo'lgan detaldir.

Prizmatik shponka vositasida hosil qilingan birikmalar zo'riqtirilmagan bo'lgani uchun shponkani ham, valdagi o'yiqlikni ham yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlash talab etiladi, chunki bunday hollarda shponka burovchi momentni yon yoqlari orqali uzatadi. Shuning uchun shponkaning yon yoqlari valdagi uyiqlikning yon yoqlariga bir tekis tegib turadigan bo'lishi kerak.

Agar shponka va o'yiqlik tayyorlashda GOST da keltirilgan dopuskning qiymatini ta'minlasa, birikma yig'ilayotganda moslash ishlariga xojat qolmaydi.

Valdan g'ildirak gupchagiga burovchi moment uzatishda shponka yon yoqlarining ezilishi hamda val bilan gupchakning urinish chizig'idan kesilish mumkin. Bunda hosil bo'ladigan kuchlanishlar (56-shakl) quyidagicha aniqlanadi.



56 –shakl. Prizmatik shponkani hisoblashga doir sxema.

$$\delta_{\sigma z} = \frac{4T}{hl_h d} \leq [\sigma_{33}] ; \quad (97)$$

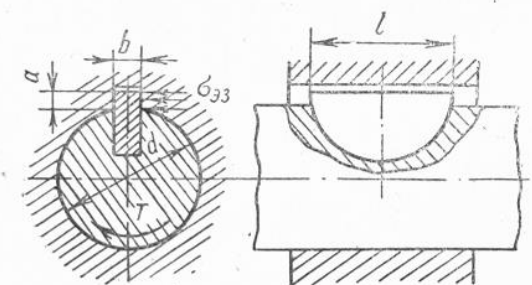
$$\tau = \frac{2T}{bl_h d} \leq [\tau] ; \quad (98)$$

bu yerda h – shponka ko'ndalang kesismning balandligi; l_h - shponkaning hisobiy uzunligi; d – valning diametri; T – burovchi moment, b – shponkaning eni.

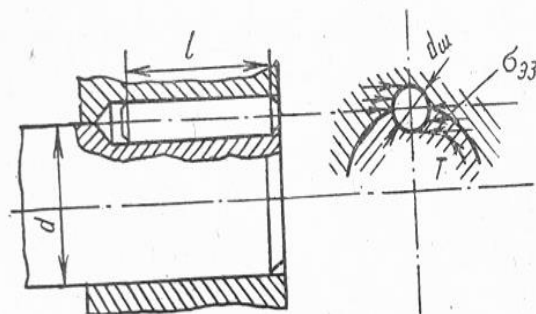
Odatda, shponkaning o'lchamlari va diametriga qarab, jadvallarga tanlanadi, uzunligi esa gupchak teshigining uzunligiga bog'liq ravishda $[l] \sim (0,8 \dots 0,9) l_{\text{gup}}$ qilib olinadi va mustahkamligi yuqorida keltirilgan formulalar vositasida tekshirilib ko'riladi.

Shponkalarining GOST da keltirilgan o'lchamlari (b va h) shunday tanlanganki, ularning kesilishi kamdan-kam sodir bo'ladi. Shuning uchun, prizmatik shponkalarni foydalaniladigan xollarda ularning (97) formula asosida hisoblash asosida kifoyalansa bo'ladi. Ishlash prinsipi yuqoridagi o'xshash yana bir necha xil shponkani uchratish mumkin. **Segmentsimon** (57-shakl) va **silindrik** (58-shakl) shponkalar shular jumlasidandir.

Valning segmentsimon shponka uchun mo'ljallangan uyig'i diskaviy freza bilan kesiladi. Bu esa boshqa xollardagiga qaraganda ancha qulay.



57 – shakl. Segment shponkani hisoblashga doir sxema



58 – shakl. Silindrik shponka vositasida biriktirish

Ammo o'yiqlik bo'lganligi uchun valning mustahkamligi pasayadi. Shu sababli, segmentsimon shponkalar valning diametri uncha katta bo'lmagan ($d \leq 60$ mm bulgan) va kichik buruvchi momentlarni uzatish lozim bo'lgan xollardagina ishlatiladi. Bunday shponkalarining mustahkamligini quyidagi formula yordamida baholanadi:

$$\sigma_{ez} = \frac{2T}{ald} \leq [\sigma_{ez}]. \quad (99)$$

Detallar vallarning uchiga o'rnatiladigan xollarda silindrik shponkalarda foydalanish mumkin. Ular uchun kerak bo'lgan teshik avval parmalash, so'ngra esa unga ishlov berish yo'li bilan tayyorlanadi. Shuni nazarda o'tish kerakki, bitta uzun shponka ishlatishdan ko'ra ikkita yoki uchta kalta shponka ishlatgan ma'qul.

Silindrik shponka o'yiqqa ma'lum darajada tigizlik bilan o'rnatiladi. Ayrim xollarda silindrik shponka kesik konus shaklida qilib tayyorlanadi.

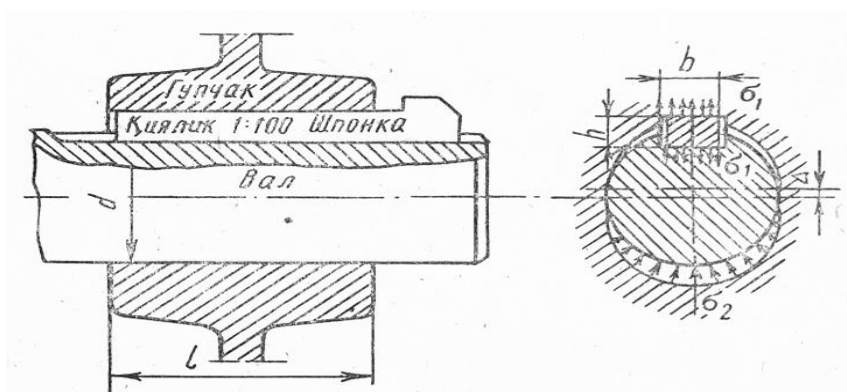
Silindrik shponkalarining mustahkamligi quyidagi formula yordamida baholanadi:

$$\sigma_{ez} \approx \frac{4T}{d_{sh}ld} \leq [\sigma_{ez}], \quad (100)$$

bu yerda d_{sh} – shponkaning diametri; d – valning diametri.

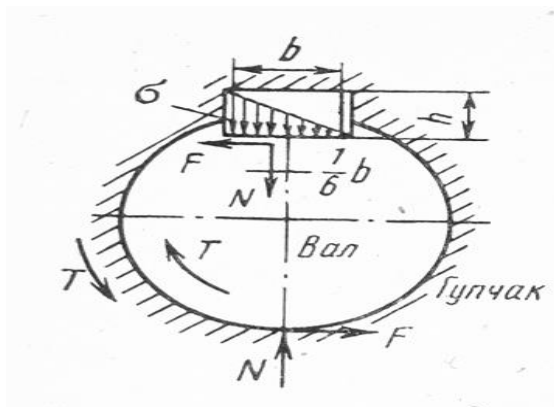
Ponasimon shponkalar. Ponasimon shponkaning prizmatik shponkadan farqi shuki, uning keng yog'i bo'yiga tomon biroz (odatda 1:100 nisbatida) qiya bo'ladi.

Ponasimon shponkalar yordamida detallar val yoki o'qqa bimalol ortiqcha kuch sarflamay o'rnatiladigan qilib yasaladi. Detal shponka stoliga mahkam o'rnamshadi. Shuning uchun shponkalar o'yiqqa bir qadar kuch bilan odatda boga zarbi bilan urib joylashtiriladi. Bunday xollarda shponka uchun mo'ljallangan o'yiqlik valda ham shu valga o'rnatiladigan detalda ham bo'lsa, shponka o'yib o'rnatiladigan ponasimon shponka deb ataladi. Shponkadagi qiyalik qanday bo'lsa, detalda xuddi shunday qiyalikdagi o'yiqlik qilinadi. Shponka zarb ta'sirida kiritilganligidan, uning ustki va ostki yoqlari o'yiqqa ma'lum tigizlik bilan o'rnamshadi. Shponkaning yon yoqlari esa o'yiqlik yon yoqlariga, umuman olganda, urilib turmaydi. Buruvchi moment shponkaning ustki va ostki yopiqlikdagi tigizlikda hosil bo'lgan. Ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi. Demak, birikma nagruzkasiz bo'lganda ham shponkaning ustki va ostki yoqlarida kuchlanishlar mavjud bo'ladi (59-shakl).



59 – shakl. Ponasimon shponka vositasida biriktirish

Birikmaning mustahkamligini hisoblash uchun buruvchi T moment ta'sirida bo'lgan valning muvozanat shartini ko'rib chiqamiz. Hisoblash uchun keltirilgan shakl (60-shakl) σ_1 va σ_2 kuchlanishlar teng ta'sir etuvchi N bilan almashtirilgan. Ta'sir etuvchi buruvchi 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 yog'iga qo'shimcha nagruzka tushadi, o'ng yog'i esa bo'shashadi. Shu sababli bunday holda shponka uchun tuzilgan kuchlanishlar epyurasi vertikal uchburchaklik ko'rinishida kateti σ bo'lgan bo'ladi.



60 - shakl. Ponasimon shponkani hisoblashga doir sxema.

Teng ta'sir etuvchi N kuch qo'yilgan nuqta val o'qida $\left(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b\right) = \frac{1}{6}b$ masofada joylashadi. σ ning qiymatini quyidagi munosabatdan aniqlash mumkin.

$$\sigma \frac{bl}{2} = N \quad \text{va} \quad T = Nfd + N \frac{1}{6}b,$$

bu yerda b- shponkaning eni; l – shponkaning uzunligi;

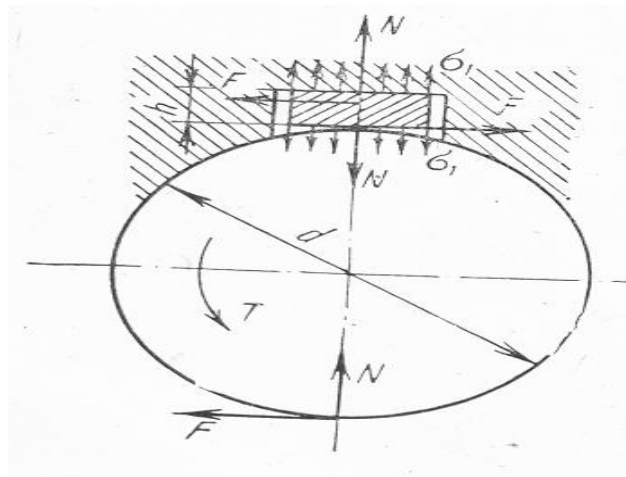
d – valning diametri (bu diametr $F - F$ juftining yelkasi sifatida qabul qilingan).

Keltirilgan tenglamalarni σ ga nisbatan birgalikda yechib, quyidagini hosil qilamiz:

$$\sigma = \frac{2T}{bl(fd + b/6)} \leq [\sigma_{ez}] = 80 \dots 100 \text{MPa}, \quad (101)$$

ishqalanish koeffitsienti f ning qiymatini 0,13 dan 0,18 gacha qabul qilish tavsiya etiladi.

Ayrim xollarda o'yiqlik tufayli valning zaiflashuvini butunlay yo'qotish maqsadida ponasimon shaklga turlarida biri bo'lgan fruksion shponka ishlatiladi (61-shakl). Bundan buruvchi moment shponkaning urib kiritilishida shponka bilan val orasida hamda val bilan detal orasida hosil bo'lgan ishqalanish kuchi F hisobiga uzatiladi. Shponka uchun valga hech qanday o'yiqlik bo'lmaydi. Biroq shponkaning pastki tomoni valning silindrik sirtiga moslab ishlanishi lozim. Fruksion shponka ishlatilgan xollarda buruvchi moment faqat ishqalanish kuchi evaxiga uzatilganda bunday shponkalar nagruzka tushadigan mexanizmlardagina ishlatiladi.



61 – shakl. Friksion shponkani hisoblashga doir sxema

Birikmaning mustahkamligini quyidagi munosabatdan foydalanib baholash mumkin:

$$T \leq [T] \approx Nf d = \sigma_1 \cdot b l f d, \quad (102)$$

bu yerda $\sigma_1 = 40 \dots 50$ MPa .

Valga ta`sir etuvchi momentini standartdan tanlab olingan bitta shponka bilan uzatish mumkin bo`lmagan xollarda bu valning o`zida ikkita yoki uchta shponkadan foydalanish mumkin. Ma`lumki, shponka sonining ortishi o`yiqqlar sonining ko`payishiga, bu esa, o`z navbatida, va hamda detal mustahkamligini haddan tashqari zaiflashuvi sabab bo`ladi. Shuning uchun ko`p shponkali birikmalar o`rniga shlisli birikmalarga foydalanish tavsiya etiladi.

Xulosa: Shponkali va shlisli birikmalar haqida xulosa qilib shuni aytishimiz mumkinki hozirgi kunda shponkali birikmalardan mashinasozlikda keng ko`lamda foydalaniladi shponkali birikmalarning tuzilishi juda oddiy bo`lganligi sababli ularni yig`ish va qismlarga ajratish ancha oson hisoblanadi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Detailarni tig`izlik hisobiga biriktirish qanday amalga oshiriladi?
2. Shponka deganda nimani tushunasiz?
3. Shponkalarining qanday turlari mavjud?
4. Prizmatik shponkalar haqida ma`lumot bering?
5. Ponasimon shponkalar deb nimaga aytiladi?
6. Shlisli birikmalar deganda nimani tushunasiz?
7. Shlisli birikmalarni hisoblash qanday amalga oshiriladi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov “Mashina detallari” O`qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov “Detali mashin” Moskva, “Mashina stroenie” 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov “Mashina detallari” Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov “Mashina detallari” kursidan materiallar to`plami. O`qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov “Mashina detallarini loyixalash” Fan. Toshkent. 1997 yil.

5-mavzu. Shlitsali birikmalarning turlari va ularning qo'llanishi.

Reja

1. Shlisli birikmalar.
2. Shlisli birikmalarni hisoblash.

Agar valning sirtida va unga o'rnatiladigan detal burchagi teshigini sirtida uncha chuqur bo'lmagan ariqchalar o'yilib, detallardan birining chikigi ikkinchisining botgiga tushalغان qoldiq o'rnatilsa, shlisli birikma hosil bo'ladi (62-shakl). Bunday birikmalarda shponkali birikmalardangina nisbatan quyidagi avzalliklar bor:

1) detallar valda yaxshi markazlanadi, lozim bo'lgan taqdirda ularni val bo'ylab suriladigan qilib o'rnatish ham mumkin (masalan, tezliklar qutisida);

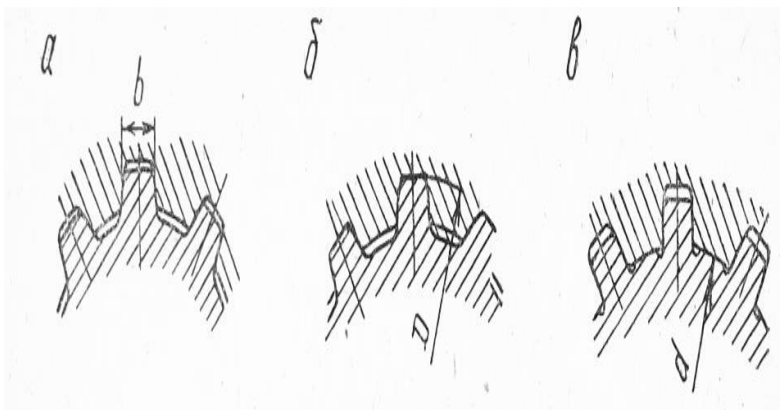
2) shlisli birikmaning o'zgaruvchan zarbiy nagruzka ta'sir etgandagi mustahkamligi shponkali birikmanikiga qaraganda birmuncha yuqori bo'ladi;

3) shlisli birikmalar shponkali birikmalarga qaraganda bir necha bor ortiq nagruzkaga chidaydi.

Shlisli birikmalarda bir qator afzalliklar bo'lganligi tufayli mashinasozlikda (stanoksozlikda, traktorsozlikda, avtomobilsozlikda) keng ko'lamda foydalanilmoqda.

Shlisli birikmalarni barcha o'lchamlari hamda ular uchun tegishli dopusklar standartlashtirilgan.

Shlislar to'g'ri to'rtburchaklik evol'venta va uchburchaklik profilli bo'lishi mumkin. Bulardan eng ko'p tarqalgan to'g'ri to'rtburchaklik profilli shlislardir. To'g'ri to'rtburchaklik profilli birikmalarda detallar shlislarning yon yoqlari, sirtqi yoki ichki diametrlari bo'yicha markazlashtiriladi (63-shakl). Shuni nazarda tutish kerakki, detallarning shlisli diametrlari (D yoki d) bo'yicha markazlashtirilishganda val va guachak o'qdosh bo'lishi yaxshi ta'minlanadi. Biroq yon yoqlari bo'yicha markazlashtirilganda nagruzka shlislar orasida bir xilda taqsimlanadi. Buning natijasida esa birikma ko'proq nagruzkada ishlay oladi.



63 – shakl. To'g'ri to'rtburchakli shlis hisobiga markazlashtirish:
a- yon yoqlari tomonlari bo'yicha; b –sirtqi diametri; v – ichki diametri bo'yicha

Shlisli birikmalarni hisoblash

Shlislarning o'lchamlari shponkalarinikini kabi, valning diametriga qarab, GOST jadvallaridan tanlab olinadi. Ishlash jarayonida shlislarning yon yoqlarida ezuvchi, asosida esa kesuvchi va eguvchi kuchlanishlar hosil bo'ladi (64-shakl).

Standartda belgilangan profilli shlislar uchun ezuvchi kuchlanish asosiy hisoblanadi. Shuning uchun u quyidagicha hisoblanadi.

$$\sigma_{ez} = \frac{M}{r_o r F_z K} \leq [\sigma_{ez}], \quad (103)$$

Shlislar uchun ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanishning qiymati birikmalarning ishlash sharoitiga hamda ularni tashkil etuvchi detallarning termik ishlaganligiga qarab belgilanadi. Masalan, qo'zgalmaydigan qilib biriktirilgan va o'rtacha sharoitda ishlaydigan birikmalar uchun:

a) shlislarning sirti termik ishlanmagan bo'lsa,

$$[\sigma_{ez}] = 600 \dots 1000 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2;$$

b) shlislarning sirti termik ishlangan bo'lsa,

$$[\sigma_{ez}] = 1000 \dots 1400 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2.$$

Qo'zgaluvchi birikmalarning shlisleri ko'pincha termik ishlanadi va tez yeyilishining oldini olish maqsadida ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati $50 \dots 150 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2$ oralig'ida olinadi.

Plastmassadan tayyorlangan shponkali va shlisli birikmalarni hisoblashning o'ziga xos xususiyatlari

Hozirgi vaqtda plasmassadan tayyorlangan shponkali va shlisli birikmalar mashinasozlikda kam uchraydi. Odatda, plastmassadan yasalgan silindrik detalni val yoki o'qqa o'rnatish uchun po'lat shponkalardan foydalaniladi. Kichik o'lchamli mexanizmlarda lozim bo'lgan taqdirda plastmassadan tayyorlangan detallar shlislar vositasida biriktirilishi mumkin. Umuman olganda, plastmassadan tayyorlangan shponkali va shlisli birikmalarning ishlashi metall dan tayyorlangan shunday birikmalarning ishlashi kabidir. Shuning uchun, bunday birikmalar metall shponkalar uchun keltirilgan formulalar yordamida hisoblanishi mumkin. Tabiiyki, formulardagi ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati, plastmassaning turiga qarab, tegishli jadvallardan olinadi. Ayrim xollarda plastmassadan tayyorlangan prizmatik shponkalar ezuvchi kuchlanishdan tashqari, eguvchi kuchlanishga ham hisoblab ko'rilishi tavsiya etiladi eguvchi kuchlanish quyidagicha hisoblab topilishi mumkin:

$$\sigma_{ez} = \frac{6M_b h}{dlb^2} \leq [\sigma_{ez}]. \quad (104)$$

bu yerda M_b – burovchi moment; h – shponkaning balandligi; d – valning diametri; b – shponkaning eni; l – shponkaning hisobiy uzunligi.

Shuni nazarda tutish kerakki, qo'zgaluvchan qilib bajarilgan shponkali yoki shlisli birikmadan foydalanilganda plastmassalarning uziga xos xususiyatlariga alohida e'tibor berish kerak. Masalan, dopuskning metall uchun oson siljishini ta'minlovchi qiymati plastmassadan tayyorlangan detallarning o'lchamlari metallardan tayyorlangan detallarnikiga qaraganda kattaroq qiymatiga o'zgaradi.

Masalalar.

6-masala. Diametri $d = 100 \text{ mm}$ bo'lgan val bilan uzunligi $l = 150 \text{ mm}$ bo'lgan gupchak prizmatik shponkasida biriktirilsa, unga qancha burovchi M moment ta'sir etilishi mumkin? Ponasimon shponkali yoki shlisli birikmadan foydalanilganda-chi? Hamma tur birikmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma_{ez}] = 1000 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2$.

Yechish: spravochnikdan $d = 100$ mm bo'lganda $b = 28$ mm, $h = 16$ mm ekanligini aniqlaymiz. Bu o'lchamlar prizmatik hamda ponasimon shponkalar uchun bir xil.

Prizmatik shponkali birikma uchun (97) formuladan hisoblab topamiz:

$$M = \frac{[\sigma_{ez}]bl(fd + b/6)}{2} = \frac{1000 \cdot 2,8 \cdot 15(0,15 \cdot 10 + 2,8/6)}{2} = 41000 \text{ kG} \cdot \text{sm}$$

Ichki diametri bo'yicha markazlashtirishga mo'ljallangan to'g'ri to'rtburchaklik profilli shlisli birikmani qabul qilamiz va spravochniklardagi jadvallardan quyidagilarni olamiz: $z = 10$, $D_b = 102$, $d_a = 92$ mm, $c = 0,5$ mm va $r = 0,5$ mm. Qabul qilingan o'lchamli birikmadan foydalanilganda uzatilishi mumkin bo'lgan burovchi momentning qiymatini (103) formuladan foydalanib topamiz:

$$M = [\sigma_{ez}]K_z F r_{o'r}$$

$$r_{o'r} = \frac{D_b + d_a}{4} = \frac{10,2 + 9,2}{4} \approx 4,8 \text{ sm},$$

$$F = \left[\frac{D_b - d_a}{2} - (c + r) \right] l - \left[\frac{10,2 - 9,2}{2} - (0,05 + 0,05) \right] 15 \approx 6 \text{ sm}^2$$

$K = 0,8$ deb qabul qilsak, $M = 1000 \cdot 0,8 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 4,8 = 230000$ kGsm bo'ladi.

Demak, mustahkamlik nuqtai nazaridan olinganda yuqorida hisoblab qurilgan birikmalardan eng yaxshisi shlisli birikma ekan, chunki u qurib chiqilgan xol uchun prizmatik shponkalarga qaraganda 3,9 marta, ponasimon shponkalarga qaraganda esa 5,6 marta mustahkamdir.

Xulosa: Shponkali va shlisali birikmalar haqida xulosa qilib shuni aytishimiz mumkinki hozirgi kunda shponkali birikmalardan mashinasozlikda keng ko'lamda foydalaniladi shponkali birikmalarning tuzilishi juda oddiy bo'lganligi sababli ularni yig'ish va qismlarga ajratish ancha oson hisoblanadi.

Takrorlash uchun savollar:

8. Detallarni tig'izlik hisobiga birlashtirish qanday amalga oshiriladi?
9. Shponka deganda nimani tushunasiz?
10. Shponkalarining qanday turlari mavjud?
11. Prizmatik shponkalar haqida ma'lumot bering?
12. Ponasimon shponkalar deb nimaga aytiladi?
13. Shlisli birikmalar deganda nimani tushunasiz?
14. Shlisli birikmalarni hisoblash qanday amalga oshiriladi?

Adabiyotlar:

6. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
7. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
8. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
9. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
10. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

6-mavzu. Parchin mixli birikmalar haqida umumiy ma'lumotlar va ularning turlari

Reja:

1. Parchin mixli birikmalarning turlari.

2. Parchin mixli chokni hisoblash.

2.1. Cho'zuvchi kuch ta'siridagi chokni hisoblash.

2.2. Egiluvchi moment ta'sir etuvchi chokni hisoblash.

3. Parchin mix uchun ishlatiladigan materiallar va ruxsat etilgan kuchlanishlar.

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Birikmalar haqida to'liq ma'lumotga ega bo'lish, birikmalarning mashinasozlikdagi va sanoatdagi rolini o'rganish, ishlatilish sohalari va birikmalarga qo'yiladigan talablar bilan batafsil tanishish. Parchin birikmalar haqida ma'lumotga ega bo'lish, parchin mixning parametrlarini hisoblashni o'rganish.

Tayanch iboralar: Parchin mix, birikma, cho'zuvchi moment eguvchi moment, ko'ndalang kuch cho'zuvchi kuch, detal, bikrlilik, mustahkamlik, detallarni loyihalash, issiqbardoshlik, detallarni yeyilishga va titrashga chidamliligi, ruxsat etilgan kuchlanish, mustahkamlik chegarasi, oquvchanlik chegarasi, toliqish chegarasi, chidamlilik chegarasi.

Ma'lumki, har bir mashina uzellardan, uzellar esa, o'z navbatida detallardan tuzilgan. Detaillardan uzellardan, uzellar esa, mashina birikmalar vositasida yig'iladi.

Birikmalar ajralmaydigan va *ajraladigan* turlarga bo'linadi. Agar uzellarni yoki mashinani ayrim qismlarga ajratish uchun birikma elementlarini sindirish shart bo'lsa, bunday birikma ajralmaydigan, aks holda esa ajraladigan birikma deb ataladi. Parchin mixli va payvand birikmalar ajralmaydigan birikmalar bo'lsa, ponali, shponkali, shlisli va boltli birikmalar ajraladigan birikmalardir. Ajraladigan birikmalarning yaxshi xususiyati shundaki, ular vositasida mashinani zarur vaqtda bo'laklarga ajratib, zarur vaqtda yig'ish mumkin.

Parchin mixli birikmalarning turlari.

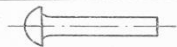
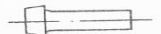
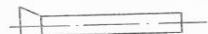
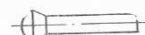
Parchin mixli birikmalar samolyotlarning ustki qobig'ini yasashda, kemasozlikda, yuk ko'tarish kranlarining fermalari hamda ko'priklar qurishda keng ko'lamda ishlatiladi. Bu birikmalarda asosiy element parchin mixdir. Parchin mix yasash uchun, asosan, diametri 20 mm dan ortiq bo'lmagan po'lat, mis, alyuminiy simlardan foydalaniladi. Agar bunday simning bir uchidan ozginasi (odatda, 5 dan 60 mm gacha bo'lgan qismi) qirqib olinsa va uning bir uchi parchinlanib, ma'lum shakldagi kallakka aylantirilsa, parchin mix hosil bo'ladi. Parchin mixning ba'zi turlari 5-jadvalda ko'rsatilgan. Ulardan eng ko'p ishlatiladigani yarim doiraviy kallakli parchin mixdir. Ortiqcha kuch ta'sir qilmaydigan hollarda, masalan, charm hamda elastik materiallarni birlashtirishda, o'rtasi teshik parchin mixlar - pistonlar ishlatiladi. O'rnatish qulay bo'lishi uchun parchin mixning diametri teshikning diametridan kichikrok qilinadi.

Agar ikkita po'lat yoki alyuminiy tunuka ustma-ust qo'yilib, zarur diametrli teshik ochilgach, bu teshikka parchin mix kiritilgandan keyin uning ikkinchi uchi ham parchalansa, parchin mixli chok hosil bo'ladi. Parchin mixli chok hosil qilishda qo'l kuchidan ham, mashinalardan ham foydalaniladi.

Parchin mixlar katta kichikligiga qarab, sovuqlayin yoki qizdirilib tayyorlanadi. Ulanadigan qismlarda teshiklar hosil qilish uchun parmi yoki pressdan foydalanilganda ulanadigan qismlar katta

bosim ta'sirida deformatsiyalanadi, teshikning ikkinchi tomonida esa, o'tkir qirralar hosil bo'ladi. Ular parchin mix tanasining kesilishiga sabab bo'lishi mumkin. Rangli metaldan yasalgan barcha parchin mixlar hamda diametri 12 mm gacha bo'lgan po'lat parchin mixlari sovuqlayin, diametri 12 mm dan katta bo'lganlari esa, 1000 C gradus chamasi temperaturagacha qizdirilgandan keyingina parchalanadi, chunki ular qizdirilmasa, birinchidan parchinlash qiyin bo'ladi, ikkinchidan sifati yaxshi chiqmaydi. Hozirgi vaqtda mashinasozlikda parchin mixli birikmalar, payvandlash qiyin bo'lgan detallariga biriktirishda ishlatilmoqda.

3-jadval

Парчин микнинг шакли	Парчин микнинг тури
	Ярим доиравий каллаккли пўлат парчин мик
	Кесик конус шаклидаги каллаккли пўлат парчин мик
	Яширин (ўрнатилганда кўринмайдиган) каллаккли пўлат парчин мик
	Ярим яширин каллаккли пўлат парчин мик

Parchin mixli chokni hisoblash.

Ishlash sharoitiga qarab, parchin mixli choklar quyidagi turlarga bo'linadi:

A) mustahkam choklar; bunday choklar birikmaning yetarli darajada mustahkam bo'lishini ta'minlaydi va metall konstruksiyalarini (ko'prik va stropilaviy fermalar va x.k) yig'ishda ishlatiladi;

B) mustahkam-jips choklar; bular birikmaga katta mexanikaviy kuchlar ta'sir qilishi bilan birga, chokning germetik bo'lishi ham zarur hollarda (masalan, bug' qozonlari, bosim ta'siridagi suyuqliklar saqlanadigan idishlar va shu kabilar yasashda) ishlatiladi;

V) jips choklar; germetik bo'lishi talab etiladigan, ammo ta'sir etuvchi bosim uncha katta bo'lmagan hollarda (masalan, yonilg'i, surkov moylari va suv saqlash uchun mo'ljallangan idishlarni yasashda) ishlatiladi;

Hozirgi vaqtda mustahkam jips hamda jips choklar o'rniga hamma yerda payvand choklar ishlatilmoqda desa bo'ladi. Shuning uchun, bu yerda asosan, mustahkam choklarni hisoblash to'g'risida to'xtalib o'tamiz.

1. Cho'zuvchi kuch ta'siridagi chokni hisoblash. Umuman olganda chokka ta'sir etuvchi kuch va hosil bo'lgan kuchlanishlar orasidagi munosabatni aniq ifodalash birmuncha murakkab. Amalda choklarni hisoblashda ayrim soddalashtirishlar kiritiladi. Chunonchi, 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 devorning ezilishi, listning uzunligi eng chetda joylashgan parchin mix ta'sirida listning kesilishi oqibatida yuz berishi mumkin (10-shakl).

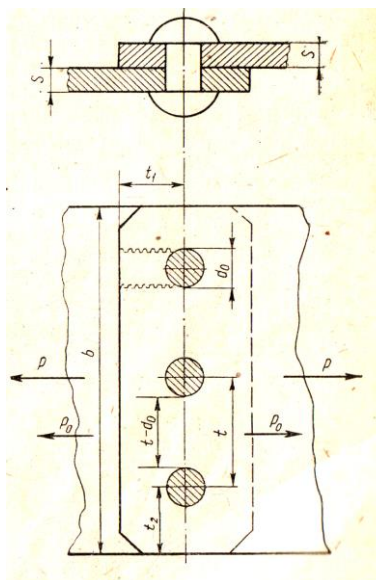
Chokdagi parchin mixlar soni n bilan, bitta parchin mixga ta'sir etuvchi kuch esa $P_0 = P/n$ bilan belgilansa, chokning mustahkamligini ta'minlash uchun quyidagi tengliklar bajarilishi lozim:

$$P_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{kes}] \quad (15)$$

$$P_0 = (t-d_0)s[\sigma_y] \quad (16)$$

$$P_0 = d_0 s [\sigma_{\text{эз}}], \quad (17)$$

$$P_0 = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) s [\tau_{\text{кес}}] \quad (18)$$



Bu tenglamalarda d_0 listdagi teshikning diametri (hisoblash vaqtida bu diametr parchin mix diametri o'rnida olinadi); t -ikki parchin mix markazlari orasidagi masofa – qadam; t_1 va t_2 – eng chetda joylashgan parchin mix markazidan list qirrasigacha bo'lgan masofa; S - biriktirilgan listlarning qalinligi; $[\tau_{\text{кес}}]$ - ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish; $[\sigma_{\text{эз}}]$ - ruxsat etilgan ezuvchi kuchlanish; $[\sigma_{\text{ч}}]$ - ruxsat etilgan cho'zuvchi kuchlanish; $[\tau_{\text{кес}}]$ - listning chetki qismi uchun ruxsat etilgan kesuvchi kuchlanish.

Odatda, $[\sigma_{\text{эз}}] = (1,4 \div 1,7) [\tau_{\text{кес}}]$ bo'ladi. Ana shu e'tiborga olingan holda (15) va (17) ifodalar bir-biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot \frac{[\sigma_{\text{эз}}]}{1,4 \div 1,7} = s d_0 [\sigma_{\text{эз}}]$$

bo'ladi. Bundan $d_0 = (1,8 \div 2,2) s$ ekanligini aniqlash mumkin. $[\tau_{\text{кес}}] \approx [\sigma_{\text{ч}}]$ deb olinib, hozirgina topilgan ifodadan $S = d_0/2$ ekanligi e'tiborga olingan holda (15) va (16) ifodalar bir-biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{\text{кес}}] = (t - d_0) \frac{d_0}{2} [\tau_{\text{кес}}]$$

kelib chiqadi .Bu tenglikdan $t = 2,57 d_0$ ekanligini topish mumkin. Amaliy hisoblashlarda esa, chokning tuzilishiga qarab, $t = (3 \div 5) d_0$ qilib olinadi.

$[\tau_{\text{кес}}]' = 0,8 [\tau_{\text{кес}}]$ va $S = d_0/2$ ekanligi e'tiborga olinib, (15) va (18) ifodalar bir-biriga tenglashtirilsa,

$$\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{\text{rec}}] = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) \frac{d_0}{2} 0,8 [\tau_{\text{rec}}]$$

bo'ldi. Bu tenglikdan $t=1,5 d_0$ ekanligini aniqlash mumkin.

Amaliy hisoblashlarda $t=(1,5...2) d_0$ va $t_2 \leq 1,5 d_0$ qilib olinadi. Binobarin, listning qalinligi ma'lum bo'lsa, uning qiymatiga qarab, parchin mixli chokning asosiy o'lchamlarini aniqlash mumkin. Odatda, bu usul aniqlashga o'lchamlar qiymati bilan solishtirilib, chokning ta'sir etuvchi kuchga nisbatan mustahkamligi yuqorida keltirilgan to'rtta tenglik vositasida tekshiriladi. Lozim bo'lgan taqdirda aniqlangan o'lchamlarga tuzatishlar kiritiladi.

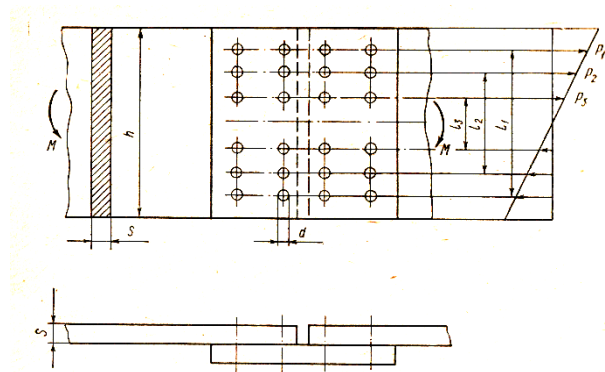
2. Egiluvchi moment ta'sir etuvchi chokni hisoblash. Bunday chok turli usullarda hisoblanishi mumkin. Odatda, hamma usullarda ham, avvalo munosabatlardan foydalanib, chokning taxminiy sxemasini belgilab olish tavsiya etiladi. Bu sxema chokdagi parchin mixlarning soni, ularning o'zaro joylashuvi ko'rsatilgan bo'lishi kerak. Shundan so'ng, belgilangan chokning egiluvchi moment ta'siridagi mustahkamligi hisoblanadi.

Quyidagi ta'sir etuvchi moment M ni parchin mixlardagi juft kuchlar momentiga tenglashtirish yo'li bilan hisoblash usuli ko'rib o'tiladi.

Masalan, eni h bo'lgan ikki list bitta qo'shimcha list (ust-qo'yima) vositasida biriktirilgan chokni olaylik (11-shakl). Shaklda ko'rsatilgan parchin mixli chokka egiluvchi moment M ta'sir etadi. Shakldan foydalanib, quyidagi tenglamani yozish mumkin.

$$M = P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + \dots,$$

Bu erda $P_1 P_2 P_3$ – har bir gorizontal qatordagi parchinli mixlarga ta'sir etuvchi kuchlar; $l_1 l_2 l_3$ – neytral o'qqa nisbatan baravar oraliqlardagi joylashgan qatorlar orasidagi masofa.



shaklda ko'rinib turadiki, P_2 va P_3 ni P_1 orqali quyidagicha aniqlash mumkin.

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{l_2}{l_1}, \text{ bundan } P_2 = P_1 \frac{l_2}{l_1}, \quad \frac{P_3}{P_1} = \frac{l_3}{l_1}, \text{ bundan } P_3 = P_1 \frac{l_3}{l_1}$$

Demak, (19) tenglama quyidagicha yozilishi mumkin:

$$M = \frac{P_1 l_1^2}{l_1} + \frac{P_1 l_2^2}{l_1} + \frac{P_1 l_3^2}{l_1} = \frac{P_1}{l_1} (l_1^2 + l_2^2 + l_3^2) = \frac{P_1}{l_1} \sum l_i^2, \quad (19a)$$

bu yerda $i=1,2,3,\dots$

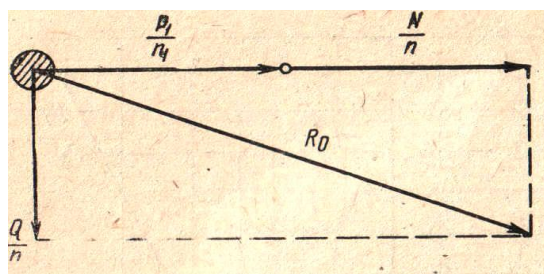
Shaklga ko'ra, gorizontaal qatorga ta'sir etuvchi kuchlarning eng kattasi P_1 dir. Shuning uchun chokni hisoblashda, avvalo, (19a) dan P_1 ni topamiz.

$$P_1 = \frac{M}{\sum l_i^2} l_1 \quad (20)$$

bu yerdagi M masalaning shartida berilgan bo'ladi, l_1 , l_2 va l_3 lar esa qabul qilingan sxemadan olinadi. P_1 birinchi qatordagi parchin mixga tutashayotgan kuch bo'lgani uchun undan bitta parchin mixga to'g'ri keladigan $P_0 = \frac{P_1}{n_1}$ bo'ladi (n_1 - birinchi qatorda joylashgan parchin mixlar soni). Yuqoridagi

shakl uchun $n_1=2$. Agar chok, qo'shimcha listsiz, ustma-ust biriktirilganda $n_1=4$ bo'lar edi. Shunday qilib, ikkita parchin mixga ta'sir etuvchi kuchni topdik, endi, material tanlab, dastavval parchin mix diametrining,

so'ngra esa qolgan o'lchamlarning chok mustahkamligini ta'minlay olish yoki olmasligini tekshirib ko'rish mumkin.



Shuni qayd etib o'tish lozimki, qator neytral o'qqa qanchalik yaqin joylashgan bo'lsa, unga ta'sir etuvchi kuch shunchalik kichik bo'ladi. Bundan, chetki qatordagi parchin mixlar diametri qolgan qatordagi parchin mixlar diametridan katta bo'lishi va chokning bir qatoriga o'ziga mos diametrli parchin mix ishlatilishi lozim, degan xulosaga kelish mumkin. Ammo amalda bir chok uchun ishlatiladigan hamma parchin mixlarning diametrlari bir xil qilinadi, chunki har xil diametrli parchin mix ishlatilganda teshiklarning o'lchamlari ham har xil bo'ladi, bu esa texnologik jihatdan noqulaydir.

Bordi-yu parchin mixli chokka, eguvchi momentdan tashqari, ko'ndalang kuch Q hamda cho'zuvchi kuch N ham ta'sir etsa (12-shakl) bitta parchin mixga tushadigan kuchlarning teng ta'sir etuvchisi quyidagicha bo'ladi:

$$R_0 = \sqrt{((P_1/n_1 + N/n)^2 + (Q/n)^2)}$$

bu yerda n - chokdagi parchin mixlarning umumiy soni; Q/n —kuch Q ning bitta parchin mixga to'g'ri kelgan qiymati; N/n —kuch N ning bitta parchin mixga to'g'ri kelgan qiymati. Keltirilgan hol uchun parchin mixli chokning mustahkamligi R_0 dan foydalanib tekshiriladi.

Parchin mix uchun ishlatiladigan materiallar va ruxsat etilgan kuchlanishlar.

Parchin mixlar po'lat, mis, latun` (jez), alyuminiy va shunga o'xshash plastik materiallardan tayyorlanadi. Materialning plastik bo'lishi uni parchinlashini osonlashtiradi hamda kuchning bir tekis tarqalishiga sharoit yaratadi.

Parchin mix uchun material tanlashda biriktirilishi lozim bo'lgan qismlarning temperatura ta'sirida qanday o'zgarishini bilish zarur. Temperatura ta'sirida, o'zgarish darajasi parchin mix materiali uchun ham, biriktirilishi lozim bo'lgan qismlar uchun ham mumkin qadar bir xil bo'lishi kerak. Aks holda temperatura o'zgarishi bilan chokda qo'shimcha kuchlanishlar paydo bo'ladi.

Parchin mixlar uchun ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati, asosan, materialga hamda parchin mix uchun mo'ljallangan teshiklarning tayorlanish usuliga bog'liq (6-jadval).

Agar kuch chokka o'zgaruvchan ta'sir etsa, tavsiya etilgan kuchlanishlarning qiymati 10-20% kamaytirilishi lozim.

Plastmassadan ishlangan parchin mixli birikmalardan ham foydalaniladi. Ammo plastmassa detallar parchinlash yo'li bilan emas, balki boshqa usulda, masalan, yelimlash usulida birlashtirilgan ma'qul.

6-jadval

Kuchlanish turlari	Teshiklarning tayyorlanish usuli	Ruxsat etilgan kuchlanish, kg/ sm^2	
		St.o – St.2	St. – 3
$[\tau_{kes}]$	Parmalash	1400	1400
$[\tau_{kes}]$	Bosim ostida teshish	1000	1000
$[\sigma_{ez}]$	Parmalash	2800	3200
$[\sigma_{ez}]$	Bosim ostida teshish	2400	2800

Xulosa: Ushbu mavzuni o'rganish davomida birikmalar, parchin mixli birikmalar haqida asosiy ma'lumotga ega bo'ldik. Parchin mixli birikmalarni hisoblash: a) mustahkam choklar; b) mustahkam jips choklar; v) jips choklar. Cho'zuvchi kuch ta'siridagi chokni hisoblash, eguvchi moment ta'sir etuvchi chokni hisoblash. Parchin mixning turlari: yarim doiraviy kallakli po'lat parchin mix; kesik konus shaklidagi kallakli po'lat parchin mix; yashirin kallakli po'lat parchin mix; yarim yashirin kallakli po'lat parchin mix.

Takrorlash uchun savollar:

1. Birikmalar deb nimaga aytiladi?
2. Birikmalar qanday turlarga bo'linadi?
3. Parchin mixli birikmalar deb qanday birikmalarga aytiladi?
4. Parchin mixli birikmalarning qanday turlari mavjud?
5. Parchin mixli chokni hisoblash qanday bajariladi?
6. Parchin mix uchun ishlatiladigan materiallarni ayting?
7. Parchin mixlar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar qanday topiladi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Jo'raev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyihalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

7-mavzu. Payvand birikmalar.

Reja:

1. Umumiy ma'lumot.
2. Uchma-uch birikmalar
3. Ustma-ust birikma
4. Kontaktlab payvandlash

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Birikmalar haqida to'liq ma'lumotga ega bo'lish, birikmalarning mashinasozlikdagi va sanoatdagi rolini o'rganish, ishlatilish sohalari va birikmalarga qo'yiladigan talablar bilan batafsil tanishish. Payvand birikmalarni o'rganish, payvandlash turlari bilan tanishish, payvand choklarni hisoblashga doir ma'lumotlarga ega bo'lish.

Tayanch iboralar: Payvand birikma, payvandlash, birikma, ustma-ust payvandlash, uchma-uch payvandlash, elektr yoy yordamida payvandlash, kontaktlab payvandlash, yonbosh chok, detal, normal, botiq, qavariq, ro'para chok, qiyshiq chok, kuchlanish va boshqalar.

Payvand birikmalar ajralmas birikmalarning asosiy turi bo'lib, ulardan mashinasozlikda va qurilishlarda keng ko'lamda foydalaniladi, chunki payvand birikmalarda ajralmas boshqa birikmalardagiga qaraganda birmuncha afzalliklar bor; chunonchi, payvand birikma kam mehnat talab qilishi bilan birga, metallni tejashga imkoniyat yaratadi; ma'lumki, parchin mixli birikmalar tayyorlashda parchin mix uchun teshik ochilishi kerak. Payvand birikmada esa teshikka ehtiyoj bo'lmaydi. Bundan tashqari, murrakkab shaklli yirik cho'yan quymalar o'rniga payvand birikma vositasida tayyorlangan yengil po'lat detallar ishlatish materialni 30-40% tejashga imkon beradi. Detaillar oz ishlab chiqariladigan joylarda payvand birikmalar ayniqsa qo'l keladi. Chunki bunday detallar qo'yish yo'li bilan tayyorlanadigan bo'lsa qolip tayyorlashning o'zigayoq bir talay mablag' sarf bo'ladi va ko'p vaqt ketadi.

Payvand birikmalardan turli sohalarda foydalaniladi. Masalan, payvandlash yo'li bilan baland yerlarga va suv ostiga o'rnatilgan metal qismlar biriktiriladi, katta bosim ostida ishlaydigan truba va idishlar tayyorlanadi. Payvand birikmalardan gaz va neft magistrallari o'tkazish kema korpuslari yasash va shu kabilarda foydalaniladi.

Payvand birikmalarining kamchiliklari materialning termik deformatsiyalanishi va hamma materiallarni ham payvandlab bo'lavermasligidir.

Payvandlash usullarining turi ko'p, ulardan eng ko'p qo'llaniladigani *elektr energiyasidan va gaz alangasidan* foydalanib payvandlash usullaridir. Sanoat va qurilishda, asosan, elektr energiyasi yordamida payvandlash usulidan foydalaniladi, chunki bu usul boshqa usullarga qaraganda qulay va tejimli bo'lib, payvandlash ishlash ishlarini keng ko'lamda avtomatlashtirish mumkin.

Muayyan bir joyda bajariladigan ishlarda (sanoat korxonalarida) butunlay avtomatlashtirilgan payvandlash usulidan foydalanish yuqori sifatli chok hosil qilishga va ish unumini 20 baravar oshirishga imkon beradi.

Hozirgi vaqtda Sovet Ittifoqida flyus qatlami ostida avtomatik va yarim avtomatik payvandlash moslamalari ishlatilmoqda.

Elektr energiyasidan foydalanib payvandlash ikki turga: elektr yoyi yordamida va kontaktlab payvandlash turlariga bo'linadi.

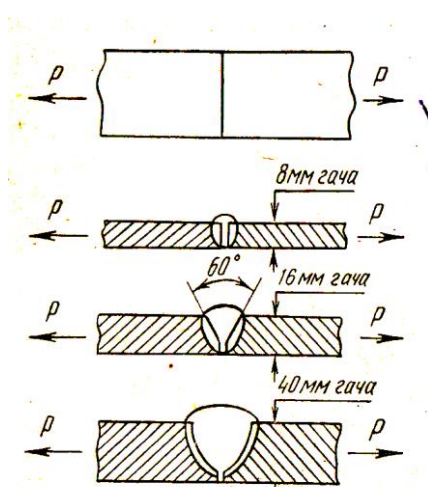
1. Elektr yoyi yordamida payvandlash. Bu usulda ulanadigan joy elektr yoyi vositasida qizdiriladi va unga payvandlash metali suyuqlantirib tushiriladi. Payvandlash metali sifatida sirtiga

bo'ri bilan suyuq shisha aralashmasi qoplangan metall sterjen - elektroddan foydalaniladi. Bunda elektr tok manbaining bir qutbiga, payvandlanadigan metall esa ikkinchi qutbiga ulanadi.

2. Kontaklab payvandlash. Bu usul ulanadigan detallardan kuchi bir necha ming amper bo'lgan elektr toki o'tkazilganda ularning bir-biriga tegib turgan (kontaktda bo'lgan) joyida qarshilik yuqori bo'lganligidan ko'p miqdor issiqlik hosil bo'lishiga asoslangan. Bunda hosil bo'lgan issiqlik detallarning ulanadigan joylarini juda plastik holatga keltiradi yoki suyuqlantiradi. Bunda detallar bir-biriga ma'lum kuch bilan siqilsa, payvand chok hosil bo'ladi.

Payvandlash vositasida detallarni **uchma-uch**, **ustma-ust** va **burchak ostida** ulash mumkin.

Payvand choklar, shakliga qarab, **uchma-uch** va **burchakli** choklarga bo'linadi. Turli shakldagi detallarni bir-biriga ulashda yuqorida aytilgan choklarning bir turidan yoki detal uchlarning joylashuviga qarab, bir yo'la ikkita turidan foydalanish mumkin. Bir tekislikda joylashgan detallarni ulash uchun, ko'pincha uchma-uch chokdan foydalaniladi



Uchma – uch birikma

Detailarning bir tekislikda joylashgan ikki uchini bir-biriga uchma-uch payvandlash natijasida uchma-uch birikma hosil bo'ladi. Bunday birikmadagi payvand chok uchma-uch chok deyiladi.

Detailarni uchma-uch chok vositasida ulash payvand birikmalarning eng oddiy va pishiq turidir.

Ulanadigan elementlarning qalinligiga qarab, uchma-uch chok har xil shaklda bo'lishi mumkin (13-shakl).

Shuni nazarda tutish kerakki, 13-shaklda dastaki payvandlangan hol keltirilgan, detallar avtomatik payvandlanadigan hollarda elementlarning qalinligi birmuncha katta, kertish burchaklari esa kichikroq qilinadi.

Odatda, ulanadigan detallarning uchlari maxsus ishlovdan o'tkazilib, payvandlash uchun tayyorlanadi. Bu ish ancha og'ir bo'lsa-da, birikmalarning sifatini yaxshilaydi va qo'yilgan talablarni to'la qondiradi. Payvand choklarning mustahkamligini hisoblashda chokning ko'ndalang kesimiga ta'sir etayotgan kuchlanish qiymati uning hamma nuqtalarida bir xil deb qabul qilinadi. Tajriba shuni ko'rsatdiki, uchma-uch choklar uchun bunday qilinishi hisoblashning aniqlik darajasiga deyarli ta'sir etmaydi. Uchma-uch birikmaga cho'zuvchi kuch ta'siridan detallarning ko'ndalang kesimida qanday kuchlanish hosil bo'lsa, payvand chokda ham shunday kuchlanish hosil bo'ladi. Shuning uchun payvand chok ham cho'zilish yoki siqilishga quyidagicha hisoblanadi:

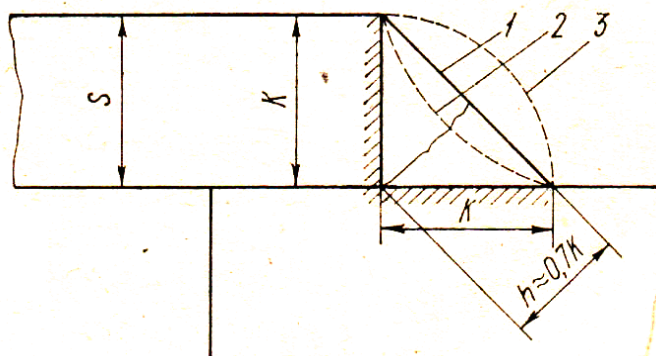
$$\sigma = \frac{P}{ls} \leq [\sigma']. \quad (22)$$

bu yerda l - chokning hisoblash uchun qabul qilingan uzunligi; s - listning payvand qilingan joyidagi qalinligi; $[\sigma']$ - chok materiali uchun ruxsat etilgan kuchlanish. Bu kuchlanishning qiymati payvandlash usuli va elektrodning sifatiga bog'liq (7- jadval).

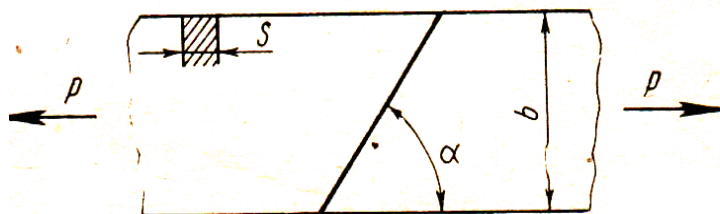
$[\sigma']$ ning payvandlangan listlar uchun ruxsat etilgan kuchlanish $[\sigma]$ ga nisbati uchma-uch chokning mustahkamlik koeffitsienti deb ataladi:

$$\varphi = [\sigma'] / [\sigma] \quad (23)$$

φ ning qiymati 0,9 bilan 1,0 oralig'ida bo'lishi mumkin. Bu degan so'z listlar uchma-uch ulanganda payvand chokning mustahkamligi listning mustahkamligiga deyarli teng bo'ladi, demakdir. Agar biror sababga ko'ra, uchma-uch chokning mustahkamligini oshirish zarur bo'lib qolsa, u holda bir tomonga og'irish hisobiga chok uzaytiriladi (14-shakl). Bunday chokning mustahkamligi ham $[\sigma'] = [\sigma]$ deb qabul qilingan holda, (22) formula vositasida hisoblanadi. Shuni nazarda tutish kerakki, avtomatik payvandlash yo'li bilan hosil qilingan choklarning ko'pchiligi uchun $[\sigma'] = [\sigma]$ desa bo'ladi.



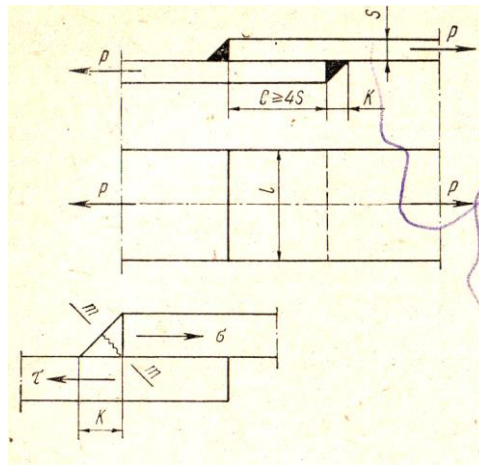
Ustma-ust birikma



Og'ma chokli uchma – uch birikma

Ulanishi lozim bo'lgan ikki detalning, masalan, ikki listning biri- ikkinchisi ustiga quyilib payvandlansa, ustma-ust birikma hosil bo'ladi. Bunday hollarda payvand chokning ko'ndalang kesimi uchburchak shaklida bo'ladi va **burchakli** yoki **valiksimon** deb ataladi. Burchakli chokning tomonlari hamma vaqt ham tekis bo'lavermaydi. Uning shakli *normal*, *botiq* yoki *qavariq* bo'lishi mumkin (15-shakl). Qavariq chok detalning ulangan joyidagi kesimini sezilarli darajada o'zgartiradi, bu esa, o'z navbatida, shu yerda kuchlanishlarning qo'shimcha to'planishiga sabab bo'ladi. Ana shu

nuqtai nazardan olganda, choklarning botiq bo'lgani yaxshi. Ammo choklarni botiq qilish qo'shimcha mehnat talab etadi. Shuning uchun aksariyat choklar normal shaklda tayyorlanadi.



Lekin o'zgaruvchan kuch ta'sir etadigan hollarda chokning botiq bo'lgani ma'qul. Chokning kateti (k) va balandligi (h) burchakli choklarni xarakterlovchi asosiy o'lchamlardir. Qalinligi 3 mm dan katta bo'lgan listlar uchun katetning eng kichik qiymati 3 mm bo'lishi mumkin. Ko'pincha, $k \approx s$ va $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7 k$ bo'ladi. Listlarni ustma-ust payvandlashda choklarni ta'sir etayotgan kuch yo'nalishiga tik qilib (16- shakl), parallel qilib (17- shakl) va ma'lum burchak hosil qilib (18- shakl) joylashtirish mumkin, birinchi holda payvand chok *ro'para chok* deb, ikkinchi holda - *yonbosh chok*, uchinchi holda esa *qiyshiq chok* deb ataladi.

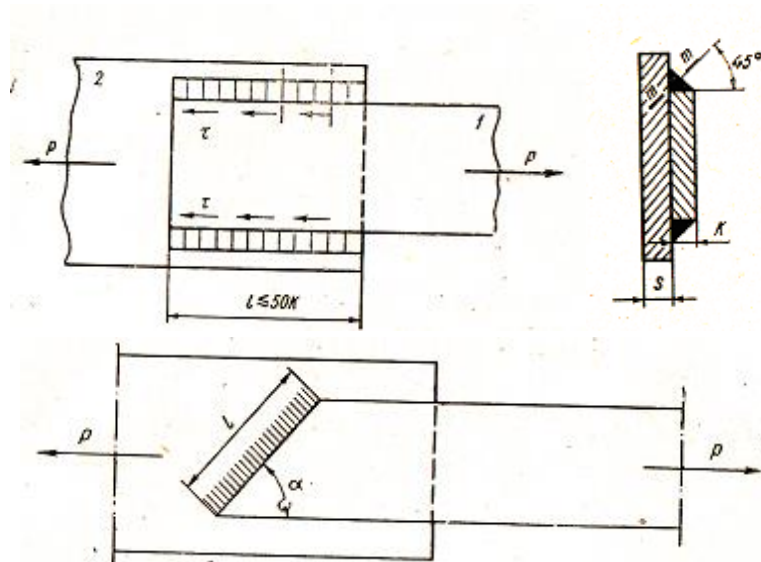
Tajribadan ma'lum bo'lishicha, burchakli choklarning qanday joylanishidan qat'iy nazar, ular uchburchak to'g'ri burchagining bissektrisasi orqali o'tgan ($m - m$) kesim (16- shakl) bo'ylab ta'sir etuvchi urinma kuchlanishdan yemiriladi. Odatda, chokda urinma kuchlanish τ dan tashqari, normal kuchlanish σ ham hosil bo'ladi. Lekin σ ning qiymati nisbatan kichik bo'lgani uchun chokni hisoblashda uning ta'siri e'tiborga olinmaydi.

Chokka ta'sir etuvchi kuch va kuchlanish uning hamma nuqtalarida ham bir xil bo'lavermaydi - detallarning bikrligi va chokning uzunligiga bog'liq bo'ladi. Ammo hisoblashni soddalashtirish maqsadida kuch hamma nuqtalarga teng ta'sir etadi va kuchlanish chok kesimining hamma joyida bir xil bo'ladi deb qabul qilinadi (17 shakl).

Yonbosh chok (17- shakl) quyidagi formula yordamida hisoblanadi:

$$\tau = \frac{P}{2l \cdot 0,7 k} \leq [\tau] \quad (24)$$



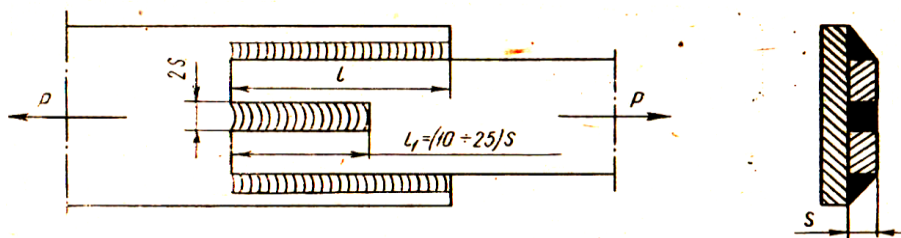


Yonbosh chok

Bu yerda $0,7k \approx k \sin 45^\circ$ chokning bissektorisasi bo`ylab o`tuvchi kesimning balandligi. Odatda, yonbosh choklarning uzunligi $l \leq 50k$ qilib olinadi. Bordi-yu, chokning bu shartdan olingan uzunligi qo`yilgan talabga javob bera olmasa, u holda detallarning o`rtasidan qo`shimcha chok o`tkazib, birikmaning mustahkamligini oshirish mumkin. Bu holda mustahkamlik sharti quyidagicha bo`ladi:

$$\tau = P/2k(0,7l_{yon} + l1) \leq [\tau'],$$

bu yerda $k=s$ ekanligi nazarda tutilgan. Agar yonbosh choklar kuch ta`sir etayotgan yo`nalishiga nisbatan ikki tamonda har xil masofalarda joylashgan bo`lsa, u holda, har tomondagi chokning uzunligi shu chokdan detalning og`irlik markazigacha bo`lgan masofaga teskari proporsional tarzda olinadi. Masalan, har tomondagi chokdan detalning



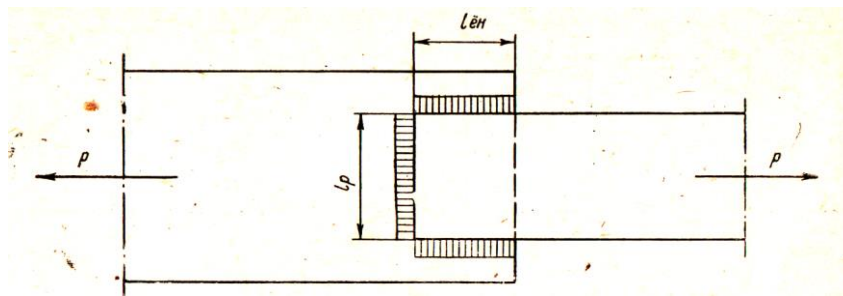
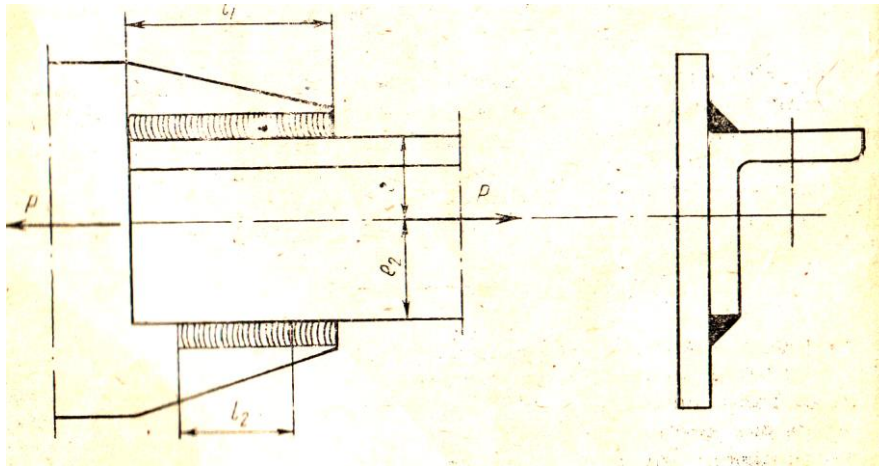
markazigacha bo`lgan masofa $e1$ va $e2$ bo`lsin. U holda har tomondagi chokning uzunligi har xil bo`lib, ularning qiymatini $e1/l2 = e2/l1$ munosabatdan aniqlash mumkin. Bu holda ikki tomondagi chok bir xil ishlaydi. Shuning uchun mustahkamlik quyidagicha hisoblanadi:

$$\tau = P/0,7k(l1 + l2) \leq [\tau'],$$

Agar yonbosh chokli birikmaga moment ta`sir qilsa, chokdagi kuchlanish quyidagicha bo`ladi:

$$\tau = M/Wp,$$

bu yerda Wp -chokning yemiriladigan kesimining buralishiga bo`lgan qarshilik momenti; uning qiymati, kesimining shakliga qarab, materiallar qarshiligi kursida keltirilgan formulalar asosida topiladi. Amalda ko`proq uchraydigan choklar ($l < b$) uchun $Wp \approx 0,7k l b$ qilib olinadi.



Garchi ro`para chokda normal va urinma kuchlanishlar vujudga kelib, ularning ta`siri murakkab bo`lsa-da, ammo uni hisoblash yonbosh chokni hisoblashdagi kabidir. Agar birikmada ro`para chok bitta bo`lsa,

$$\tau = P/0,7k l \leq [\tau'],$$

ikkita bo`lsa (ustma-ust qo`yilgan listlar ham ustidan, ham ostidan payvandlangan bo`lsa),

$$\tau = P/2 \cdot 0,7k l \leq [\tau'],$$

bo`ladi. Zarur hollarda ustma-ust qo`yilgan listlarning bir-biriga tegib turgan qismlari har tomonidan payvandlanishi, ya`ni bir vaqtning o`zida yonbosh va ro`para chok ishlatilishi mumkin. Bunday hollarda, cho`zuvchi kuch ta`sir etayotgan bo`lsa, kuchlanish quyidagicha ifodalanadi:

$$\tau = P/0,7k(2l_{\text{yon}} + l_p) \leq [\tau'],$$

moment ta`sir etayotgan bo`lsa, kuchlanish

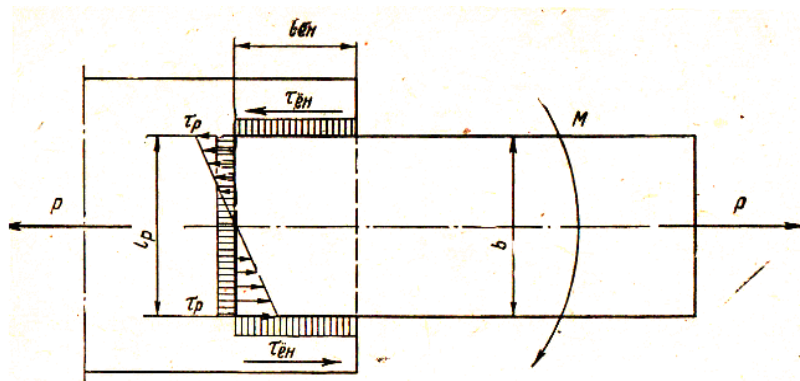
$$\tau_m = M/0,7k l_{\text{yon}} l_p + 1/6 \cdot 0,7k l p^2 \leq [\tau'],$$

formuladan topiladi, bir vaqtning o`zida ham kuch, ham moment ta`sir etayotganda esa kuchlanish quyidagicha bo`ladi:

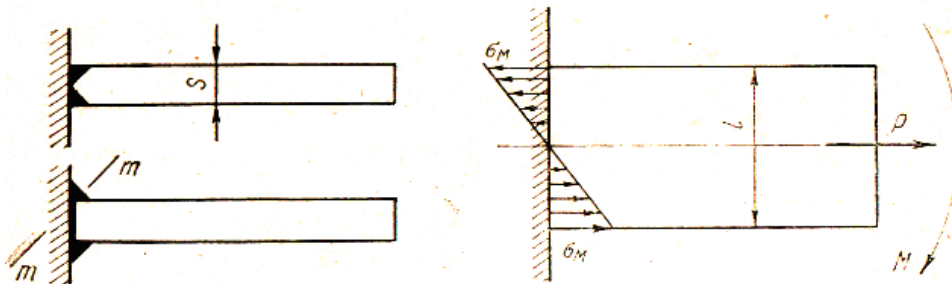
$$\tau = \tau_m + \tau_p \leq [\tau'].$$

Detallarning bir-biriga tik qilib payvandlashda uchma- uch yoki burchakli chokdan foydalanish mumkin. Agar uchma-uch chokdan foydalanilsa, detalning payvandlanadigan qirrasiga qo`shimcha ishlov beriladi; burchakli chokdan foydalanilganda esa qirraga qo`shimcha ishlov berish shart emas. Shaklda keltirilgan birikma birinchi holda

$$\sigma = 6M/s l^2 + P/s l \leq [\sigma']. \quad (32)$$



Kuch va moment ta'siridagi murakkab chok



formula asosida, ikkinchi holda esa

$$\tau = 6M/2 \cdot 0,7k l^2 + P/2 \cdot 0,7k l \leq [\tau]. \quad (33)$$

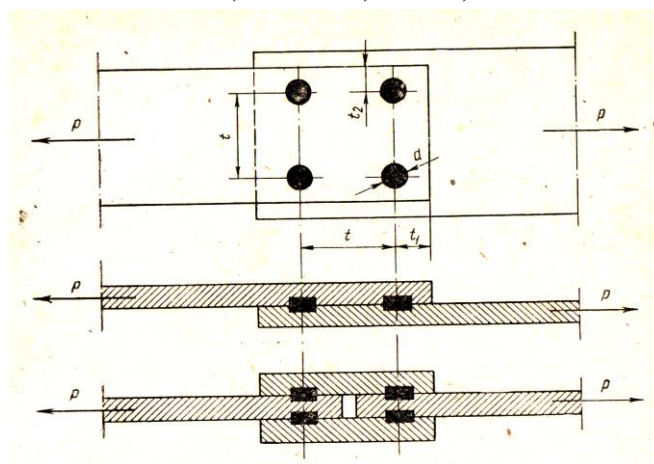
formula asosida hisoblanadi.

Kontaktlab payvandlash

Listlar uchma-uch kontaktlab payvandlansa, chokning mustahkamligi listning mustahkamligiga teng bo`ladi. Shuning uchun bunday hollarda chokni alohida hisoblab o`tirishga hojat qolmaydi.

Listlar kontaktlab ustma-ust ikki xil usulda payvandlanishi mumkin, bulardan biri **nuqtaviy** (24- shakl) , ikkinchisi **lentaviy** (25- shakl) payvandlash usullaridir. Nuqtaviy payvandlashda listlarning payvandlanadigan qismlari ustma-ust qo`yiladi va bir nechta nuqtasida o`zaro biriktiriladi. Bunda har bir nuqtaning diametri listning qalinligi s ga qarab tanlanadi, ya`ni $s \leq 3$ mm bo`lsa, $d = 1,2 s + 4$ mm qilib, $s > 3$ mm bo`lganda esa, $d = 1,5 s + 5$ mm qilib olinadi. Odatda, nuqtalar orasidagi va qirralardan eng chetdagi nuqtalargacha bo`lgan masofalar quyidagicha qilib olinadi (24-shakl):

$$t = 3d; \quad t_1 = 2d, \quad t_2 = 1,5d.$$



Bunday birikmalarning mustahkamligi nuqtalarning qirqilishi nazarda tutilgani holda hisoblanadi, masalan,

$$\tau = P/z \cdot \pi d^2/4 \cdot i \leq [\tau'],$$

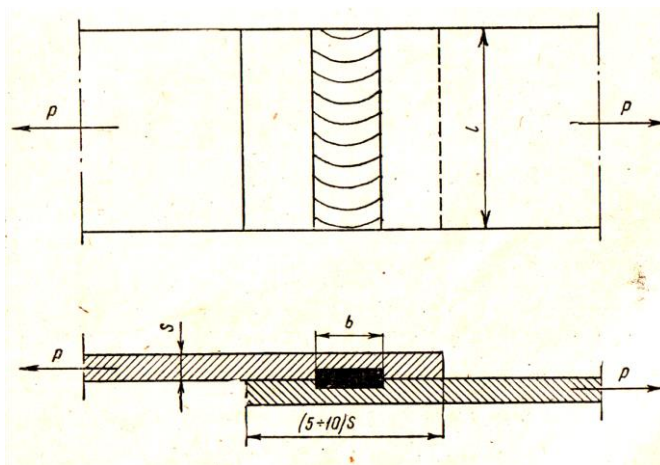
bu yerda z - payvand nuqtalar soni; i - har bir nuqtada qirqilishi mumkin bo'lgan tekisliklar soni.

Nuqtalar sonini va ularning diametrlarini o'zgartirish yo'li bilan istalgan mustahkamlikka erishish mumkin.

Kontaktlab payvandlashning lentaviy turi listlarning biriktiriladigan qismlarida lenta shaklidagi chok hosil qilishdan iborat. Bunday chokdagi kuchlanish quyidagicha aniqlanadi:

$$\tau = \frac{P}{bl} \leq [\tau], \quad (35)$$

bu yerda b - payvand chokning eni; l - chokning uzunligi (25- shakl).



Payvand choklar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar

Payvand choklarni hisoblashning yuqorida keltirilgan formulalaridagi ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymati 7-jadvaldan olinadi. Agar detalga ta'sir etayotgan kuchlanish o'zgaruvchan bo'lsa, u holda jadvaldan olingan kuchlanish qiymatini γ koeffisientga ko'paytirish kerak. Bu koeffisient quyidagicha aniqlanadi:

$$\gamma = 1/0,6\beta + 0,2 - (0,6\beta - 0,2)r,$$

bu yerda K - kuchlanishlar konsentrasiyasining koeffisienti, uning qiymati 8- jadvalda keltirilgan; r - asimmetriklilik koeffisienti.

Har xil po'lat detallardan tuzilgan va o'zgarmas nagruzka ta'sirida bo'lgan payvand birikmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar

8-jadval

Payvandlash usuli	$[\sigma']$	$[\sigma]$	[Tkes]
E42A va 50A elektrodleri bilan dastlabki va flyus qatlami ostida avtomatik payvandlanganda. Uchma-uch kontaklab payvandlanganda.	$[\sigma_{ch}]$	$[\sigma_{ch}]$	0,65 $[\sigma_{ch}]$
E42vaE50 elektrodleri bilan dastaki payvandlanganda va gazvositasidapayvandlanganda 0,9 $[\sigma_{ch}]$		$[\sigma_{ch}]$	0,6 $[\sigma_{ch}]$
Kontakt nuqtaviy va lentaviy payvandlanganda			

Payvand choklar uchun kuchlanishlar konsentrasiyasi koeffisientlarining qiymati.

Plastmassadan tayyorlangan detallarni payvandlashning o'ziga xos xususiyatlari.

Avvalo shuni aytish kerakki, asosan termoplastlardan tayyorlangan elementlarga payvandlash usuli bilan ulanishi mumkin. Umuman olganda, konstruksiyasi va payvandlash usullari jihatidan plastmassadan yasalgan detallarni payvandlash metall elementlarni payvandlashga juda o'xshash. Plasmassa detallarni ul`tratovush va yuqori chastotali tokdan foydalanib, shuningdek, bir-biriga ishqalash yo'li bilan payvandlash ham mumkin. Bundan tashqari, metallarda payvand chokning mustahkamligi detal` materialining mustahkamligiga deyarli teng bo'ladi, plastmassalarda esa chokning mustahkamligi detalnikidan sezilarli darajada farq qiladi. Masalan, uchma-uch chokning qir qilish bilan egilishdagi mustahkamligi asosiy material mustahkamligining 65 prosentini, cho`zilishdagi mustahkamligi 75 prosentini, siqilishdagi mustahkamligi 85 prosentini tashkil etadi. Metallarni payvandlashda chok o`rnini bir necha ming gradusga qizdirish lozim bo'lsa, plasmassalar uchun 200⁰-300⁰S temperatura kifoya.

Plastmassa payvand birikmalari quyidagi formulalar asosida hisoblanadi:

$$\text{uchma-uch choklar uchun } P = 1s [\sigma_v] \varphi \quad (37)$$

$$\text{uchma-uch choklar uchun } P = 0,7 kl [\sigma_{cn}] \varphi \quad (38)$$

bu yerda P-nagruzka ; $[\sigma_u]$ va $[\sigma_{ct}]$ payvandlanayotgan element materiallarning cho'zilishidagi va siljishidagi ruxsat etilgan kuchlanishlari; φ choklarning mustahkamlik koeffisienti (uchma-uch choklar bu koeffisient 0,7-0,75 qilib, ustma-ust choklar uchun esa 0,65 qilib olinadi).

Termoreaktiv plastmassadan tayyorlangan detallarni payvandlash usuli bilan biriktirib bo'lmaydi. Shuning uchun bunday detallar yelimlash yo'li bilan biriktiriladi. Yelimlash usuli esa so'nggi yillarda sanoatda keng ko'lamda qo'llanila boshladi. Yelimlab biriktirish uchun, ko'pincha, sintetik samolar asosida tayyorlangan yelimlar ishlatiladi.

Masalalar.

1-masala. Cho'zuvchi $P = 15600 \text{ k}\Gamma$ kuch ta'sirida va 21-shakldagidek qilib tayyorlangan payvand chokning uzunligi aniqlansin. Kichik listning eni $b = 80 \text{ mm}$; qalinligi $s = 10 \text{ mm}$ ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 940 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2$.

Yechish: chokning cho'zuvchi P kuchga bardosh bera oladigan umumiy uzunligini (29) ifodadan $k=s$ ekanligini e'tiborga olib topamiz:

$$l = 2 l_{\text{yon}} + l_p = \frac{P}{0,7k[\tau]} = \frac{15600}{0,7 * 1 * 940} = 24 \text{ sm} = 240 \text{ mm}.$$

Masalaning shartiga ko'ra $l_p = b = 80 \text{ mm}$ bo'lgani uchun:

$$2 l_{\text{yon}} = l - l_p = 240 - 80 = 160 \text{ mm}$$

bo'ladi. Demak, $l_{\text{yon}} = 80 \text{ mm}$

2-masala. eguvchi moment $M = 80000 \text{ k}\Gamma \text{ sm}$, cho'zuvchi kuch $P = 1000 \text{ k}\Gamma$ ta'sirida bo'lgan va 22-shakldagidek qilib tayyorlangan birikmaning mustahkamligini ta'minlovchi payvand chok o'lchamlari aniqlansin. Listning qalinligi $s = 12 \text{ mm}$, eni $b = 200 \text{ mm}$ va ruxsat etilgan kuchlanish $[\tau] = 660 \text{ k} / \text{sm}^2$.

Yechish: avvalo (30) ifodadan foydalanib, birikmaga faqat eguvchi moment ta'sir etadi deb faraz qilamiz-da, yon chokning taqribiy uzunligini topamiz:

$$l_{\text{yon}} = \frac{M - \frac{1}{6} 0,7k l p^2 [\tau]}{0,7k l p [\tau]} = \frac{80000 - \frac{1}{6} 0,7 * 1,2 * 20^2 * 660}{0,7 * 1,2 * 20 * 660} \approx 4 \text{ sm}.$$

Chokning ishonchligini oshirish maqsadida $l_{\text{yon}} = 50 \text{ mm}$ deb qabul qilamiz.

l_{yon} va l_p ni bilgan holda chokning umumiy mustahkamligini tekshiramiz.

$$(29) \text{ ifodaga ko'ra } \tau_m = \frac{1000}{0,7k(2 * 5 + 20)} \approx 4 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2;$$

$$(30) \text{ ifodaga ko'ra } \tau_m = \frac{80000}{0,7 * 1,2 * 5 * 20 + \frac{1}{6} * 0,7 * 1,2 * 20^2} = 570 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2;$$

$$(31) \text{ ifodaga ko'ra esa } \tau = 570 + 40 = 610 \leq [\tau] = 660 \text{ k}\Gamma / \text{sm}^2$$

bo'ladi. Demak, qabul qilingan uzunlik bo'yicha tayyorlangan chokning mustahkamligi qanoatlanarlidir.

Xulosa: Payvand birikma deb – ikki detalni bir-biriga yuqori temperatura hosil qilib bir-biriga biriktirish tushiniladi. Payvand birikmalar ajralmas birikmalar turiga kiradi. Payvandlash ikki xilda olib boriladi: elektr yoyi yordamida payvandlash va kontaklab payvandlash. Payvand choklar shakliga qarab, uchma-uch va burchakli choklarga bo'linadi. Shularni qayerda qo'llanishi haqida umumiy ma'lumotlarga ega bo'ldik.

Takrorlash uchun savollar:

1. Payvand birikmalar deb nimaga aytiladi?
2. Payvandlash deganda nimani tushunasiz?
3. Payvandlash usullarining turlarini sanab bering?
4. Uchma-uch birikma deb nimaga aytiladi va ularni hisoblash qanday bajariladi?
5. Ustma-ust birikmalar haqida tuliq ma'lumot bering?
6. Kontaklab payvandlash deb nimaga aytiladi?
7. Payvand choklar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar qanday aniqlandi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" o'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroyeniye" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyihalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

3-modul. Tribotexnika asoslari.

8-mavzu. Ishqalanish va yeyilish. Kontakt zonasidagi yuzalarning holati. Ishqalanishning turlari. Yeyilishning turlari. Moylash materiallari.

Reja

1. Tribotexnika fanining rivojlanish tarixi.
2. Amonton, Kulon va Yeylarning ishqalanish to'g'risidagi qonunlari.
3. Ishqalanish va yeyilish jarayonining asosiy atamalari.

Ishqalanish tabiatning ajoyib xodisasidir. U insoniyatga issiqlik va olov berdi, tormoz sistemasi tufayli tez yurib ketayotgan poezd va avtomobilni kiska vakt ichida to'xtatish, kimeviy reaksiyani minglarcha marotaba tezlashtirish, odam ovozi plastinkaga yozib olish, g'ijjak ovozlarni eshitish imkonini va boshqa ko'p narsalarni berdi. Ishqalanish - deyarli xar kandy mexanizm ishlaganida albatta sodir bo'ladigan jarayon. Texnikada u ikki xil axamiyatga ega: ijobiy va salbiy. Podshipniklar, tishli uzatmalar, porshenli tizimlarda ishqalanish sirtlarining yeyilishiga, kuvvatni isrof bo'lishiga olib keladi. Foydalanayotgan energiyaning 30-40% ishqalanishga sarf buladi. SHuning uchun bu o'rinda ishqalanish zararli omil hisoblanadi. Tormozlar va ilashish muftalarida esa ishqalanish foydalidir, shu bois bu o'rinda yeyilishning ruxsat etilgan chekli qiymatlaridan chiqib ketmagan holda uni ma'lum kiymatgacha oshirishga xarakat kilinadi. Ishqalanishning natijasi yeyilish xodisasidir. Olimlarning olib borgan izlanishlari shuni ko'rsatmokdaki mashina va mexanizmlarning ishlash qobiliyatini 80-90 % ga sabab ishqalanish hisobiga yeyilishdir. Ishqalanish tabiatini o'rganishni birinchi bor qadim zamonlarda Aristotel boshlagan edi. Uningcha, har-bir real jismning siljishida u tashqi qarshilikka duchor bo'ladiku, bu qarshilikning miqdori uning vazniga (og'irligiga) bog'liqdir. Ammo Aristotel inertsiya xodisasini bilmas edi. CHunki u jismning o'ziga bog'liq bo'lgan qarshilik bilan jism xarakatidan hosil bo'lgan tashqi muxit qarshiligining farqiga yetolmagan edi. Keyinroq Leonardo da Vinchi ishqalanish sabablarini chuqurroq o'rganib, o'zining bu sohaga ulkan xissalarini qo'shdi. U davrda olimlar va ixtirochilar o'rtasida abadiy dvigatel yasash to'g'risidagi tortishuvlar eng avjiga chiqqan vaqt edi. Leonardo da Vinchi abadiy dvigatel yasash mumkin emasligiga ishqalanish jarayoni yo'l qo'ymasligini isbotlab berdi va ishqalanish kuchi qo'yidagi omillarga: -ishqalanish yuzalarining materialiga; -ishqalanish yuzalariga ishlov berishning sifatiga; -ishqalanish koeffitsienti yuk (nagruzka)ning qiymatiga to'g'ri proporsional ekanligini isbotlab berdi. Ishqalanish kuchi miqdorini kamaytirish uchun ishqalanish yuzalari oralig'iga rolik yoki sharik qo'yish kerakligini aniqlab berdi. Ishqalanuvchi uzellarning tuzilishini ish sharoitiga moslashtirish mexanizmlarning ishlash samaradorligini belgilaydi va friktsion tuzilmaning chidamliligi xamda ishonchliligini oshirish imkonini beradi. Ishqalanish materiallarini tadmik kilish soxasida tuplangan tajriba va mashina detallarining ishqalanishi, yeyilishi xamda moylanishiga oid nazariy ishlar maxsus texnik fan - tribologiya fanini yaratish imkonini berdi. Tribologiya - yunoncha so'z bulib «Tribos» - «Ishqalanish» - «Logos» - «Fan» ya'ni - «Ishqalanish va yeyilish» xakidagi fan demakdir. Tribotexnika - qattik jismlar bir biriga nisbatan xarakatlanganida ularning ta'sir ko'rsatuvi xaqidagi fan bo'lib mashina va mexanizmlardagi ishqalanish, yeyilish va moylashga oid butun masalalar majmuini o'z ichiga oladi. Keyingi yillarda tribotexnikada yangi bo'limlar tribokimyo, tribofizika va tribomexanika bulimlari rivojlanmokda. Tribokimyo - o'zaro urinuvchi sirtlarning kimeviy aktiv muxit bilan ta'sirlashuvini o'rganadi. U ishqalanishdagi yemirilish muammolarini, tanlama ko'chirishning kimyoviy asoslarini va ishqalanishda metall va polimerlarning yoki moylash materialining parchalanishi tufayli ajralib chiqadigan kimyoviy aktiv moddalarning detallar sirtiga ta'sirini tekshiradi. Tribofizika - o'zaro urinuvchi sirtlarning, xarakatlangan vaqtdagi o'zaro ta'sirlashuvi jihatlarini o'rganadi. Tribomexanika - o'zaro urinuvchi sirtlarning o'zaro ta'sirlashish mexanikasini o'rganadi. U energiyaning, impulsning tarqalishini, ishqalanishdagi mexanik o'xshashlikni, reaksion tebranishlarni, reversiv ishqalanishni, gidrodinamika tenglamalari va boshqalarni ishqalanish, yeyilish hamda moylash masalalariga bog'lab o'rganadi. Tribotexnikaga oid

ko'pgina atamalar standartlashtirilgan. GOST-23. Ishqalanish sabablarini o'rganishda Leonardo da Vinchi o'zini katta hissasini qo'shganidir. U birinchi bo'lib ishqalanish koeffitsienti tushunchasini kiritdi. Bunda ishqalanish kuchi ishqalanaetgan yuzalar materialiga, ularning yuza tozaligiga bog'likligini, yuklanishga to'g'ri proporsionalligini aniqlagan. Buni bartaraf qilish uchun yuzalar orasiga roliklar qo'yish yoki yog'lashni tavsiya etgan. Galiley tomonidan qilingan yangilik, ya'ni inertsiya qonuni va jismni massasi xaqidagi tushunchalarni o'chilishi mexanikada katta o'zgarish sodir qildi. Galiley, jism hech qanday qarshiliksiz bo'shliqda, doimiy bir xil tashqi kuch ta'sirida doimo bir xil tezlanishda harakatlanishini isbotladi. Bu esa, inertsiya va tezlikni o'zgarishidan xosil bo'ladigan harakat qarshiligidan, tashqi ishqalanish kuchlaridan xosil bo'ladigan tashqi muhit qarshiligini farqlash imkonini berdi. 1699 yilda fransuz olimi Amonton birinchi bo'lib ishqalanish kuchining yuklanishga chiziqli bog'liqligini, ya'ni ishqalanish kuchi yuklamaga (yukka) to'g'ri proporsional ekanligini sharhladi:

$$F = f \cdot N$$

Bunda: f -ishqalanish koeffitsienti;

N - yuza tekisligiga tushadigan yuklama.

1750 yilda L.Eyler xarakatsizlikdan nisbiy harakatga o'tish davrida qarshilik sirpanishdagi qarshilikdan har vaqt ko'p bo'lishini isbotlab berdi. Ishqalanish faniga asos solgan oim fransuz olimi SHarl' Kulon hisoblanadi. Kulon sirpanishga qarshilik, dumalanib ishqalanishga qarshilik, siljishga qarshilik kabi ishqlanish turlarining asosiy tushunchalariga birinchilardan bo'lib ta'rif bergan olimdir. SHarl' Kulon har hil metallarning, minerallarning va har xil yog'ochlarning sirpanib ishqalanishni o'rganib Amonton qonunini umumlashtirdi. Bunda u ishqalanish kuchining bir qismi yukga (nagruzkaga) bog'liq emasligini yoki juda ham kam bog'liqligini ko'rsatib berdi, ya'ni:

$$F = f \cdot N \cdot A$$

Bunda A -ishqalanish va urinish yuzalarining ishqalanish kuchiga xos bir qismi. Kulonning yana bir katta xizmati shundaki, u birinchi bo'lib dumalab ishqalanish kuchini aniqlash uchun qo'yidagi formulani yaratdi:

$$F_k = \frac{\lambda N}{r}$$

Bunda λ -uzunlik o'lchamida hisoblanadigan dumalab ishqalanish koeffitsienti; N - r radiuslik erkin dumalanuvchi tsilindr og'irligi.

Ammo Kulonning ishqalanish nazariyasiga qo'shgan fundamental xizmati xatodan xoli emas edi. U ishqalanish nazariya mexanizmining energetik va issiqlik aspektlarini e'tiborga olmagan edi. Kulon ishqalanish sodir bo'lganda mexanik energiyaning issiqlik energiyaiga aylanishini tushunmagan edi. Birinchi bo'lib ingliz olimi Benjamin Tompson (1798 y.) ishqalanish uchun sarf bo'ladigan mexanikaviy energiya yo'qolib ketmay, u issiqlik energiyasi sifatida o'tishi tavsifini berdi. Ishqalanish nazariyasidagi effekti bo'yicha Mayer (1842 y.), Joul' (1843 y.), Gel'mtsgol'ts (1947 y.) ham ko'p tajribalar o'tkazib o'z ulushlarini qo'shgan edilar. Rus olimi I.V.Kragel'skiy tomonidan ishqalanishning molekulyar – mexanikaviy hozirgi zamon nazariyasi ishlab chiqildi. Bu nazaraiya bo'yicha ishqalanish jarayoni ikki bir-biriga bog'liq jarayonlardan iborat ekan: materiallarning o'zaro xarakati jarayonida materialdagi g'adir-budirliklarning deformatsiyasi va materialning molekulalararo haqiqiy tutashuvning izi hosil bo'ladi. Bu nazariyaga oid umumiy ishqalanish koeffitsienti qo'yidagi formula bilan aniqlanadi:

$$f = \frac{F}{N} = \frac{F_M + F_g}{N} = f_M + f_g$$

Bu yerda F -umumiy ishqalanish kuchi;

N -normal yuklama (yuk);

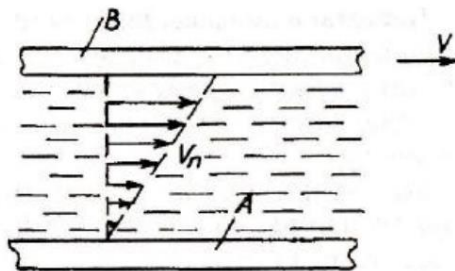
F_M -ishqalanish kuchining molekulyar (adhezion qismi);

F_g -ishqalanish kuchining mexanikaviy (deformatsiyaviy) qismi;

M_f -ishqalanish kuchining molekulyar (adhezion qismi);

g_f -ishqalanish kuchining mexanikaviy (deformatsiyaviy) qismi;

Ishqalanish ichki va tashqi ishqalanishlardan iborat. Ichki ishqalanish bir jismning molekullari va atomlari orasida sodir bo'ladi. Ichki ishqalanish deb bir jismning bo'laklari orasida sodir bo'ladigan qarshilikka aytiladi. Bu ishqalanish birinchi navbatda harakatlari nisbatan yengil bo'lgan jismlarda uchraydi. Bunga misol qilib qo'zg'almas qilib A plastinka va unga nisbatan parallel bo'lgan v tezligida bir tekis xarakat qiluvchi



-rasm. Ichki ishqalanish sxemasi.

Tashqi ishqalanish - nisbiy xarakatlanishga nisbatan buladigan karshilik xodisasi bulib, ikki jismning orasida, ularning sirtlari uzaro urinadigan joyida urinmalar buyicha yuzaga keladi. Eyilish - ishqalanish natijasida jism o'lchamlarining va shaklining asta sekin uzgarib borishi jarayoni. Bu jarayon ishqalanuvchi sirdan material ajralib chikishida va uni koldik deformatsiyasida namoyon buladi. Eyilish tezligi - yeyilishni vakt birligi ichidagi ko'rsatkichi:

$$V_{ey} = \Delta U / \Delta t, \text{ [mkm/sek]}$$

Eyilish intensivligi:

$$I = \Delta U / \Delta L,$$

ΔU -eyilish mikdori;

ΔL -ishqalanish yuli.

Eyilishga bardoshlilik - materialning yeyilishiga ko'rsatadigan karshilik xossasilir. Yeyilishga bardoshlilik yeyilish tezligiga teskari proporsional:

$$V = 1/\delta$$

δ -eyilishga bardoshlilik.

Eyilish vakt birligi ichida detal o'lchamlarining uzgarish tezligi, masalan mm/soat bilan xisoblanadi; uni boshka o'lchov birliklari bilan xam baxolash mumkin: chunonchi mm/km; mm/kg (enilgi); mm/moto-soat va xokazo. Kupincha detallarning yeyilish o'lchov birligi mkm yoki mm da baxolanadi. Xozirgi transportlarning uziga xosligi shundaki, ularning detallarining yeyilishga chidamliligi bir xil emas, shuning uchun xam ulardan foydalanish muddati tez yeyiladigan kislarning resursiga bog'liq. Xar kandy mashina (avtomobil, traktor, stanoklar, kishlok xujaligida kullaniladigan mashina xamda jixozlari va xokazo) tulik xizmati mobaynida bir necha marta ta'mirlanadi. Odatda, ta'mirlangan transportlarning ta'mirlash aro xizmat muddati yangilarnikidan kamrok buladi va ular eskirib borgani sari bu muddat kiskarib boradi. Transportlarning yeyilish jarayonlarini konunlarini bilish asosida ta'mirlash, sifatini yaxshilash texnikaning ishlash kobiliyati va xizmat muddatinini ancha oshirish imkonini beradi. Ishqalanish kuyidagi asosiy turlarga bulinadi:

1. Nisbiy xarakatni bor-yukligiga karab: a-tinch ishqalanish, b-xarakatdagi ishqalanish. 2. Xarakatning xolatiga karab: a-sirpanishda ishqalanish; b-dumalab ishqalanish. 3. Moylovchi materialning bor-yukligiga karab: a-kurik ishqalanish; b-moyli ishqalanish. Moyli ishqalanish uch turga bulinadi. a) tula moyli ishqalanish. b) yarim moyli ishqalanish. v) chegarali ishqalanish (0,1 mkm) Jismlarning nisbiy xarakati kinematik belgilariga kura ishqalanishning kuyidagi turlari kuprok uchraydi. Tinch xolatdagi ishqalanish - ikki jismning nisbiy xarakatga utguniga kadam mikroxarakatlaridagi ishqalanish. Xarakatdagi ishqalanish - nisbiy xarakatda bulgan ikki jismning ishqalanishi. Surkov materialisiz (kuruk) ishqalanish - ishqalanuvchi sirtiga xech kandy surkov material surtilmagandagi ikki jismning ishqalanishi. Surkov material bulgandagi moyli ishqalanish - ikki jismning ishqalanuvchi sirtiga xar kandy surkov material surtilgandagi ishqalanishi. Sirpanishdagi ishqalanish - ikki kattik jismning xarakatidagi shunday ishqalanishqi, bunda urinish nuktalarida jismlarning tezliklari kiymati va yunalishi buyicha xar xil buladi. Dumalashdagi ishqalanish - ikki kattik jismning xarakatidagi shunday ishqalanishqi, bunda urinish nuktalarida ularning tezliklari kiymati va yunalishiga kura bir xil buladi. Nazorat savollari 1. Ishqalanish deb nimaga aytiladi? 2. Tribotexnika fani nimani o'rgatadi?

Xulosa : Ishqalanish tabiatning ajoyib xodisasidir. U insoniyatga issiqlik va olov berdi, tormoz sistemasi tufayli tez yurib ketayotgan poezd va avtomobilni kiska vakt ichida to'xtatish, kimeviy reaksiyani minglarcha marotaba tezlashtirish, odam ovozi plastinkaga yozib olish, g'ijjak ovozlarni eshitish imkonini va boshqa ko'p narsalarni berdi. Ishqalanish - deyarli xar kandy mexanizm ishlaganida albatta sodir bo'ladigan jarayon. Texnikada u ikki xil axamiyatga ega: ijobiy va salbiy. Podshipniklar, tishli uzatmalar, porshenli tizimlarda ishqalanish sirtlarining yeyilishiga, kuvvatni isrof bo'lishiga olib keladi.

4-modul. Uzatmalar. Mexanik uzatmalar haqida umumiy ma'lumotlar.

9-mavzu. Uzatmalar

Ma'lumki, mashina va mexanizmlarni harakatga keltirish uchun avvalo biror energiya manbai bo'lishi kerak. Energiya kanbai sifatida ichki yonuv dvigateli, bug` mashinasi, elektrik dvigatellardan foydalanish mumkin. Kupincha, energiya manbai sifatida foydalaniladigan uzellarning ishlash xarakteri ish bajaruvchi qismga qo'yilgan talablardan farq qiladi. Mashinasozlik sanoatida energiya manbai bilan mashinaning ish bajaruvchi qismi oralig`ida joylashib, ularni o`zaro bog`lovchi hamda harakatni talab qilinganidek boshqarishga imkon beruvchi mexanizmlar uzatmalar deb ataladi.

Har bir mashina uch grupp mexanizmdan: harakatlantiruvchi, ijro etuvchi va uzatuvchi mexanizmlardan tuzilgan. Mashinasozlikda mexanikaviy, elektrik, pnevmatik va gidravlik uzatmalardan foydalaniladi. Ularning eng ko`p ishlatiladigani mexanikaviy uzatmalardir. Bu uzatmalar alohida va boshka tur uzatmalar bilan birgalikda ishlatilishi mumkin. Mashina detallari kursida, asosan mexanikaviy uzatmalar (bundan keyin uzatmalar deb yuritiladi) o`rganiladi. Boshqa tur uzatmalar haqidagi ma'lumotlar maxsus kurslarda batafsil yoritiladi.

Uzatmalar ikki turga bo`linadi: 1) ishqalanish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (friksion va tasmali uzatmalar); 2) ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalar (tishli, chervyakli va zanjirli uzatmalar).

Demak, uzatmalarni tashkil etuvchi asosiy detallar o`zaro tegib turadi yoki egiluvchan zveno (tasma, zanjir) orqali bog`langan bo`ladi.

Bundan tashqari, uzatmalar vallarning o`zaro joylashishiga qarab, parallel, kesishgan, ayqash valli turlarga, uzatish sonining o`zgarishiga qarab esa uzatish soni o`zgarmas, pog`onali o`zgaruvchan va pog`onasiz o`zgaruvchi xillarga bo`linadi. Ishqalanish hisobiga ishlovchi uzatmalarning asosiy detallari (g`ildirak, shkiv va shu kabilar) silliq sirtga, ilashish hisobiga ishlaydigan uzatmalarning asosiy detallari (tishli g`ildirak, chervyak va shu kabilar) esa katta burovchi momentning uzatilishini ta'minlaydigan tishlarga ega bo`ladi. Uzatmalarda energiya manбайдan energiyani bevosita qabul qilib oluvchi val etaklovchi val deb, bu valdan energiyani qabul qilib, ish bajaruvchi kismga uzatuvchi val esa etaklanuvchi val deb ataladi.

Agar uzatma bir necha pog`onali bo`lsa, har bir pog`onaning energiya manbai tomonidagi birinchi vali ikkinchi valga nisbatan etaklovchi, ikkinchi val esa pog`onadagi etaklanuvchi val bo`ladi. Uzatmalar loyihalash uchun ularning kamida birinchi va oxirgi vallarning quvvati hamda aylanish chastotalari berilgan bo`lishi kerak. Birinchi va oxirgi vallardagi quvvat hamda tezliklar uzatmaning asosiy xarakteristikasidir. Bundan tashqari, uzatmalarning foydali ish koeffitsienti hamda uzatish soni ularning ishini xarakterlovchi ko`rsatkichlardan hisoblanadi.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{yoki} \quad \eta = \frac{N_u}{N_1}$$

bu erda N_2 -harakatni etakchi valdan etaklanuvchi valga uzatishda zararli qarshiliklar mavjudligi natijasida isrof bo`lgan quvvat.

Agar etaklovchi valning aylanish chastotasi n_1 , etaklanuvchi valniki n_2 bo`lsa, u holda, uzatish soni quyidagicha ifodalanadi:

$$u = \frac{n_2}{n_1}$$

Energiya oqimining yo`nalishidan qat`i nazar, istalgan ikki val burchak tezliklarining nisbatlari uzatish nisbati deyiladi:

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}; \quad i_{2-1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1};$$

bu erda ω_1 va ω_2 — birinchi va ikkinchi valning burchak tezliklari, rad/s hisobida.

Uzatish nisbati umumiy tushuncha bo`lib, birdan katta, kichik yoki birga teng bo`lishi mumkin. Uzatish soni esa, asosan, katta qiymatli aylanishlar chastotasining kichik qiymatli aylanishlar chastotasiga nisbatiga teng bo`lgani uchun u aksariyat birdan katta bo`ladi: Ayrim hollarda uzatish soni ham birga teng bo`lishi mumkin. Ko`pchilik uzatmalarda birinchi valning aylanishlar chastotasi qolgan vallarning aylanishlar chastotasidan katta bo`lgachi uchun, hisoblashda asosan uzatish soni tushunchasidan foydalaniladi. Valdagi quvvat va aylanishlar chastotasi ma`lum bo`lgan hollarda ulardagi burovchi moment quyidagicha aniqlanadi:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} H \cdot M; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} H \cdot M;$$

bu erda N_1 va N_2 quvvatlar kVt hisobida; tezliklar ω_1 va ω_2 rad/s yoki

$$T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} H \cdot M; \quad T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} H \cdot M;$$

bu erda N_1 va N_2 quvvatlar kVt: va n_1 va n_2 aylanishlar chastotasi, min-1. T_2 momentni T_1 momentga bo`lsak,

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \cdot u \quad u = \frac{T_2}{T_1 \eta} \text{ bo`ladi}$$

kelib chiqadi, bundan esa SHunday qilib, uzatish sonini quyidagicha ifodalash mumkin:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

Agar uzatma bir necha pog`onali bo`lsa, uning umumiy uzatish soni:

$$u = u_1 \cdot u_2 \quad u_0 = \frac{n_1}{n_0}$$

bo`ladi, bu erda u_1 , u_2 va u_0 — birinchi, ikkinchi va oxirgi pog`onalar uchun ayrim-ayrim topilgan Uzatishlar soni; n_0 — oxirgi valning aylanishlar chastotasi.

Ko`p pogonali uzatmalar bir turdagi uzatmalardan tuzilgan bo`lishi shart emas. Masalan, tasmali, chervyakli va tishli uzatmalar birgalikda ko`p pog`onali bitta uzatmani hosil qilishi mumkin. Mashinasozlikda uzatmalar katta ahamiyatga ega. SHuning uchun ularni o`rganish, yangi turlarini yaratish va mavjud turlarini takomillashtirish masalalariga katta e`tibor berilmoqda.

10-mavzu. Tishli uzatmalar. Umumiy ma'lumotlar.

Reja:

1. Umumiy ma'lumotlar
2. Uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.
3. Qiya tishli g'ildirak geometriyasining o'ziga xos xususiyatlari.
4. Tish qirquvchi reykanı siljitish hisobiga tish shaklini o'zgartirish.
5. Tishli g'ildiraklar tayyorlashda ishlatiladigan materiallar.
6. Tishli g'ildiraklar tayyorlashda aniqlik darajasi va uning ilashish sifatiga ta'siri.
7. Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati va ularning yemirilishi.

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Tishli uzatmalar haqida ma'lumotga ega bo'lish, ularni sanoatda qo'llanilishi bilan tanishish, tishli uzatmalardagi tishlarni joylashish usullarini o'rganish, tishli uzatmalarning kinematikasi va geometriyasi bilan to'liqroq tanishish, tishli g'ildiraklar va shesterniyalar haqida ma'lumot olish, tishli uzatmalarning kuchlanishga hissoqlash usullari bilan tanishish.

Tayanch iboralar: Tishli uzatma, shesternya, g'ildirak, aylanalarning diametrlari, qoplanish koeffitsienti, ilashish chizig'i, ilashish burchagi, ilashish qutbi, markazlararo masofa, tish oyog'ining balandligi, tish kallagining balandligi, tishning balandligi, tishlarning aylana qadami va yuoshkalar.

Umumiy ma'lumotlar

Harakatni bir valdan ikkinchi valga tishli g'ildiraklar vositasida uzatish mexanizmi *tishli uzatma* deb ataladi. Yog'ochdan yasalgan tishli g'ildiraklar judaqadimdan ma'lum bo'lgan bo'lsa-da, ularning geometriyasi haqidagi nazariy tadqiqotlar asosan XVII asrda rivojlana boshladi. Hozirgi vaqtda mashinasozlik sanoatida tishli uzatmalar keng ko'lamda ishlatiladi. Ulardan texnikaning turli soxalarida foydalaniladi. Aniq asbobsozlikda diametri 1 mm dan kichik bo'lgan tishli g'ildiraklar ishlatilgan bir vaqtda, og'ir sanoatda diametri bir necha 10 m ga yetadiganlarini uchratish mumkin. Vallari o'qlarining bir-biriga nisbatan joylashuviga qarab, tishli uzatmalar quyidagi turlarga bo'linadi: vallarining o'qlari o'zaro parallel bo'lib, sirtqi yoki ichki tomondan ilashgan silindrik g'ildirakli uzatmalar; vallarining o'qlari o'zaro kesishuvchi konussimon g'ildirakli uzatmalar; vallarining o'qlari ayqash bo'lgan vintaviy silindrik va gipoid deb ataluvchi konussimon g'ildirakli xamda chervyakli uzatmalar.

Bundan tashqari, aylanma harakatni ilgarilanma harakatga aylantiruvchi mexanizm sifatida foydalaniladigan va tishli g'ildirak bilan tishli reykanidan iborat uzatmalar ham ishlatiladi. Bunday uzatmalar silindrik g'ildirakli uzatmalarning xususiy xoli bo'lib, g'ildiraklardan birining diametri cheksizga teng. Tishlarning g'ildirak sifatida joylashuviga qarab, tishli uzatmalar to'g'ri tishli, qiya tishli, aylanaviy tishli g'ildiraklar deb ataluvchi turlarga, tish profilining shakliga ko'ra esa evol'venta, aylana yoyilmasi va sikloida bo'yicha ilashadigan turlarga bo'linadi. Bularning eng ko'p ishlatiladigani 1760 yilda eyler tavsiya etgan evol'venta bo'yicha ilashuvchi profili tishlardir. Tishli uzatmalarda boshqa tur uzatmalardagiga qaraganda quyidagi afzalliklar bor: a) sekundiga 150 m gacha tezlik bilan katta (bir necha ming kVt) quvvat uzata oladi va uzatish soni bir necha yuzga yetadi; b) sirtqi o'lchamlari nisbatan kichik bo'ladi; v) tayanchlariga tushadigan kuch uncha katta bo'lmaydi; g) foydali ish koeffitsienti yuqori (0,97-0,98); d) uzatish soniga salbiy ta'sir etadigan sirpanish xodisasi bo'lmaydi; e) ishlashi ishonchli, chidamliligi esa katta bo'ladi; j) xilma-xil materiallardan foydalanishga imkon beradi.

Tishli uzatmalarning kamchiliklari jumlasiga: a) tayyorlanishining nisbati murakkabligi; b) ishlayotgan vaqtda, ayniqsa, katta tezlik bilan ishlayotganda shovqin chiqarishi; v) zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlarning zarari ko'proq sezilishi kiradi.

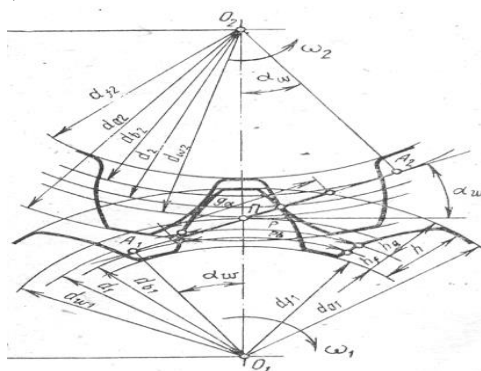
Bu kamchiliklar tishli uzatmalarning afzalliklariga hech qanday putur yetkazmaydi. Shuning uchun ular mashinasozlikda asosiy o'rinni egallaydi.

Uzatmaning geometriyasi va kinematikasi

Tishning mavjud profillaridan eng ko'p qo'llaniladigani evol'ventaviy profil bo'lganligidan quyidagi mulohazalar, asosan, evol'venta bo'yicha ilashuvchi tishli g'ildiraklarga taalluqlidir.

Odatda, ilashishda bo'lgan bir juft g'ildirakdan kichigi *shesternya*, kattasi esa *g'ildirak* deb ataladi. Bordi-yu ilashishdagi ikkala g'ildirak bir xil bo'lsa, u xolda yetakchisi *shesternya*, yetaklanuvchisi g'ildirak deyiladi.

Tishli g'ildirak termini umumiydir. *Shesternya* parametrlarini belgilashda 1 indeksi, g'ildiraklarnikiga esa 2 indeksi qo'shib yoziladi: ilashishda bo'lgan juftning geometrik o'lchamlari quyidagicha ifodalanadi (86-shakl).



1. d_1 va d_2 - *shesternya* va g'ildirak bo'lish aylanalarining diametrlari. Bu aylanalar g'ildiraklarning bo'lish sirtlariga taaluqli bo'lib, tish o'lchamlarini aniqlash uchun asos qilib olinadi.

2. $d_{\omega 1}$ va $d_{\omega 2}$ - *shesternya* va g'ildirak boshlang'ich aylanalarining diametrlari. Bu aylanalar g'ildiraklarning boshlang'ich sirtlariga taaluqli bo'lib, g'ildiraklarning tezlik vektori ularga o'tkazilgan umumiy urinma buyicha yo'nalgan bo'ladi. Boshlang'ich aylanalar radiuslarining nisbati g'ildiraklar burchak tezligining nisbatiga teskari proporsional bo'lib, g'ildiraklar aylanganda boshlang'ich aylanalar bir-birining ustida sirpanmay dumalab harakatlanadi. Boshlang'ich aylana tushunchasi faqat ilashishda bo'lgan g'ildiraklarga taaluqli bo'lib, aloxida olingan g'ildirak uchun qo'llanilmaydi. Boshlang'ich aylana bilan bog'liq bo'lgan barcha parametrlar ω indeksi bilan ifodalanadi.

3. p_t tishlarning aylana qadami (ikkita yondosh tishning mos tomonlari orasidagi masofa) konsentrik aylanalar yoyi bo'yicha o'lchanadi hamda tish enining qalinligi va tishlar orasidagi masofadan tashkil topadi. Ma'lumki, markazi g'ildirak markazida bo'lib, uning yon tomonida joylashgan barcha aylanalar konsentrik aylanalar deyiladi. Shuning uchun boshlang'ich aylana, bo'lish aylanasi kabi aylanalarga taaluqli qadamlar mavjud. Bundan tashqari, qiya tishli g'ildiraklarda g'ildirak o'qi bo'ylab o'tgan tekislik buyicha o'lchangan va r_x bilan ifodalanadigan qadam ham mavjud.

4. h - tishning balandligi. Bu balandlik bo'lish aylanasi vositasida tish kallagi hamda tish oyog'i deb ataluvchi ikki qismga bo'linadi.

5. h_a - Tish kallagining balandligi. Tishning tish uchidan o'tgan aylana bilan bo'lish aylanasi orasida joylashgan qismi.

6. h_f - Tish oyog'ining balandligi, tishning bo'lish aylanasi bilan tish tubidan o'tgan aylana orasidagi qismi.

7. d_{a1} va d_{a2} - tishlarning uchidan o'tgan aylanalarining diametrlari. Bu aylanalarga bog'liq bo'lgan barcha parametrlar a indeksi bilan ifodalanadi.

8. d_{f1} va d_{f2} - tishlarning tubidan o'tgan aylanalarining diametrlari. Bu aylanalarga bog'liq bo'lgan barcha parametrlar f indeksi bilan ifodalanadi.

9. a_{ω} - markazlararo masofa

10. d_{b1} va d_{b2} asosiy aylanalarining diametrlari. Bu aylananing yoyilmasidan tishning yon yog'i sirti uchun zarur bo'lgan evol'venta chizig'i xosil qilinadi. Asosiy aylana bilan bog'liq bo'lgan barcha

parametrlar b indeksi bilan ifodalanadi.

11. g_α - ilashish chizig'ining tishlar uchidan o'tadigan aylanalar bilan chegaralangan ish qismi.

12. P - ilashish qutbi (boshlang'ich aylananing umumiy urinish nuqtasi bo'lib, markazlararo chiziq ham shu nuqtadan o'tadi).

13. α_w - ilashish burchagi

14. $A_1A_2 = g$ - ilashish chizig'i. Ilashishdagi tishlar uchun umumiy

Bo'lgan ilashish nuqtasining ilashish davomida o'tgan yo'lining traektoriyasi (g'ildiraklarning asosiy aylanalariga o'tkazilgan umumiy urinma sifatida ifodalanadi).

15. $\varepsilon_\alpha = g_\alpha / \rho_b$ - qoplanish koeffisienti. Ilashish chizig'i ish

qismining asosiy qadamga nisbati. Boshqacha qilib aytganda, qoplanish koeffisienti bir vaqtda ilashishda bo'lgan tishlar sonini ko'rsatadi. Odatda $\varepsilon_\alpha \geq 1$ bo'lishi kerak. Agar $\varepsilon_\alpha = 1,3$ bo'lsa, bu degan So'z ilashishning 30 % davomida ikki juft Tish ilashishda bo'lib, 70 % davomida esa bir juft Tish (har bir g'ildirakdan bittadan) ilashishda bo'ladi.

Yuqorida ko'rsatilganidek, Tish elementlarining geometrik o'lchamlarini aniqlash uchun bo'lish aylanasi asos qilib olinadi. Xar bir g'ildirakdagi ana shu aylananing uzunligi uchun quyidagi tenglikni yozish mumkin:

$$\pi d = z \rho_t$$

bu yerda, z - g'ildirakdagi tishlar soni. Bu tenglikdan

$$d = \frac{\rho_t}{\pi} z$$

kelib chiqadi. Ko'rinib turibdiki, aylana diametri qadam va o'lchovsiz son π orqali ifodalanayapti. Shu sababli, Tish g'ildirakning asosiy o'lchamlarini aniqlash va amalda ularni o'lchash qulay bo'lishi uchun *ilashish moduli* deb ataluvchi asosiy parametr kiritiladi. Boshqacha qilib aytganda, modul nisbiy qadamdir:

$$m = \frac{\rho_t}{\pi} \quad (178)$$

Modul millimetr xisobida o'lchanadi. Uning qiymatlari 0,05 dan 100 mm gacha bo'lib, ST SeV310 - 76 da keltirilgan. Demak, diametr modul orqali ifodalansa,

$$d = mz \quad (178a)$$

bo'ladi.

G'ildirakning bo'lish aylanasi bo'yicha olingan qadami tish qirquvchi asbobning qadamiga teng bo'ladi.

Yuqorida ko'rsatilganidek, hech qanday qo'shimcha tuzatishsiz tayyorlangan g'ildirak uchun uning boshlang'ich aylanasi bilan bo'lish aylanasi bir xil ifodalanadi:

$$d_{\omega 1} = d_1 = mz_1 = 2a_\omega / (u + 1)$$

$$d_{\omega 2} = d_2 = mz_2 = 2a_\omega - d_{\omega 1}$$

Bunday xollarda markazlararo masofa

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1}}{2} + \frac{d_{\omega 2}}{2} = \frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} = 0,5m(z_1 + z_2) = 0,5mz_\Sigma \quad (179)$$

bo'ladi, bu yerda z_1 va z_2 shesternya va g'ildirak tishlarining soni bulardan kattasining kichigiga nisbati $u = z_2 / z_1$, *uzatish soni* deb yuritiladi, uzatish soni mikdor jixatidan *uzatish nisbati* n_1/n_2 ga teng bo'ladi; $z_\Sigma = z_1 + z_2$ - tishlarning umumiy soni.

Tish va uning qismi balandliklari quyidagicha ifodalanadi:

$$h = 2h_a^* m + mc^* = 2,25m; \quad (180)$$

$$h_a = h_a^* m = m; \quad h_f = mh_a^* + mc^* = 1,25m,$$

bu yerda, h_a^* - tish kallagi balandligining koeffitsienti; odatda, $h_a^* = 1$ bo'ladi; s^* - radial zazor koeffitsienti, odatda $s^* = 0,25$ qilib olinadi (GOST 13755 - 68).

Tishlarning uchidan va tubidan o'tgan aylanalarning diametrlari quyidagicha bo'ladi:

$$\left. \begin{aligned} d_a &= mz + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2); \\ d_f &= mz - 2h_f = mz - 2 \cdot 1,25m = m(z - 2,5). \end{aligned} \right\} \quad (181)$$

Uzunlik birligi dyuym bo'lgan mamlakatlarda g'ildirakning asosiy parametri sifatida pitch - R qabul qilingan. Pitch g'ildirak bo'lish aylanasining diametrining 1 dyuymiga to'g'ri keladigan tishlar soni,

ya'ni $P = \frac{z}{D''}$ bu erda D'' - bo'lish aylanasining dyuym bilan ifodalangan diametri. Binobarin,

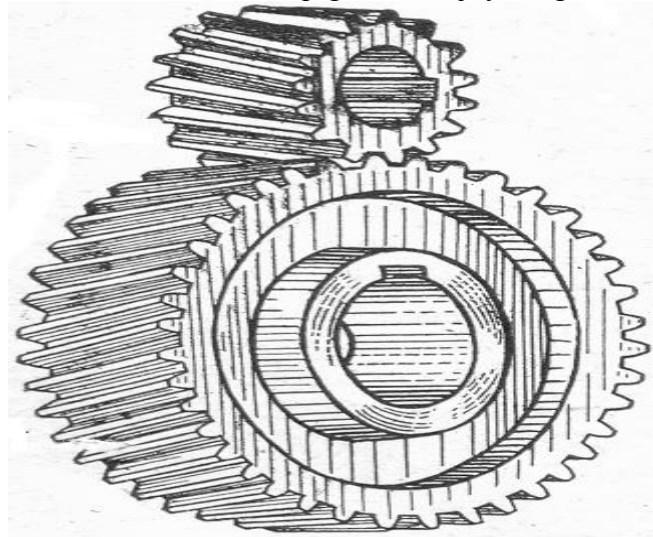
$$D'' = \frac{z}{P}; \quad \rho = \frac{\pi D''}{z} = \frac{\pi}{P} 25,4 \text{ mm}$$

Bo'ladi. Shunday qilib:

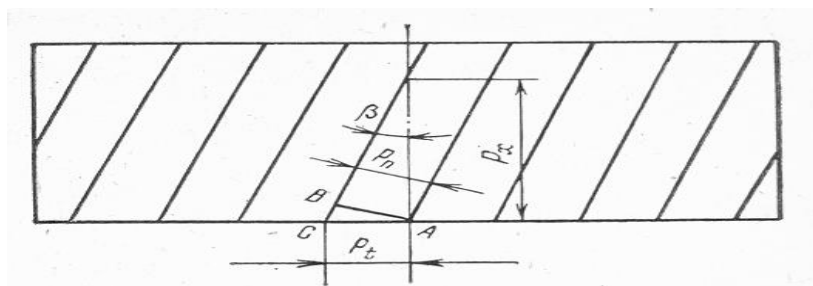
$$m = \frac{25,4}{P} \quad (182)$$

Qiya tishli g'ildirak geometriyasining o'ziga xos xususiyatlari

Uzatmadagi aylana tezlik $U > 6 \text{ M/C}$ bo'lganda qiya (yoki shevron tishli g'ildiraklardan foydalanish tavsiya etiladi, chunki tug'ri tishli g'ildiraklarning bunday tezlik bilan qoniqarli ishlashi uchun ularning tayyorlanish aniqligi juda yuqori bo'lishi kerak. Ma'lumki, qiya tishli g'ildiraklarning tishi g'ildirak o'qi bilan ma'lum burchak hosil qilgan xolda joylashgan bo'ladi (87-shakl).



Lekin, shunga ko'ra) masdan ular ham to'g'ri tish qirqiladigan asbob (reyka) bilan qirqiladi. Buning uchun kesuvchi asbob tishning talab qilingan qiyalik burchagi β qanday bo'lsa, shunday burchakka qiyshaytirib qo'yiladi. Demak, tishlarga tik kesim bo'yicha olingan tishning shakli, ular orasidagi qadam (ya'ni modul) to'g'ri tishli g'ildiraklarnikiga mos keladi. Biroq, qiya tishli g'ildiraklarda tishlar orasidagi masofa (qadam) ni har xil kesim bo'yicha o'lchash mumkin. Qadamning qaysi kesim bo'yicha o'lchanganligiga karab, qiya tishli g'ildirakning geometrik o'lchamlari uch xil modul bilan ifodalanadi (88-shakl):



tishga tik kesim bo'yicha o'lchangan normal qadam p_n va modul m_n ; g'ildirak o'qiga parallel kesim bo'yicha o'lchangan qadam p_x va modul m_x ; g'ildirak o'qiga tik kesim bo'yicha o'lchangan yon qadam p_t va modul m_t .

Uzatmaning geometrik o'lchamlarini aniqlashda, asosan $1n$ moduldan, mustaxkamlikka hisoblashda esa normal moduldan foydalaniladi. Ularning o'zaro munosabati qiyalik burchagi β ga bog'liq bo'lib, quyidagicha ifodalanadi:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}, \quad \text{ЧУНКИ} \quad \rho_t = \frac{\rho_n}{\cos \beta} \quad (183)$$

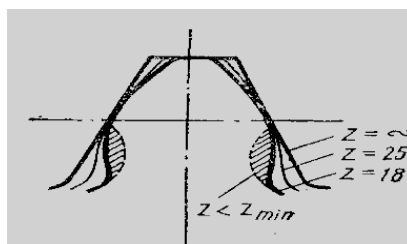
Aytilganlarga ko'ra qiya tishli g'ildirakning bo'luvchi aylanasi

$$d = m_t z = \frac{m_n z}{\cos \beta} \quad (184)$$

bo'ladi. qolgan geometrik o'lchamlar ham shunga o'xshash topiladi.

Tish qirquvchi reykani siljitish hisobiga tish shaklini o'zgartirish

Tishli uzatmaning geometrik o'lchamlarini ixchamlashtirish maqsadida tishlar sonini kamaytirishga harakat qilinadi. Tishlar sonining kamayishi esa qoplanish koeffisientining kamayishiga, bu esa, o'z navbatida, tish mustahkamligining pasayishiga olib keladi. Bandan tashqari, tishlar soni ma'lum chegaradan kamaytirilganda shesternya tishlarining tubida qirqilish sodir bo'ladi. Bunday kam tishli g'ildiraklar tayyorlash vaqtida qirquvchi asbob tishlarining kallagi qirqilayotgan g'ildirak tishi yon sirtining pastki qismida botiq hosil qiladi (89-shakl).



Bu xoll asosi kundalang kesimining kichrayishiga, ya'ni tish mustahkamligining zaiflashuviga sabab bo'ladi. Shuning uchun tishlar sonining minimal qiymati chegaralab qo'yiladi. Odatda, bu qiymat quyidagicha bo'ladi:

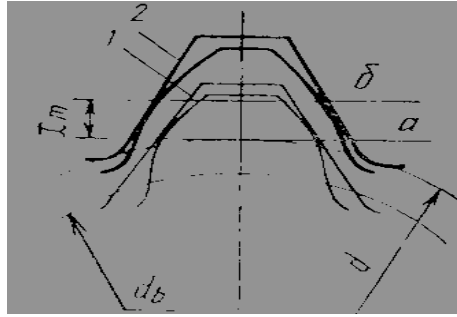
$$z_{\min} = 17$$

Ayrim xollarda, tishlar soni bundan ham kam bo'lishi mumkin.

Kam tishli shesternyalar mustahkamligi zaiflashuvining oldini olish maqsadida, ulardagi tishlar shakli o'zgartiriladi.

Umuman olganda, evolventaviy profili tishlar shaklini o'zgartirish ularning tayyorlanish jarayonida kesish asbobi - reykani odatdagi xolatdan g'ildirak markazi tomon yoki unga teskari tomon siljitish yo'li bilan tish shakliga tuzatish kiritishdan iborat. Bunday tuzatishning ikki xili qo'llaniladi:

1. *Shesternya zagotovkasiga tishlar qirqishda reykani markazdan tashqi tomon siljitilib, g'ildirak zagotovkasiga tishlar qirqishda,*



aksincha, markaz tomonga siljiriladi. 90-shaklda reyka markazdan tashqi tomonga (musbat) siljirilganda Tish shaklining qanday o'zgarishini tushunish qiyin emas.

Rasmdagi 1-reykaning odatdagi xolati; 2- reykaning siljirilgan xolati. Ko'rinib turibdiki, reyka o'zgartirilgan tishlarni qirqishda ham masofaga siljirilgan. Buning natijasida xosil bo'lgan tishning qalinligi, ayniqsa, asosiga yaqin joyda, normal xolatda tayyorlangan (90-shakl,1) tishning qalinligidan birmuncha katta bo'ladi. Demak, uning egilishga bo'lgan mustaxkamligi ortadi.

Reykani siljitish natijasida tish uchi ingichkalashib boradi. Bu xol siljitish qiymatini ma'lum miqdordan oshirish mumkin emasligini ko'rsatadi.

Tabiiyki, g'ildirak zagotovkasiga Tish qirqishda reyka markaz tomon siljirilsa, yuqorida aytilganlarning aksi bo'ladi.

Tishlar bunday usul bilan tuzatilganda reyka shesternya tishlari qirqishda markazdan tashqari tomonga musbat ham masofaga siljirilsa, g'ildirak tishlari qirqishda, aksincha, markazga tomon (manfiy) xuddi shu masofaga siljiriladi. Demak, umumiy siljitish koeffitsienti

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0 \quad (185)$$

bo'ladi, bu yerda x_1 va x_2 shesternya va g'ildirak tishlari uchun siljitish koeffitsientlari

$$x_1 > 0; \quad x_2 < 0; \quad |x_1| = |x_2|$$

Reykani siljitish natijasida tish enining o'lchami o'zgarishi bilan uyiqchanning o'lchami ham o'zgaradi. Natijada, bo'luvchi aylana bo'yicha tish eni bilan o'yiqcha enining yig'indisi doimo qadam r_t ga teng bo'ladi.

Shesternya xamda g'ildirak tishlari qirqishda reykaning har xil yo'nalishdagi bir xil masofaga siljirilishi natijasida shesternya tishining eni qancha kattalashgan bo'lsa, g'ildirakdagi o'yiqchanning eni ham shuncha kattalashadi. Natijada g'ildiraklarning bir-biriga nisbatan joylashish xolatlari, ya'ni markazlararo masofa a_{ω} o'zgaraydi. Biroq, tish kallagi bilan oyog'i balandliklarining nisbati o'zgaradi. Bunday hollarda

$$\left. \begin{aligned} h &= m(2h_a^* + c^*), \\ h_a &= m(h_a^* + x), \\ h_f &= m(h_a^* + c^* - x), \\ a_{\omega} &= a = (d_1 + d_2)/2 \end{aligned} \right\} \quad (186)$$

bo'ladi.

Bundan tashqari, har bir g'ildirak uchun

$$\left. \begin{aligned} d_a &= d + 2m(h_a^* + x), \\ d_f &= d - 2m(h_a^* + c^* - x), \end{aligned} \right\} \quad (187)$$

bo'ladi.

Tuzatish natijasida, asosan, tish qismlarining balandliklari o'zgaradi.

2. Shesternya xamda g'ildirakka tishlar qirqishda reyka bir

tomonga - markazdan tashqi tomonga siljiriladi. Bunda $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ bo'lib, $x_\Sigma \neq 0$.

Natijada umumiy o'zgartirish (korreksiyalash) koeffitsienti $x_\Sigma > 0$ bo'ladi. Bunday xollarda shestrenya hamda g'ildirak tishlarining bo'luvchi aylana bo'yicha ulchangan kalinligi $r_t/2$ dan katta, uyikchalarning eni esa $r_t/2$ dan kichik buladi. Shuning uchun ikkala g'ildirakning bo'luvchi aylanalari bir-biriga tega olmaydi, natijada boshlang'ich aylanalardan bo'luvchi aylanalardan tashqarida joylashib qoladi. Bu xol markazlararo masofaning kattalashuviga olib keladi, ya'ni

$$a_\omega = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = m(0,5 z_\Sigma - x_\Sigma - \Delta y) > a = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (188)$$

$$\left. \begin{aligned} h &= m(2h_a^* + c^* - \Delta y), \\ h_a &= m(h_a^* + x - \Delta y), \\ h_f &= m(h_a^* + c^* - x), \end{aligned} \right\} \quad (189)$$

bo'ladi. Bu yerda Δy -siljirishni tekislovchi koeffitsient (qiymati x_Σ bog'liq ravishda maxsus grafikdan aniqlanadi). Markazlaaro masofaning kattalashuvi natijasida g'ildiraklarning asosiy aylanalari bir-biridan uzoqlashadi. Binobarin, ularga o'tkazilgan umumiy urinma (ilashish chizig'i) ilashish qutbidan o'tgan gorizontaal chiziq bilan kesishganda tuzatishdan oldingiga qaraganda kattaroq burchak hosil bo'ladi va ilashish burchagi α kattalashadi, ya'ni $\alpha_\omega > \alpha$ bo'ladi.

Tishlarni o'zgartirishda quyidagilarga e'tibor berish kerak:

1. Reykani musbut siljirib, tishlarning egilishiga bo'lgan mustaxkamligini ikki martagacha oshirish, tishlar sonini esa 7-8 tagacha kamaytirish mumkin.
2. Burchakning kattalashuvi tishlarning kontakt kuchlanishga bo'lgan mustaxkamligini 20 % gacha oshirish imkonini beradi.
3. Shesternya va g'ildirak tishlarining soni katta bo'lganda tish shaklini o'zgartirishning foydasi kam bo'ladi. Shuning uchun quyidagilarga amal qilish tavsiya etiladi:
 - a) $z_1 \geq 21$ bo'lsa, o'zgartirishga hojat qolmaydi
 - b) $14 \leq z_1 \leq 20$ va $u \geq 3,5$ bo'lganda siljirish koeffitsientlarini $x_1=0,3$ va $x_2= - 0,3$ gacha olib, o'zgartirish kiritsa bo'ladi.
 - v) $10 \leq z_1 \leq 30$ bo'lganda siljirish koeffitsientlarini $x_1=0,5$ va $x_2= 0,5$ gacha olib, o'zgartirish kiritsa bo'ladi.

Tishli g'ildiraklar tayyorlashda ishlatiladigan materiallar

Tishli g'ildiraklar tayyorlash uchun mavjud stanoklarda tishlar qirqi shva bu tishlarga ishlov berishda talab etilgan aniqlik hamda tozalikni ta'minlaydigan materiallar ishlatilishi kerak. Bundan tashqari, materiallar o'zgaruvchan vaz arb bilan ta'sir etadigan kuchlarga yaxshi bardosh berishi xamda tish sirtining kontakt kuchlanishga chidamli bo'lishi lozim.

Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklar, asosan, po'lat, cho'yan va plastmassalardan tayyorlanadi. Tishli g'ildiraklarning katta quvvatli mashinalarda ishlatilishi va o'lchamlarini kichraytirish talab etilganligi uchun ularni ko'pi har xil po'latlardan, masalan 40,45,50, 40 G2,50G,40X,40XN,40XNMA,30XGS va boshqa markali po'latlardan tayyorlanadi.

O'lchamlari kichik bo'lib, og'ir nagruzka tushadigan g'ildirak tishlarining sirtqi qatlami turli usullar bilan toblanib, qattiqligi HRC $\approx 45-55$ ga yetkaziladi.

Zarb bilan ta'sir etadigan va yo'nalishi yoki tezligi o'zgarib turadigan kuch ta'sirida ishlaydigan

uzatmalarning g'ildiraklari 15 X, 20X, 12XNZA, 18XGT, 20X2N4A markali po'latlardan ishlangani ma'qul. Bu po'latlardan tayyorlangan g'ildirak tishlarining sirtqi qatlami sementitlanadi va toblanib, Rokvell buyicha qattiqligi 56-63 ga yetkaziladi. Agar tishlarning sirti nixoyatda qattiq bo'lishi talab etilsa, g'ildiraklar 38XYuA, 38XMYuA markali po'latlardan tayyorlanadi va tishlarining sirtqi qatlami azotlanib yoki sianlanib, qattiqligi Rokvell bo'yicha 53...65 ga yetkaziladi. Bunday xollarda g'ildirak tishlarining ximiyaviy-termik ishlangan qatlami qalinligi 0,1... 0,3 mm ga yetadi va tishlar orasiga qattiqrok biror zarracha tushib qolgunday bo'lsa, qatlam chetnab ketadi. Shuning uchun, bu usul bilan mustahkamlangan g'ildiraklarni ishlatishda moy iloji boricha yaxshi tozalanishi va kuchli zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlar bo'lmasligi lozim. O'lchamlari o'rtacha bo'lib, uzok vaqt ishlashga mo'ljallangan g'ildirakning tishlari toblanadi-da, sirtqi qatlamining qattiqligi brinel bo'yicha 240... 300 ga yetkaziladi.

Katta o'lchamli uzatmalarning g'ildiraklari po'latdan qo'yiladi. Bunday xollarda g'ildirak qoniqarli ishlashi uchun po'lat tarkibidagi uglerod miqdori 0,35... 0,55% dan kam bulmasligi kerak. Sekin va bir tekis ishlaydigan, urtacha nagruzka ta'sir etadigan uzatmalarning g'ildiraklari turli cho'yanlardan (SCh28-48, SCh32-52, SCh35-56, VCh45-5, VCh40-10 va boshqa markali cho'yanlardan) tayyorlangani ma'qul. Odatda, cho'yandan tayyorlangan g'ildirak tishlari kam uvalanadi va ularda bir-biriga ilinib qolish xodisasi kam sodir bo'ladi.

So'ngi yillarda kam va o'rtacha nagruzka bilan ishlaydigan g'ildiraklar polimer materiallardan tayyorlanmoqda. Bunday materiallar jumlasiga fizikaviy, ximiyaviy, mexanikaviy va texnologik hossalari har xil bo'lgan plastmassalar kiradi. Bunday plastmassalar *termoreaktiv* va *termoplastik* deb ataluvchi ikki turga bo'linishi yuqorida aytib o'tilgan edi. Termoreaktiv materiallarning tishli g'ildiraklar uchun ko'proq ishlatiladiganlari tekstolit, yog'och qatlamli plastik (DSP) hamda voloknitlardir. epoksid smolasidan ham tishli g'ildirak tayyorlash mumkin. Termoplastik materiallardan tishli g'ildiraklar tayyorlash uchun turli poliamidlar (polikaproamid P-68, AK-7, hamma turdagi kaprolonlar), poliuretanlar, poliformaldegid, polikarbonat, polipropilen, polivinilxloridlar, polietilen, ftoroplast va boshkalar ishlatiladi. Shuni nazarda tutish kerakki, uzatmaning ilashishda bo'lgan bir juft g'ildiragining faqat bittasigina plastmassadan bo'lishi kerak, chunki plastmassa issiqlikni yomon o'tkazadi. Garchi plastmassa g'ildiraklar metall g'ildiraklarga qaraganda kichikroq nagruzka bilan ishlashi mumkin bo'lsa-da, bir qator afzalliklari tufayli ular kelajakda keng ko'lamda ishlatilishiga shubxa qilmasa ham bo'ladi.

Plastmassadan yasalgan g'ildirakli uzatmalar ravon, shovqinsiz ishlaydi va zararli ximiyaviy muxit ta'siriga bardosh beradi, bu jixatdan olganda po'lat g'ildiraklardan ustun turadi. Bundan tashqari, uzatma elementlari tayyorlash va ularni yig'ishda yo'l quyilgan noaniqliklarning uzatma ishiga salbiy ta'siri plastmassa g'ildirakli uzatmalarda kam seziladi. Lekin plastmassalar, ayniqsa poliamidlar fizika-mexanikaviy xossalari vaqt o'tishi bilan o'z-o'zidan o'zgarishi, temperatura ko'tarilgani sari plastmassa g'ildiraklar mustahkamligining keskin ravishda pasayishi sababli, ulardan uzatmalarda foydalanish masalasini har tomonlama o'ylab hal qilishga to'g'ri keladi. Umuman olganda tishli g'ildiraklar uchun material tanlashda, avvalo, g'ildirakning asosiy vazifasi, ishlash sharoiti va u bilan bog'liq bo'lgan iqtisodiy masalalarga jiddiy axamiyat berish lozim. Masalan, avtomobil, samolyot kabi mashinalarning uzatmalaridagi g'ildiraklar, qimmat bo'lsa-da, yuqori sifatli legirlangan po'latlardan, stasionar sharoitda ishlaydigan, gabarit o'lchamlari cheklanmagan uzatmalarning g'ildiraklari oddiy uglerodli po'latdan, nagruzkasi katta bo'lmagan uzatmalarning g'ildiraklari esa chuyan va plastmassadan tayyorlangani ma'qul.

Yuqorida aytilganlardan tashqari, material tanlashda shesternyaning g'ildirakka qaraganda og'ir sharoitda ishlashiga ham e'tibor berish zarur. Shesternya uchun tanlangan materialning chidamliligi g'ildirak uchun tanlangan materialnikidan katta bo'lishi lozim, chunki odatda shesternyaning tishlari g'ildirak tishlariga qaraganda ko'proq vaqt ilashishda bo'ladi.

Tishli g'ildiraklar tayyorlashda aniqlik darajasi va uning ilashish sifatiga ta'siri

Ma'lumki, tishli uzatmalarning asosiy kamchiliklaridan biri ularning shovqin bilan ishlashidir. Tishli g'ildirak qadami qiymatidagi va tish profili tayyorlashdagi xatoliklarning ta'siri g'ildirak har

aylanganda takrorlanib turishi, tishlarga tushadigan nagruzkaning notekis taqsmatlanishi va aylanuvchi detallarning yaxshi muvozanatlanmaganligi uzatma ishida shovqin chiqishiga sabab bo'ladi.

Nagruzkaning tishga notekis ta'sir etishi va tishlarning ilashish jarayonida o'zgarib turadigan deformasiyasi tishli g'ildiraklarda tebranish hosil qiladi. Bu tebranish val va tayanchlar orqali korpusga o'tib, shovqinning yanada kuchayishiga olib keladi. Bundan tashqari, g'ildiraklar tayyorlashda yo'l quyilgan xatoliklar ilashish sifatiga salbiy ta'sir kursatadi. Bu esa ularning muddatidan ilgari ishdan chiqishiga sabab bo'ladi. Shuning uchun tishli g'ildiraklar tayyorlashda aniqlik darajasiga katta e'tibor berish kerak. Bu borada GOSTda quyilgan talablarga to'la rioya qilish lozim. GOST da ko'rsatilishicha, tishli g'ildiraklar o'n ikkita aniqlik darajasi bilan tayyorlanishi mumkin. Aniqlik darajasi 1 dan 12 gacha bo'lgan raqamlar bilan ifodalanadi. Raqam qanchalik kichik bo'lsa, aniqlik shunchalik yuqori bo'ladi. Hozirgi vaqtda mashinasozlikda asosan beshta (6,7,8,9 va 10) aniqlik darajasi bilan tayyorlangan g'ildiraklar ishlatiladi. Bundan tashqari, har bir aniqlik darajasi uchun uch xil ko'rsatkich belgilangan. Bu ko'rsatkichlar g'ildiraklarning kinematika nuqtai nazaridan yetarli darajada aniq, ravon va bir tekis ishlashini hamda tish sirtining kontaktda bo'ladigan yuzi yetarli bo'lishini ta'minlaydi.

Tishli g'ildiraklar uchun qanday aniqlik darajasini qabul qilish lozimligi masalasini hal etishda uzatmaning ishlash sharoiti hamda vazifasiga qarab, quyidagi jadvalda ko'rsatilgan tasviyalardan foydalanish mumkin:

Aniqlik darajasi	Aylana tezlik, m/s		Ishlatilishi
	To'g'ri tishli	Qiya tishli	
6	15 gacha	25 gacha	Tez harakatlanuvchi uzatmalar
7	10 gacha	17 gacha	Nagruzka me'yorida bo'lib, tez harakatlanuvchi yoki nagruzka katta bo'lib, sekin harakatlanuvchi uzatmalar
8	6 gacha	10 gacha	Umumiy mashisozlikda ishlatiladigan uzatmalar
9-10	2 gacha	4 gacha	Sekin ishlaydigan, aniqlik darajasi kam ahamiyatga ega bo'lgan uzatmalar

Tishli uzatmalarga taalluqli standartlarda, yuqoridagi ko'rsatkichlardan tashqari, uzatma ishiga ta'sir etuvchi boshqa faktorlar - tishlar orasidagi zazor, markazlararo masofa, vallarning1 qiyshayishi va boshqalar to'g'risida ham tegishli ko'rsatmalar berilgan.

Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati va ularning yemirilishi

Ilashishda bo'lgan tishlarga asosan ikkita kuch ta'sir etadi. Ulardan biri ilashish chizig'i A_1 , A_2 buylab, tishlarning evol'ventaviy sirtlariga tik yunalgan F_n kuch (91-shakl):

$$F_n \frac{2T_1}{d_{b1}} = \frac{2T_1}{d \cos \alpha_\sigma}, \quad (190)$$

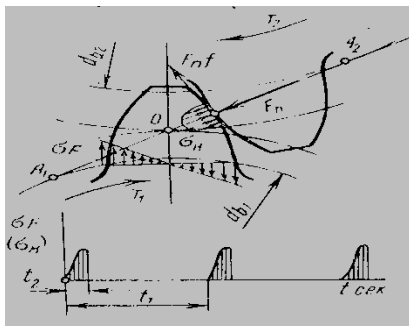
ikkinchisi tishlar orasida sirpanish hodisasi ro'y berishidan xosil bo'ladigan ishqalanish kuchi:

$$P = F_n f \quad (191)$$

Bu kuchlar ta'sirida tishlarda har xil kuchlanishlar paydo bo'ladi. Ulardan tishlarning ishlash qobiliyatini belgilovchi asosiy kuchlanishlar tish sirtida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanish σ_H va tishning tubida paydo bo'ladigan eguvchi kuchlanish σ_F dir.

Har bir tish uchun σ_H va σ_F o'zgarimas muayyan qiymatga ega bo'lmay, vaqt oralig'ida o'zgarib turadi va pul'sasiyalanuvchi uzlukli sikl bilan ta'sir etadi.

G'ildirakning bir marta aylanishida (t_1 vaqt ichida) σ_F ning ta'sir etish vaqti bitta tishning ilishishda bo'lgan vaqti (t_2) ga teng bo'ladi, σ_H ning ta'sir etishi esa bundan ham kam vaqt davom etadi. Kuchlanishlarning o'zgaruvchi sikl bilan ta'sir etishi tishlarning toliqishdan yemirilishiga olib keladi.



σ_F kuchlanish tishlarning toliqishdan sinishiga, σ_H kuchlanish esa tish sirtlarining uvalanishiga sabab bo'ladi.

Ishqalanish kuchi P ning mavjudligi tish sirtining har turli yemirilishiga olib keladi. Binobarin, tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati, birinchidan, tishlarning sinishi, ikkinchidan, tishlar sirtining yemirilishi oqibatida yo'qolishi mumkin ekan.

Tishlar sirtining yemirilishi deganda quyidagilar tushunilishi lozim:

- a) toliqish oqibatida uvalanib ketishi;
- b) abraziv zarrachali muxitda va oddiy ishkalanish sharoitida yemirilishi;
- v) katta nagruzka bilan ishlayotgan uzatmalarda bir g'ildirak tishi sirtining yo'linib, ikkinchi gildirak tishi sirtiga yopishib qolish hollari;
- g) plastik deformatsiyalanish oqibatida siljishi;
- d) termik ishlangan tishlar sirtqi qattiq qatlamining ko'chib ketish xollari.

Quyida tishlarning yemirilish xillari xamda ularning oldini olish choralari to'g'risida to'xtab o'tiladi.

Tishlarning sinishi

Tishlarning sinishiga ikki xil sabab bo'lishi mumkin:

1. *O'ta nagruzka bo'lishi.* Bunda tishda hosil bo'lgan kuchlanish material uchun ruxsat etilgan mustahkamlik chegarasidan ortib ketadi. Bunday hollarda plastik materiallardan tayyorlangan g'ildirak tishlari deformatsiyalanib, o'z shaklini o'zgartiradi yoki sinib ketadi. Mo'rt materiallardan tayyorlangan g'ildirak tishlari albatta sinadi. Tishning ana shu sabablarga ko'ra sinishining oldini olish uchu o'ta nagruzka bo'lmasligini ta'minlash chorasi ko'riladi. Agar ma'lum bir sabab bilan bunga erishishning iloji bo'lmasa, tishli g'ildiraklarni hisoblashda o'ta nagruzka bo'lishi mumkinligi e'tiborga olinadi.

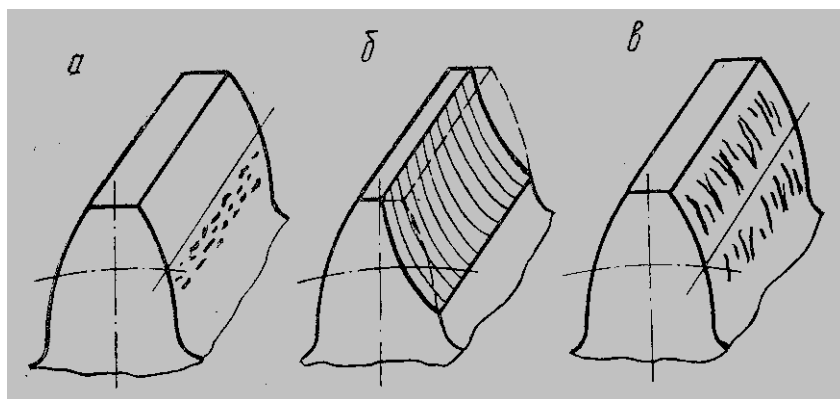
2. *O'zgaruvchi kuchlanishning uzoq vaqt davomida ta'sir etishi.* Bunday xollarda, dastavval, tish tubiga yaqin joyda materialning toliqishidan darz paydo bo'ladi. Bu darz bora-bora kattalashib, tishning sinishiga olib keladi. Odatda, darz kuchlanishlar konsentrasiyasi paydo bo'lgan joyda hosil bo'ladi. Bu tur sinishning oldini olish uchun tishli g'ildiraklarni chidamlilikka hisoblash bilan birga, kuchlanishlar konsentrasiyasini iloji boricha kamaytirish choralari ko'rish tavsiya etiladi. Umumiy xolda tishlarni sinishdan saqlash uchun modulni kattalashtirish, tishlarni o'zgartirish (korreksiyalash) va ularni termik ishlash, tish kirralariga tushadigan nagruzkani kamaytirish (bunga tishlarning chetini ma'lum burchak ostida kertish yuli bilan erishiladi) hamda bochka shaklidagi tishlardan foydalanish tavsiya etiladi.

Tishlar sirtining yemirilishi

1. *Tishlar sirtining toliqish oqibatida uvalanib ketishi.* Tishning bu yemirilishi yopiq uzatmalarda eng ko'p uchraydi. (92-shakl,a)

Uvalanish ikki xil bo'ladi. Birinchi xil uvalanish uzatmaning ishlay boshlagan dastlabki vaqtlarida paydo bo'lib, keyinchalik yuqolib ketadi. Bu xil uvalanish, odatda, qattiqligi NV-350 dan kichik bo'lgan materiallardan yasalgan g'ildirak tishlarida ularni tayyorlashda yo'l quyilgan noaniqliklar tufayli tishlar sirtining ma'lum nuqtalarida hosil bo'ladigan kuchlanishlar konsentrasiyasi ta'sirida sodir bo'ladi.

Tishli g'ildirak tayyorlashda yo'l quyilgan noaniqliklar tufayli hosil bo'lgan bilinar-bilinmas notekisliklar uzatmalarning shundan keyingi ishi davomida yeyilishi va ezilishi tufayli tekislanib ketadi. Bu holl kuchlanishlar konsentrasiyasi sodir bo'ladigan nuqtalarning yuqolishiga olib keladi va shuning uchun uvalanish prosessi to'xtaydi. Shunday qilib uvalanishning yuqorida ko'rsatilgan xili tishli uzatmalarning ishiga salbiy ta'sir ko'rsatmaydi desa bo'ladi. Biroq uvalanishning ikkinchi xili tishli uzatmalar ish qobiliyatining yuqolishiga olib keluvchi asosiy sabablardan biridir. Uvalanishning bu xili ko'pincha kattikligi NV-350 dan katta bo'lgan materiallardan tayyorlangan va sermoy sharoitda ishlaydigan g'ildirak tishlarida sodir bo'ladi. Bunday hollarda tish sirtidagi notekisliklar sababli vujudga kelgan kuchlanishlar konsentrasiyasining ta'siridan tish sirtining ayrim nuqtalarida bilinar-bilinmas darzlar paydo bo'ladi. Uzatma sermoy sharoitda ishlaganligi uchun bunday darzlarning ichiga katta bosim ostida moy kira boshlaydi. Natijada darzlar kattalasha borib, tish sirtidan kichik bo'lakchalarning ajralishiga olib keladi. Oqibatda, tish sirtida har xil o'lchamli chuqurchalar paydo bo'la boshlaydi. Bunday chuqurchalarning paydo bo'lishi va ish davomida ular sonining ortishi tufayli tishning shakli buziladi, sirti notekislashadi, zarb bilan ta'sir etuvchi kuchlar ortadi. Buning oqibatida uvalanish prosessii tezlashadi, uzatmaning qizishi va shovqin kuchayadi. Oxirida bunday g'ildiraklarni almashtirish zarurati tug'iladi. Kam moylanadigan ochiq uzatmalarda bu xil uvalanish deyarli sodir bo'lmaydi. Bundan moylanmaydigan uzatmalar yaxshi ishlaydi, degan xulosa chiqarish yaramaydi. Moylanmaydigan yoki kam moylanadigan uzatmalar aylanish tezligi juda kichik bo'lgandagina yaxshi ishlaydi. Aylanma harakat tezligi ortishi bilan tishlarga ruxsat etilgan nagruzkaning qiymati keskin kamayadi. Natijada bunday uzatmaning ishlatilishi befoyda bo'ladi. Shuning uchun mashinasozlikda asosan sermoy sharoitda ishlaydigan yopiq uzatmalardan foydalaniladi.



Tishlar sirtining yemirilishi

Tishlar sirtining uvalanishiga barxam berish uchun tishlarning sirtqi qatlami termik ishlash yo'li bilan mustaxkamlanadi, tishli gi'ldiraklar kontakt kuchlanish buyicha loyixalanadi, burchak korreksiyasidan foydalaniladi va tishlar yuqori darajadagi aniqlik bilan tayyorlanadi.

2. *Tishlar sirtining yeyilishi.* Tishlarning sirti uch xil sharoitda: abraziv zarrachali muhitda, tishlarning bir-biriga moslashish davrida, nagruzkali uzatmani yurg'izish va to'xtatish vaqtida yeyilishi mumkin. Tish sirtining abraziv muxitda yeyilishi (92-shakl, b) yetarli darajada moylanmaydigan ochiq uzatmalarda ko'proq uchraydi, chunki bunday xollarda abraziv muxit hosil bo'lish (chang va boshqa qattiq zarrachalarning tishlar orasiga tushib qolish) extimoli odatdagidan katta bo'ladi.

Yeyilishning bu xili ayrim xollarda yopiq uzatmalarda ham uchrashi mumkin. Bunday uzatmalarda abraziv muxit moyning vaqt o'tishi bilan ma'lum darajada ifloslanishidan va changdan saqlanish choralari yetarli darajada qurilmaganligidan kelib chiqadi.

Bunday sharoitda ishlaydigan uzatmalar qishloq xo'jalik mashinalarida, transportda, ko'tarish va tashish mashinalarida ko'p uchraydi.

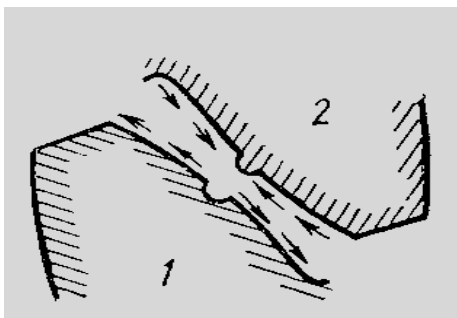
Tishlar bir-biriga moslashguncha sodir bo'ladigan yeyilish, asosan, tishlar sirtidagi notekisliklar siyqalanguncha davom etadi. Bu proses tugagach, yeyilish prosesining bu turi to'xtaydi. Umuman olganda, eyilishning bu xili zararli emas. Aksincha, bunday yeyilish tishlar sirti tekislanib, tushadigan nagruzkaning bir me'yorda taqismlanishiga sharoit tug'diradi. Nagruzkali uzatmani xarakatga keltirish va to'xtatish vaqtida sodir bo'ladigan yeyilish kranlarda, shahar transportida foydalaniladigan uzatmalarga xosdir. Yeyilishning bu turi og'ir nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalar uchun ayniqsa xavfli. Bunday xollarda nagruzkaning kiymati ma'lum chegaradan ortib ketsa, yeyilish Tish sirtining sidirilib ketishiga aylanadi. Nagruzkasiz uzatmalarni harakatga keltirish va to'xtatish jarayonida yuqoridagi singari yeyilish sodir bo'lmaydi. Uzatma tishlarining eyilishi ilashmadagi tishlar orasida hosil bo'ladigan zazorning kattalashuviga, zazorning kattalashuvi esa qo'shimcha dinamikaviy kuchlarning hamda shovqinning paydo bo'lishiga olib keladi. Bundan tashqari, yeyilib ketgan tishning ko'ndalang kesimi kichrayadi, bu xol tishning mustaxkamligini pasaytiradi. Bunday xollarda tishli g'ildiraklar yangisiga darxol almashtirilishi kerak, aks xolda ularning tishi sinib, mashinaning kutilmagan vaqtda to'xtab qolishiga sabab bo'ladi. Yeyilishning oldini olish uchun tishlar sirtining qattiqligini hamda tozaligini oshirish, uzatmani abraziv zarrachalar tushuvidan iloji boricha saqlash hamda lozim bo'lgan taqdirda maxsus ximiyaviy modda qo'shilgan moy ishlatish tavsiya etiladi.

3. *Tishlar sirtining yulinishi.* Bunday hodisa, asosan, katta tezlik va katta nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalarda uchraydi. Bunday uzatmalarning tishlarida tumperatura ko'tariladi, tishlar sirtining ayrim joylarida moy qatlami uzilib, metallar bevosita tutashadi. Bu xoll bir necha bor takrorlangandan so'ng tempuratura shunday darajaga yetadiki, mustaxkamligi pastroq materiallardan yasalgan g'ildirak tishining ana shu joylari ikkinchi g'ildirak tishiga yopishib chiqadi. Hosil bo'lgan metall gurrachalar, ish davomida, shu tish bilan ilashishda bo'lgan tish sirtini sidirib chiqa boshlaydi (92-shakl,v).

Oqibatda tish sirti notekislashib, uzatma ishida qo'shimcha shovqin va dinamikaviy kuchlar paydo bo'ladi. Bu xol g'ildiraklarni yangisiga almashtirish zaruratini tug'diradi. Bunday emirilishning oldini olish choralari yoyilishning oldini olish uchun tavsiya etilgan choralarga o'xshashdir. Bu borada moy tanlash masalasiga aloxida e'tibor berish kerak.

4. *Plastik siljish.* Yemirilishning bu xili yumshoq po'latdan yasalgan tezligi sekin, lekin katta nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalarda uchraydi. Bunday xollarda tish sirtiga tushadigan kuch me'yoridan katta ishqalanish kuchi hosil qiladi va yumshoq po'latni deformasiyalab, oquvchanlik darajasigacha olib boradi, oqibatda metall ishqalanish kuchi yo'nalgan tomonga qarab sidiriladi. Natijada, yetaklanuvchi g'ildirak tishining ilashish qutbi atrofida kichkinagina dumbokcha, yetakchi g'ildirak tishining sirtida esa shu dumbokchaga mos chuqurcha xosil bo'ladi (93-shakl).

Hosil bo'lgan dumboqcha ilashishning buzilishiga va pirovardida, tishlarning ishdan chiqishiga olib keladi. Umuman olganda, to'g'ri loyixalangan va tayyorlangan uzatmalarda mo'ljallangan ish muddati davomida bunday xodisa ro'y bermasligi kerak.



Tish materialining qattiqligini oshirish bunday yemirilishning oldini olish choralaridan

asosiysidir.

5. *Tishning termik ishlash yo'li bilankattiklashtirilgan sirtki qatlamining ko'chib chiqishi.* Bunday hodisa, asosan, sifatsiz termik ishlangan g'ildiraklarda ro'y beradi. Shuning uchun, termik ishlash talab qilingan xollarda bu prosesning sifatli bajarilishiga aloxida e'tibor berish kerak.

Tishli uzatmalarning yemirilishi yuqorida ko'rib chiqilgan xillaridan shu vaqtgacha etarli darajada to'la o'rganilgani tishlarning sinishi xamda ular sirtining uvalanib ketishidir. Shu sababli, hozirgi vaqtda tishli uzatmalarni loyixalashda ular, asosan, ana shu ikki xil emirilishga sabab bo'lgan eguvchi σ_F kuchlanish va kontakt σ_H kuchlanish bo'yicha hisoblanadi. Bu ikki kuchlanishdan kontakt kuchlanish ko'proq ahamiyatga ega, chunki ma'lum o'lchamli uzatma uchun bu kuchlanishning qiymati o'zgarmas bo'ladi. eguvchi kuchlanishning qiymatini esa modulni o'zgartirish bilan kamaytirish mumkin.

Yemirilishning qolgan xillari to'g'risida shuni aytish kerakki, hisoblash jarayonida ularni aniq e'tiborga olish usuli hozircha ma'lum emas. Lekin kontakt kuchlanish hisobga olinganda tishlar sirti bilan bog'liq bo'lgan barcha yemirilish xollari ham ma'lum darajada hisobga olingan bo'ladi. Garchi so'nggi yillarda yeyilish va tish sirtining yulini chiqishi kabi hodisalarni e'tirof etuvchi hisoblash usullari tavsiya etila boshlagan bo'lsa-da, ular ilmiy nuqtai nazardan to'la asoslangan deb bo'lmaydi. Shuning uchun tishli uzatmalar loyixalashning xozirgi zamon usuli sifatida tishlarni eguvchi hamda kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashga asoslangan usul tavsiya etiladi.

Xulosa: Bu mavzuni o'rganish davomida tishli uzatmalar boshqa xil uzatmalarga nisbatan ancha yaxshiligini, ya'ni ularni kamchiliklari bir muncha kamligini o'rganildi. Tishli uzatmada ilashishda bo'lgan bir juft g'ildirakdan kichigi shesternya, kattasi esa g'ildirak deb ataladi. Harakatni bir valdan ikkinchi valga tishli g'ildiraklar vositasida uzatish mexanizmi tishli uzatma deb ataladi. Bunday uzatmalar yordamida katta quvvatni ham uzatsa bo'ladi. Bunday uzatmalarning eng katta kamchiligi katta nagruzkada tishlarning sinib ketishidir.

Takrorlash uchun savollar:

1. Tishli uzatmalar deganda nimani tushunasiz?
2. Tishli uzatmalarning geometrichsi va kinematikasi haqida tushuncha bering?
3. Tishli uzatmalarning kamchiliklari va afzalliklarini sanab bering?
4. Qiya tishli g'ildirak haqida ma'lumot bering?
5. Tish qirquvchi reyka haqida gapiring?
6. Tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan materiallar xaqida ma'lumot bering?
7. Tishli uzatmalarning tayyorlashdagi aniqlik darajasi nima
8. Tishli uzatmalarning ishlash qobiliyati haqida ma'lumot bering?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Jo'rayev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboyev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboyev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

11-mavzu. To'g'ri tishli silindrsimon uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.

Reja:

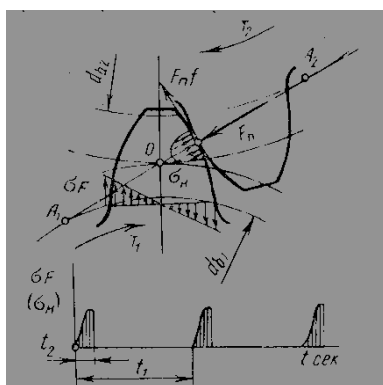
1. To'g'ri tishli silindrik tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.
2. Nagruzkaning notekislik va dinamikaviy koeffisientlari.
3. Qiya va shevron tishli silindrik uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashning o'ziga xos xususiyatlari
4. To'g'ri tishli silindrik g'ildirak tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: To'g'ri tishli silindrik g'ildirak haqida ma'lumot olish, tishli g'ildiraklarni tayyorlashda ishlatiladigan materiallar bilan tanishish, ularni aniqlik darajasi haqida ma'lumotga ega bo'lish, tishli uzatmalardagi nagruzkaning notekislik va dinamikaviy koeffisientlari haqida tushunchaga ega bo'lish, qiya va shevron tishli silindrik uzatmalarni, eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashlarni o'rganish.

Tayanch iboralar: Silindrik g'ildirak, to'g'ri tishli silindrik g'ildirak, nagruskaning notekislik koeffisienti, markazlararo masafa, dinamikaviy qo'shimcha, aslana kuch, g'ildirak eni, qiya tishli, shevron tishli, to'g'ri tishli, to'g'ri tishli silindrik g'ildirak, qoplanish koeffisienti.

Tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashning mavjud usullarini shartli ravishda ikki gruppaga bo'lish mumkin. Birinchi gruppaga kiruvchi usullarda kuchlanish materiallar qarshiligi kursidagi formula va muloxazalar asosida topiladi. Bunday usullarda tish asosiga ta'sir etuvchi urinma kuch va u yerda xosil bo'ladigan kuchlanishlar konsentrasiyasi e'tiborga olinmaydi va tish konsolli kichkinagina balka deb qaraladi. Tishning o'lchamlari ko'ndalang kesimi bo'yicha tish balandligidan katta farq qilmaganligidan hisoblash natijasini taxminiy deyish mumkin.

Ikkinchi gruppaga kiruvchi usullar A.V.Veroxskiy taklif etgan gipotezaga asoslanadi. Bu gipotezaga ko'ra, tishlar elastik deformatsiyalanganda tish asosining tish o'qiga tik kesimi emas, balki tish asosi boshlanadigan o'tish joyigsha tik bo'lgan «siniq» kesim deformatsiyalanmay, tekis xolicha qoladi (94-shakl).



«Siniq» kesim usuli bilan hisoblash tish asosida hosil bo'ladigan kuchlanishning haqiqiy qiymatiga yaqin qiymatni aniqlashga imkon beradi. Bu usulga binoan, ruxsat etilgan kuchlanishning qiymati tishli g'ildiraklarni maxsus stendlarda sinash yo'li bilan topilgan chidamlilik chegarasini extiyot koeffisientiga bo'lish bilan aniqlanadi. Tajriba shuni ko'rsatadiki, A.V.Veroxskiy gipotezasi asosida qilingan hisoblar o'zgartirilmagan tishlar uchungina yaxshi natija beradi.

Ikkinchi gruppaga kiruvchi usullardan yana biri elastiklik nazariyasiga asoslangan bo'lib, bu usulni V.L.Ustinenko taklif etgan. Bu usulda hisoblash har xil g'ildiraklar uchun hamma vaqt yetarli darajada aniq natijalar beradi. Afsuski, bu usulda analitik hisoblashning hajmi katta bo'lganligidan u injenerlik praktikasida hozircha qo'llanilmaydi.

Hozirgi vaqtda, uzatmalar loyixalashda, asosan yuqorida eslatib o'tilgan va materiallar

qarshiligi kursida berilgan formulalarga asoslangan hamda GOST 21354-75 da ko'rsatilgan usuldan foydalaniladi. Shuning uchun quyida ana shu usul bilan tanishib o'tamiz. Hisoblashning bu usulida quyidagi soddalashtirishlar qabul qilinadi:

1. Tishga ta'sir etuvchi kuch uning uchiga qo'yilgan bo'lib, faqat bitta tish vositasida uzatiladi deb hisoblanadi; mashinasozlikda ko'p tarqalgan 7 va 8 aniqlik darajasi bilan tayyorlangan g'ildiraklar uchun bu fikr haqiqatga yaqin keladi.

2. Ishqalanish P kuchi katta bo'lmaganligidan hisoblashda e'tiborga olinmaydi.

3. Yuqorida ko'rsatilganidek, tish konsolli balka deb qaraladi. Bunday xollarda tishning istalgan joyidagi tekis kesim tish deformatsiyalanganda ham o'zgarmay qoladi, deb hisoblanadi.

Bu soddalashtirishlar e'tiborga olinganda tish asosida hosil bo'ladigan eguvchi kuchlanishning umumiy qiymati

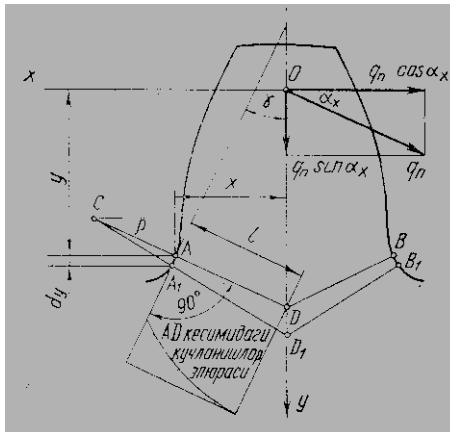
$$\sigma_{g'} = \sigma_{eg} - \sigma_s$$

bo'ladi, deyish mumkin, bu yerda σ_{eg} - eguvchi momentdan tish asosida hosil bo'ladigan kuchlanish; σ_s - siquvchi (radial) F_r kuchdan hosil bo'ladigan kuchlanish.

Tenglikdagi (-) ishorasi hisoblash tish asosining cho'zilgan tolalari uchun bajarilishini ko'rsatadi.

Kuchlanishning absolyut qiymati tolalar siqilgan tomonda katta bo'lsa ham, tajribaning ko'rsatishiga ko'ra, tishlar aksariyat tolalar chuzilgan tomondan sinadi. Shuning uchun yuqoridagi tenglikda σ_s oldida (-) ishorasi olingan.

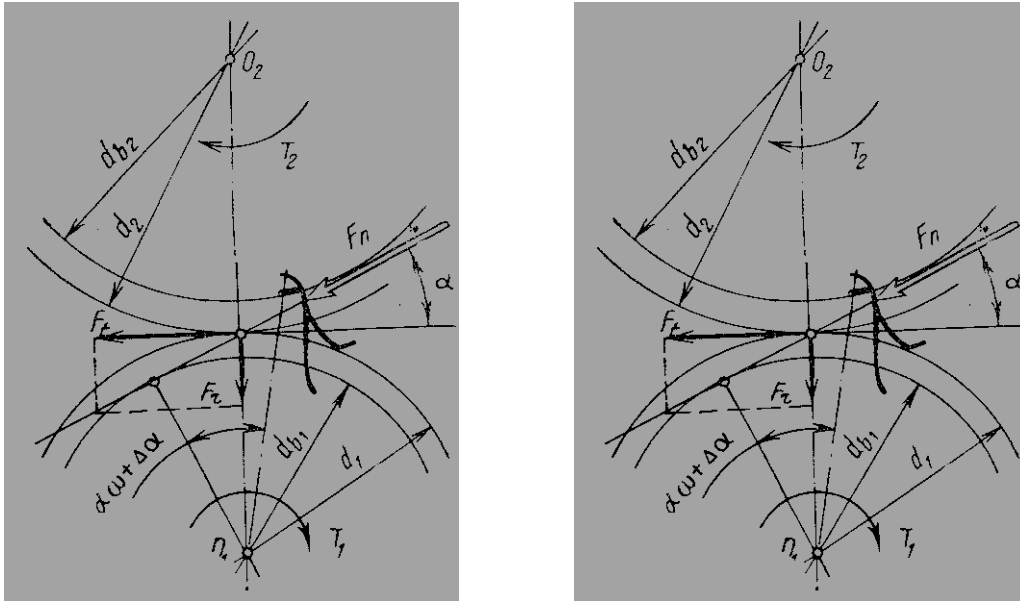
Ma'lumki, g'ildirakning ilashishda bo'lgan tishlariga ta'sir etadigan asosiy kuch ularning sirtiga tik bo'lib, ilashish chizig'i bo'yicha yo'nalgan F_n kuchdir (94-shakl). Odatda, g'ildirak vali va uning tayanchlarini hisoblashni osonlashtirish maqsadida bu kuch ilashish qutbiga ko'chirilib, tashkil etuvchi aylana kuch F_t bilan radial



kuch F_r ga ajratiladi. Uzatmalarni hisoblashda ular vositasida uzatiladigan yuklanish burovchi moment sifatida berilgan bo'ladi. Shuning uchun kuchlarning qiymatini aniqlashda avvalo aylana kuch miqdori topilib, so'ngra qolgan kuchlar aniqlanadi. Buning uchun to'g'ri tishli g'ildiraklardagi kuchlarni aniqlashda quyidagi munosabatlardan foydalaniladi:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}; \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_\omega; \quad F_n = F_t / \cos \alpha_\omega; \quad (192)$$

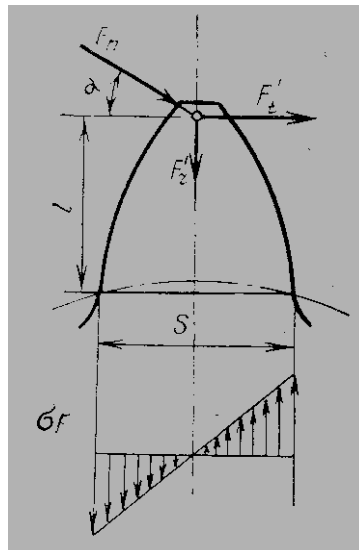
Tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda kuch tish uchiga qo'yiladi, deb faraz qilinganligi tufayli uni hisoblash uchun qabul qilingan kuchlarning qiymati qutb nuqtasiga quyilgandagiga qaraganda farq qiladi, chunki bu holda umumiy kuch tish o'qiga α_ω burchak ostida emas, balki $\alpha_\omega + \Delta\alpha$ burchak ostida ta'sir etadi (95-shakl).



Aytilganlarni e`tiborga olgan xolda 96-shakldan quyidagilarni yozish mumkin:

$$\sigma_{eg} = \frac{F'_t l}{W} = \frac{6F'_t l}{b_\omega S^2}, \quad (193)$$

$$\sigma_s = \frac{F'_r}{W} = \frac{6F'_r l}{b_\omega S}, \quad (194)$$



bu yerda F'_t aylana kuchning hisoblash sxemasi uchun aniqlangan qiymati

$$F'_t = F \cos \alpha' = F_t \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_\omega},$$

$$\alpha' = \alpha_\omega + \Delta\alpha$$

F'_r - radial kuchning hisoblash sxemasi uchun aniqlangan qiymati

$$F'_r = F_n \sin \alpha' = F_t \frac{\sin \alpha'}{\cos \alpha_\omega}$$

Yuqoridagi formulalarda $W = b_{\omega} \cdot S^2 / 6$ - tish asosining qarshilik momenti; $b_{\omega} S$ - tish asosining yuzi; b_{ω} - tishning uzunligi (yoki to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun g'ildirakning eni).

Yuqorida keltirilgan munosabatlardagi l va S ning absolyut qiymatlarini aniqlash qiyin bo'lganligidan hisoblashda ulardan foydalanish noqulay. Shuning uchun har xil modulli tishlarning o'xshashligidan foydalanib, ular o'lchamsiz koeffitsientlar bilan almashtiriladi;

$$l' = l/m \quad \text{va} \quad S' = S/m$$

bu yerda m - modul'.

l ni $l'm$ bilan, S ni $S'm$ bilan almashtirib, hisobiy yuklanish koeffitsientlari $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ va K_{Fv} ni hamda kuchlanishlar konsentrasiyasi nazariy koeffitsienti K_t ni e'tiborga olgan xolda qo'yidagini yozishimiz mumkin:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{b_{\omega} m} \left[\frac{6l'}{(S')^2} * \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_{\omega}} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_{\omega}} \right] K_T.$$

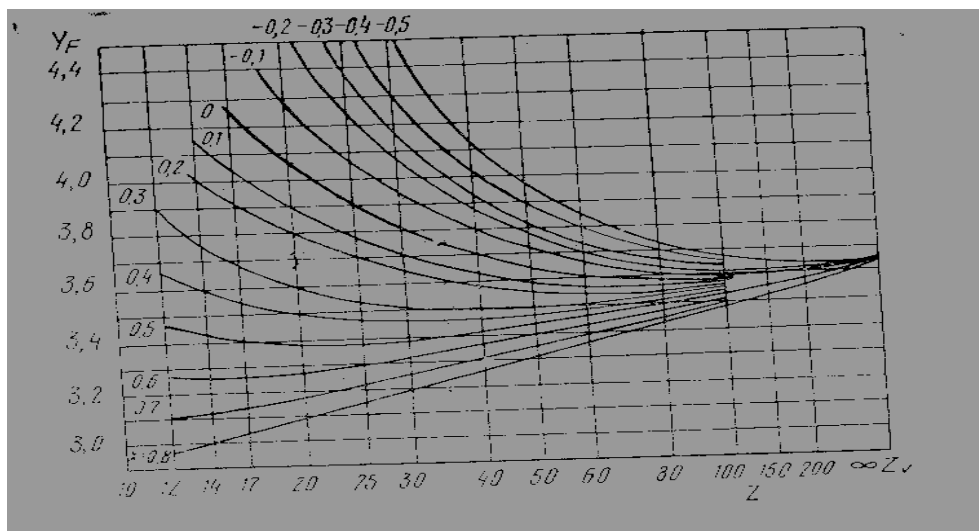
Bu ifodada

$$\left[\frac{6l'}{(S')^2} \cdot \frac{\cos \alpha'}{\cos \alpha_{\omega}} - \frac{\sin \alpha'}{S' \cos \alpha_{\omega}} \right] K_T = Y_F$$

va $\frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{b_{\omega}} = \omega_{Ft}$ deb qabul qilinsa, quyidagi munosabat hosil bo'ladi:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP} \quad (195)$$

Keltirilgan tengliklarda, $\omega_{g't}$ solishtirma aylana kuchning hisobiy qiymati. N/mm; $\sigma_{g'r}$ - eguvchi kuchlanish bo'yicha chidamlilikka hisoblashdagi ruxsat etilgan kuchlanish, MPa; m - ilashish moduli, mm; Y_F - tish shaklining koeffitsienti deb ataladi. Uning qiymati hisoblanayotgan g'ildirak tishlarining soni va siljitish koeffitsientining (agar Tish shakliga o'zgartirish kiritib tayyorlangan bo'lsa) miqdoriga bog'liq ravishda maxsus jadvallardan yoki 97-shaklda keltirilgan



grafikka asosan belgilanadi. Ichki tishli gildiraklar uchun tish shaklining koeffitsienti Y_G quyidagi formula asosida aniqlash tavsiya etiladi:

$$Y_F \approx K_T \frac{2z}{(z+20)}, \quad (196)$$

bu yerda z - tishlar soni; $K_T \approx 2$ qilib olinadi. $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ va K_{Fv} koeffitsientlar haqidagi zarur ma'lumotlar keyingi paragrafda batafsil bayon etilgan. (195) formula vositasida mavjud

g'ildiraklarning tishi eguvchi kuchlanish bo'yicha chidamlilikka hisoblanadi. Keltirilgan formuladan yangi uzatmalar loyixalashda foydalanish uchun u boshqacha ko'rinishga keltiriladi. Buning uchun avvalo, formuladagi ω_{Ft} o'rniga uning burovchi moment $T_1(Nm)$ bilan ifodalangan qiymati qo'yiladi. So'ngra b_ω o'rniga $\psi_{bd}d_1$ va d_1^2 o'rniga qo'yilib, modulga nisbatan yechiladi. Shunday qilib,

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_1 K_{F\beta} K_{F\sigma} K_{F\alpha}}{mb_\omega} = Y_F \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\sigma} K_{F\alpha}}{d_1 m \psi_{bd} d_1} = Y_F \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\sigma} K_{F\alpha}}{m^2 z_1^2 \psi_{bd}} \leq \sigma_{Fp}$$

Bu yerdan

$$m = K_m \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta}}{z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{Fp1}} Y_{F1} M M}, \quad (197)$$

bu yerdagi K_m - yordamchi koeffisient bo'lib, $K_{F\beta}, K_{F\alpha}$ ning o'rtacha qiymatini ham e'tiborga oladi va to'g'ri tishli g'ildiraklar uchun 14 ga teng qilib olinadi. Shuni nazarda tutish kerakki, tishlar soni ortgan sari Y_F ning qiymati kichiklashadi. Shuning uchun hech qanday o'zgartirishsiz tayyorlangan g'ildiraklarning tishlari doimo shesternya tishlariga karaganda mustaxkam bo'ladi. Shuning uchun bir xil materialdan tayyorlangan g'ildirakli uzatmalarni hisoblashda asosan shesternya tishlari e'tiborga olinadi. Bordi-yu g'ildiraklar har xil materiallardan tayyorlangan bo'lsa, u xolda har bir g'ildirak uchun σ_{Fp}/Y_F nisbat aniqlanib, g'ildiraklardan qaysi biri uchun bu nisbatning qiymati kichik bo'lsa, o'shanisi hisoblanadi.

G'ildirak va shesternya tishlarining eguvchi kuchlanish bo'yicha mustaxkamligi bir xilda bo'lishini ta'minlash uchun quyidagi shart bajarilishi kerak:

$$\sigma_{Fp1}/Y_{F1} = \sigma_{Fp2}/Y_{F2} \quad (198)$$

Bu shart materialni to'g'ri tanlash yoki tish shakliga kirkuvchi asbob reykanı siljitish hisobiga o'zgartirish kiritish bilan bajarilishi mumkin.

Nagruzkaning notekislik va dinamikaviy koeffisientlari

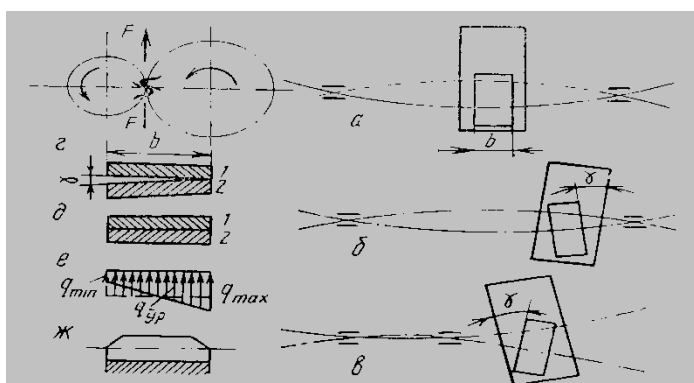
Nagruzkaning notekislik koeffisienti val tayanchining deformatsiyalanishi tufayli nagruzkaning tish uzunligi bo'ylab taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffisientdir.

Masalan, tishli g'ildirak ikki tayanchiningqoq o'rtasida joylashmagan xollarda (98-shakl, b,v) val biror γ burchakka og'adi. Bu xol tishga tushayotgan kuchning tishning bir chetida kamayib, ikkinchi chetida ortishiga sabab bo'ladi (98-shakl, e). hisoblashda nagruzka tish uzunligi bo'yicha bir tekis taqismlanadi deb olingan edi. Boshqacha qilib aytganda, nagruzkaning konsentrsiyalanish koeffisienti uzunlik birligiga tushadigan nagruzkaning o'rtacha qiymati bilan uning haqiqatda bo'lishi mumkin bo'lgan eng katta qiymati orasidagi farqni hisobga oladi:

$$K_\beta = \frac{q_{\max}}{q_{o'r}} \quad (199)$$

bu yerda $q_{o'r}$ nagruzkaning uzunlik birligiga tushadigan o'rtacha qiymati. Har bir xol uchun K_β ning qiymatini hisoblab topish juda murakkab. Shuning uchun, odatda, g'ildiraklar eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblanayotganda bu koeffisient

$K_{F\beta}$ ko'rinishda ifodalaniadi va qiymati 99-shaklda keltirilgan grafikdan olinadi. Nagruzkaning dinamikaviy koeffisienti K_{Fv} ilashishning noanikligidan kelib chiqadigan dinamikaviy nagruzkaning va shu nagruzka ta'sirida tishda hosil bo'ladigan kuchlanishning ortishini e'tiborga oladi.



98 – shakl. Tishlarga tushuvchi kuchning taqsimlanishiga val egilishining ta'siri

30 – jadval

KAυ koeffisientning amaliy hisoblashlarda ishlatiladigan taxminiy qiymatlarini

Aniklik darajasi	Tish sirtining kattikligi HB	Tezlik, υ m/c bulgan xoldagi KAυ		
		3 gacha	3-8	8-12,5
6	≤350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,3
	>350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤350	1,25/1,1	1,45/1,3	---/1,4
	>350	1,2/1,1	1,35/1,2	---/1,3

Tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda bu koeffisientning qiymati 30-jadvaldan olinishi mumkin yoki quyidagicha aniqlanadi:

$$K_{Fσ} = 1 + ν_F = 1 + \frac{\omega_{Fσ} b_{\omega}}{F_t K_{Fα} K_{Fβ}} \quad (200)$$

bu yerda $ν_F$ dinamikaviy qo'shimcha; F_t - aylana kuch, b_{ω} g'ildirak eni yoki tish uzunligi, $\omega_{Fυ}$ solishtirma dinamikaviy aylana kuch:

$$\omega_{Fυ} = \delta_F g_o \nu \sqrt{a_{\omega}/u}, \quad (201)$$

bu yerda δ_F - tishli uzatmaning xilini va tish shakliga o'zgartirish kiritilganligini e'tiborga oluvchi koeffisient bo'lib, o'zgartirilmagan to'g'ri tishli uzatmalar uchun $\delta_F = 0,016$ tish shakliga o'zgartirish kiritilgan to'g'ri tishli uzatmalar uchun $\delta_F = 0,011$; qiya va shevron tishli uzatmalar uchun esa $\delta_F = 0,006$; g_o - g'ildirak bilan shesternya qadamlari orasidagi farqning ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffisient, uning qiymati 31-jadvaldan olinadi; ν - aylana tezlik, a_{ω} - markazlararo masofa, mm; $K_{Fα}$ nagruzkaning tishlararo taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffisient, to'g'ri tishli g'ildiraklar va $\epsilon_{β} \leq 1$ bo'lgan qiya tishli g'ildiraklar uchun $K_{Fα} = 1$ $K_{Fβ}$ ning qiymati 99-shakldagi grafikdan olinadi.

31-JADVAL.

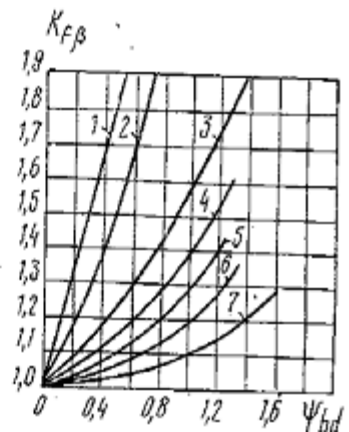
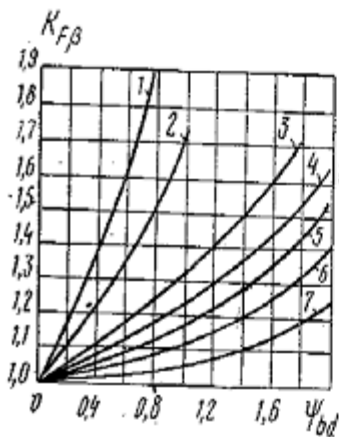
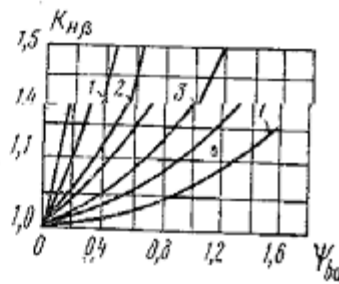
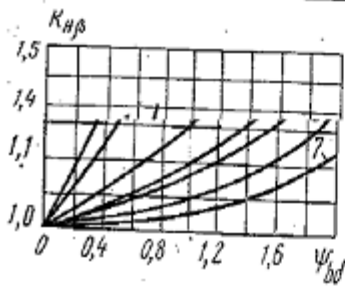
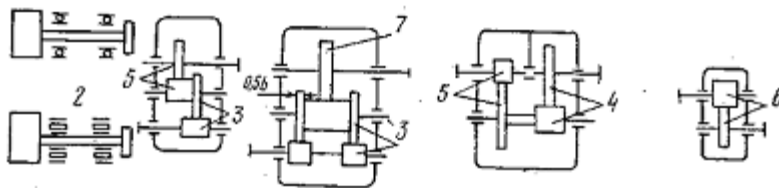
Modul` m, mm	GOST 1643 – 72 da belgilangan bir tekisda ishlash buyicha aniklik darajasi
--------------	----------------------------------------------------------------------------

	4	5	6	7	8	9
	g ₀ koefficientning qiymatlari					
3,5 gacha	17	28	38	47	56	73
3,5 dan 10 gacha	22	31	42	53	61	82
10 dan katta	---	37	48	64	73	100

Shunday qilib (195) formula vositasida mavjud uzatmalarning eguvchi kuchlanish bo'yicha chidamliligi hisoblanadi. Agar eguvchi kuchlanish bo'yicha Yangi uzatma loyixalash talab qilinsa (odatda, eguvchi kuchlanish bo'yicha loyixalash ochiq uzatmalar uchun tavsiya etiladi), uni quyidagi tartibda bajarish mumkin.

Loyixalash uchun uzatiladigan quvvat N₁, uzatish soni u hamda vallardan birining aylanish chastotasi n₁ va n₂ berilgan bo'ladi.

Avvalo g'ildirak va shestrenya uchun material tanlab, ular uchun eguvchi kuchlanish bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanish aniqlanadi. So'ngra shesternya tishlarining soni belgilanadi. Bunda Z_{min}=17 bo'lishi kerak.



$H_1 \leq HB350$ yoki $H_2 \leq HB350$
bo'lganda

$H_1 > HB350$ va $H_2 > HB350$
bo'lganda

Tezligi katta bo'lgan uzatmalarda hosil bo'ladigan shovqinni biroz bo'lsa-da, kamaytirish maqsadida z₁ > 25 qilib olish tavsiya etiladi. Uzatish soni u va belgilangan z₁ dan foydalanib, z₂ aniqlanadi:

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

z₁ va z₂ larning qiymatidan foydalanib, 97-shakldan Y_F topiladi.

G'ildirak va shesternya uchun σ_{Fp}/Y_F nisbatning qiymati aniqlanib, bu nisbat g'ildiraklardan qaysi biri uchun kichik bo'lsa, o'shanisi asosida hisoblash ishi bajariladi.

32-jadvaldan gildirak enining diametriga nisbatini ifodalovchi koeffisient qiymati belgilanadi.
32-jadval

Gildiraklarning tayachlarga nisbatan joylashuvi	Tish sirtining kattikligi	
	NV_1 yoki $NV_2 \leq 350$	NV_2 va $NV_1 > 350$
Simmetrik bulganda	0,8 – 1,4	0,4 – 0,9
Nosimmetrik bulganda	0,6 – 1,2	0,3 – 0,6
Konsol` bulganda	0,3 – 0,4	0,2 – 0,25

$K_{F\beta}$ va $K_{F\sigma}$ koeffisientlar aniqlangach, (197) formula asosida modul` qiymati topiladi. Modulning formula vositasida aniqlangan qiymati GOST da berligan kiymatlariga solishtirilib, ularning eng yaqin kelgan kattasi tanlanadi. Bundan tashqari, modulni tanlashda quyidagi muloxazalarga e'tibor berish kerak. Moduli kichik, tishlari soni esa katta bo'lgan g'ildiraklar uzatmaning ravon ishlashini ta'minlaydi va arzonga tushadi. Lekin modul` kichraygan sari uzatmaning pishiqililigiga va aniqlik darajasiga qo'yiladigan talablar ortadi, chunki bunday xollarda tishlarning sinish extimoli kuchayadi. Shu sababli ma'lum kuch uzatish uchun mo'ljallangan uzatmalarda modulning qiymatini 1,5 ... 2 mm dan kam qilib olmaslik tavsiya etiladi.

Modul` katta bo'lganda tishning o'lchamlari ham katta bo'ladi. Bunday tishlar tez yeyilib ketmaydi va uvalanish prosessi boshlangandan keyin ham ancha vaqt ishlaydi. Modulning to'g'ri tanlanganligiga to'la ishonch hosil qilish uchun tishning mustahkamligi eguvchi kuchlanish bo'yicha (195) formula asosida tekshirib ko'riladi. Agar bunda qoniqarsiz natija chiqsa, m va z ning kiymatlari o'zgartiriladi.

Shunday qilib, modulning qiymati haqida bir qarorga kelingandan so'ng, tishlarning soni ma'lum bo'lgani xolda, uzatmaning qolgan geometrik o'lchamlarini hisoblab topish qiyin emas.

Qiya va shevron tishli silindrik uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashning o'ziga xos xususiyatlari

Umuman olganda, qiya va shevron tishli uzatmalarni hisoblash to'g'ri tishli uzatmalarni hisoblash kabidir. Ammo qiya tishli g'ildiraklarda ilashishda faqat bitta tish bo'ladi, deb qabul qilib bo'lmaydi, chunki qiya tishli g'ildiraklarning bir vaqtda ilashishda bo'ladigan tishlari soni, qolaversa, kontakt chizig'ining uzunligi to'g'ri tishli g'ildiraklarnikiga qaraganda ortiq bo'ladi, qiya tishli g'ildiraklarning afzalligi ham ana shunda. Shuning uchun ham bir xil o'lchamli, qiya tishli g'ildirakka to'g'ri tishli g'ildiraknikidan ortiqroq nagruzka berish mumkin. Bundan tashqari, qiya tishli g'ildiraklarda tishlar ilashishga bir chetdan ikkinchi chetga tomon asta-sekin kirishadi. Natijada uzatma shovqinsiz ishlaydi.

Qiya tishli g'ildiraklarda yon qoplanish koeffisienti doimo birdan katta bo'ladi. Bu degan so'z ilashishda bo'ladigan tishlar soni hamma vaqt bittadan ortiq bo'ladi demakdir.

Qoplanish koeffisienti 1 ga teng deb olingan taqdirda ham kontakt chizig'i bitta tish uzunligidan katta bo'ladi:

$$l = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \quad (202)$$

agar qoplanish koeffisienti ε_α bo'lsa, kontakt chizig'i bundan ham katta, ya'ni

$$l_\Sigma = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \cdot \varepsilon_\alpha \quad (203)$$

bo'ladi. Lekin shuni nazarda tutish kerakki, aytilgan fikrlar o'q bo'yicha qoplanish koeffisienti

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_{\omega} \operatorname{tg} \beta}{pt} > 1$$

bo'lgan xoldagina asoslidir, bu erda b_{ω} g'ildirakning eni; pt - yon qadam.

Tajriba shuni ko'rsatadiki, tishlar ko'rsatilgan kontakt chizig'i bo'yicha hamma vaqt ham to'la tegib turavermaydi. Bu xol e'tiborga olinganda kontakt chizig'ining uzunligi quyidagicha aniqlanadi:

$$l_{\Sigma} = K_{\varepsilon} \varepsilon_{\alpha} \frac{b_{\omega}}{\cos \beta_b} = (0,9 \dots 1,0) \varepsilon_{\alpha} \cdot \frac{b_{\omega}}{\cos \beta_b} \quad (204)$$

Shunday qilib, qiya tishli g'ildiraklarda to'g'ri tishli g'ildiraklardagidek nagruzka faqat bitta tishga tushadi deb qabul qilib bo'lmaydi. Demak, qiya tishli g'ildiraklarda har bir tish to'g'ri tishli g'ildiraklarnikiga qaraganda ortiq nagruzkaga chidaydi.

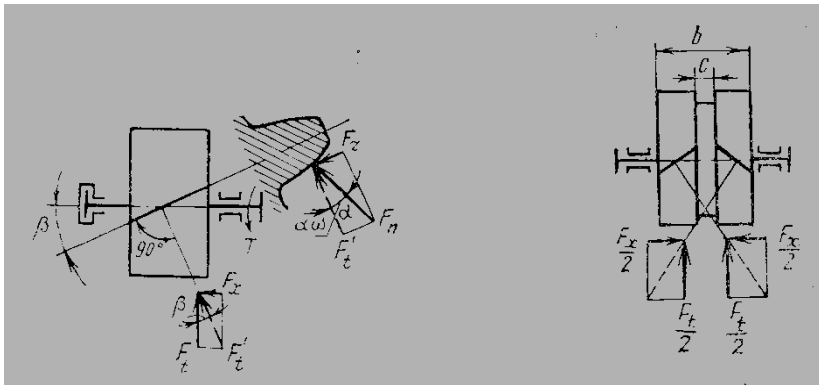
Qiya tishli g'ildirakning tishiga ta'sir etuvchi kuchlar 100-shaklda ko'rsatilgan. Bunda tishga ta'sir etuvchi umumiy F_n kuch uchta tashkil etuvchi kuchga ajraladi: aylana kuch $F_t = 2T_1 / d_1$; o'q bo'ylab yo'nalgan kuch $F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$; ukka tik yo'nalgan radial kuch

$$F_r = F_t' \operatorname{tg} \alpha_{\omega} = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_{\omega}}{\cos \beta}$$

Umumiy kuchning o'zi:

$$F_n = \frac{F_t'}{\cos \alpha_{\omega}} = \frac{F_t}{\cos \alpha_{\omega} \cdot \cos \beta} \quad (205)$$

Ko'rinib turibdiki, qiyalik burchagi β ning ortishi bilan o'q buylab yunalgan kuch F_x ning qiymati ortadi. Tayanchga qo'shimcha ta'sir ko'rsatuvchi bunday kuchning mavjudligi qiya tishli uzatmalarning asosiy kamchiligi hisoblanadi. Bu kamchilikni shevron tishli g'ildirak ishlatish yo'li bilan yo'qotish mumkin (100-101shakl), chunki bunday g'ildirak tishlarida o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar bir xil qiymatli ikki qismdan iborat bo'lib, qarama-qarshi yo'nalgani uchun g'ildirakning o'zida muvozanatlashib, tayanchga qo'shimcha ta'sir ko'rsatmaydi.



100-shakl. Qiya tishga ta'sir etuvchi kuchlar.

101-shakl. Shevron tishli g'ildirakka ta'sir etuvchi kuchlar.

Biroq, shevron tishli g'ildiraklar tayyorlash texnologik jixatdan murakkabroqdir. Yuqorida aytilganlarni e'tiborga olgan holda qiya tishli g'ildiraklarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash uchun quyidagi ko'rinishdagi formula tavsiya etiladi:

$$\sigma_F = Y_F Y_{\varepsilon} Y_{\beta} \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{Fp} \quad (206)$$

Bu formulaning to'g'ri tishli g'ildiraklarni hisoblash uchun tavsiya qilingan (195) formuladan farqi Y_{ε} va Y_{β} koeffisientlarning mavjudligidir. Bundan tashqari, formuladagi ω_{Ft} quyidagicha topiladi:

$$\omega_{Ft} = F_{Ft} \frac{K_{F\beta}, K_{F\alpha} \text{ ba } K_{Fv}}{b_{\omega}} \text{ N/mm.}$$

$Y_\beta \approx \cos \beta$ - tishlarning qiyaligini e'tiborga oluvchi koeffitsient; $Y_\varepsilon = \frac{1}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha}$ - tishlarning

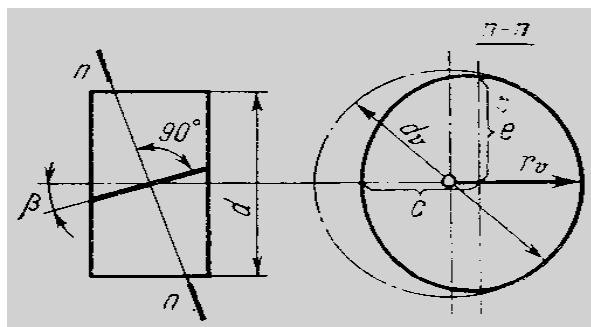
qoplanishini e'tiborga oluvchi koeffitsient. Yon qoplanish koeffitsienti ε_α ni quyidagicha aniqlash tavsiya etiladi (GOST 16532 - 70)

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \quad (207)$$

(+) ishorasi tashqi tishli, (-) esa ichki tishli ilashmalarga taaluqlidir. Odatda $\varepsilon_\alpha \geq 1$ va $K_\varepsilon = (0,9 \dots 1,0)$ bo'ladi. $K_{F\alpha}$ - o'q bo'yicha qoplanish koeffitsienti. Bu koeffitsient $\varepsilon_\beta \approx b_w \sin \beta / (\pi m) > 1$ bo'lgan qiya tishli g'ildiraklar uchun quyidagicha topiladi:

$$K_{F\alpha} = [4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n' - 5)] / (4\varepsilon_\alpha)$$

bu yerda n' - uzatmaning aniqlik darajasi.



102-shakl. Qiya tishli g'ildiraklarda keltirilgan tishlarni topishga doir sxema.

(206) formulaning xususiyatlaridan yana biri shuki, undagi tish shaklining koeffitsienti tishlarning haqiqiy soniga qarab emas, balki keltirilgan to'g'ri tishli g'ildirak tishlarining soniga qarab olinadi. Qiya tishning yo'nalishiga tik o'tkazilgan tekislikda ana shu keltirilgan g'ildirakni ifodalovchi shakl hosil bo'ladi deb faraz qilinadi. Qiya tishga tik bo'lgan tekislik g'ildirakning ko'ndalang kesimida ellips hosil qiladi (102- shakl). Bu ellipsning o'qlari

$$c = \frac{d}{2}; \quad e = \frac{d}{2 \cos \beta}$$

bo'ladi. Ma'lumki, bunday ellipsni egrilik radiusi r_v bo'lgan aylana bilan almashtirish mumkin:

$$r_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta},$$

Ana shu aylana keltirilgan to'g'ri tishli g'ildirakning boshlangich aylanasi bo'ladi. Demak,

$$d_v = 2r_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

Bu yerda d - qiya tishli g'ildirakning diametri. U holda keltirilgan g'ildirak tishlarining soni

$$z_v = \frac{d_v}{m_n} = \frac{d}{m_n \cos^2 \beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos^3 \beta} = \frac{z}{\cos^3 \beta} \quad (208)$$

bo'ladi.

Shunday qilib, qiya tishlari soni z bo'lgan g'ildirakni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda (206) formuladagi Y_F ning qiymati z ga emas, balki, z_v ga qarab olinadi. Binobarin, qiyalik burchagi β ni kattalashtirish yo'li bilan z_v ni ko'paytirish, bu bilan esa g'ildirakning nagruzkasini oshirish mumkin.

β ning qiymatini tanlashda quyidagilarga e'tibor berish kerak. Umuman olganda, qiya tishli

g'ildiraklar to'g'ri tishli g'ildiraklardan qimmat turadi. Shuning uchun qiyalik burchagi kichik bo'lgan g'ildiraklar ishlatish befoyda. Biroq, β ning kattalashuvi o'q bo'ylab yo'naluvchi kuchning kattalashuviga, qolaversa, tayanch va uzatmaning gabarit o'lchamlarining ortishiga olib keladi. Shuning uchun GOST 2185 - 66 ga ko'ra, qiya tishli g'ildiraklar uchun $\beta=8^0 - 25^0$ shevron tishli g'ildiraklar uchun esa $\beta=25^0 - 40^0$ qilib olish tavsiya etiladi. Qiya va shevron tishli g'ildiraklarni eguvchi kuchlanish buyicha loyixalash zaruriyati tug'ilganda modul' to'g'ri tishli uzatmalar uchun tavsiya etilgan (197) formula vositasida aniqlanadi; faqat formuladagi koeffisient $K_m=11,2$ qilib olinadi.

Hisoblashning qolgan tartibi to'g'ri tishli uzatmalarni loyixalashdagi kabi bo'ladi. Faqat geometrik o'lchamlarni aniqlashda

$$a_{\omega} = 0,5m_t(z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2\cos\beta} z_{\Sigma} \quad (209)$$

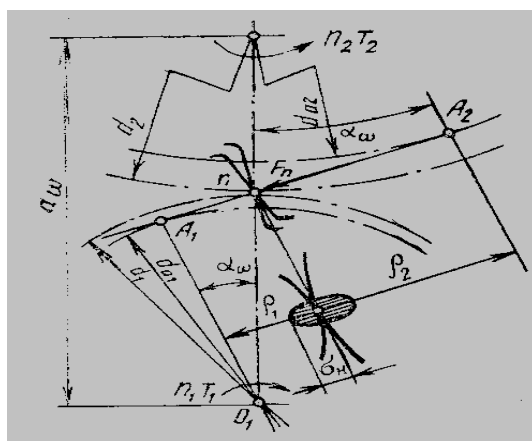
ekanligiga e'tibor berish kerak.

To'g'ri tishli silindrik g'ildirak tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Yuqorida aytib o'tilganidek, g'ildirak tishlari sirtining uvalanishiga asosiy sabab kontakt kuchlanishdir. Shuning uchun, ko'pincha, tishli uzatmalarni loyixalashda tishlar kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblanadi. Bu kuchlanishni aniqlash uchun evol'venta, shartli ravishda, radiusi tishning ilashish kutbidagi egrilik radiusiga teng bo'lgan silindr bilan almashtiriladi.

Ikki silindr orasidagi kontakt kuchlanishning qiymatini aniqlash masalasini birinchi bo'lib G.Gers hal qildi. Bu masalani hal qilishda : a) kuchlanish o'zgarimas sikl bilan, ya'ni statik ravishda ta'sir etadi; b) ta'sir etuvchi kuch sirtga tik yo'nalgan bo'ladi va urinma kuch qoplaymaydi; v) sirtlar moylanmaydi; g) detallar ideal xolatdagi elastik materiallardan yasalgan, deb qabul qilinadi. 103-shakl. Tishlarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashga doir sxema.

Tabiiyki, tishlarning (ayniqsa, yopiq uzatmalardagi g'ildirak tishlarining) haqiqiy ishlash sharoiti yuqorida ko'rsatilgan sharoitdan katta farq qiladi. Shuning uchun so'nggi yillarda tishlarni kontakt kuchlanish buyicha hisoblash usulini takomillashtirish soxasida juda ko'p ilmiy-tadqiqot ishlari bajarildi. Jumladan



B.S.Koval'skiy va M.M.Saverin kabi olimlar tishlar sirtining o'zaro tutash joyiga bir vaqtning o'zida ham normal, ham urinma kuch ta'sir etayotgan xolni tekshirib, ishqalanish kuchining mavjudligini, buni esa hisoblashda e'tiborga olish zarurligini ko'rsatdilar. Hozirgi zamon nuqtai nazaridan qaraganda bir-birining ustida sirpanib ishlaydigan detallarning ishlay olish-olmasligi faqat kontakt kuchlanishga bog'liq emas. Bu borada bajarilgan izlanishlar so'nggi yillarda to'g'ri va qiya tishli uzatmalarni hisoblash tartibini standartlashtirishga (GOST 21354 - 75) imkon berdi. Quyida standartda ko'rsatilgan hisoblash asoslari bilan tanishamiz.

Standartda ko'rsatilgan usul yuqorida eslatib o'tilgan G.Gers taklif etgan taxminiy usul asosida

yaratilgan. Bu usulga ko'ra tish sirtlari ilashish qutbida radiuslari ρ_1 va ρ_2 bo'lgan silindr deb qaralib, u yerdagi kontakt kuchlanish quyidagicha aniqlanadi (103-shakl):

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_V} \cdot \frac{E_V}{2\pi(1-\nu^2)}}, \quad (210)$$

bu yerda q - tish sirtiga tik bo'lgan solishtirma kuch bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$q = \frac{\omega_{Ht}}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha \cos \alpha_\omega} \quad \text{N/mm}, \quad (211)$$

bu yerda K_ε koeffisienti taxminan 0,95 ga teng qilib olinadi; ε_α yon tomon qoplanish koeffisienti; ω_{Ht} - solishtirma aylana kuchning hisobiy qiymati bo'lib, quyidagicha topiladi:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_\omega} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \quad (212)$$

bu yerdagi $K_{H\beta}$ ni 99-shakldan, $K_{H\nu}$ ni Amaliy hisoblashlarda to'g'ri tishli uzatmalar uchun 1,03 ... 1,1; qiya tishli uzatmalar uchun 1 ... 1,1 oralig'ida olinadi yoki quyidagi munosabatda topiladi:

$$K_{H\nu} = 1 + \omega_{H\nu} b_\omega / (F_t K_{H\alpha} K_{H\beta}) \quad (212, a)$$

Bu tenglikda $K_{H\alpha}$ - nagruzkaning taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffisient, to'g'ri tishli gildiraklar uchun $K_{H\alpha} = 1$; qiya tishli g'ildiraklar uchun jadvaldan olinadi va 1,01 ... 1,16 oralig'ida bo'ladi; $\omega_{H\nu}$ - solishtirma aylana dinamikaviy kuch bo'lib, qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$\omega_{Ht} = \delta_H g_0 \nu \sqrt{a_\omega / u}, \quad (212, b)$$

bu yerdagi g_0 koeffisient 31-jadvaldan, δ_H koeffisient esa 33-jadvaldan olinadi.

33-jadval

Tish sirtining kattikligi	Tishning xili	δ_H
Gildiraklardan birining kattikligi $NV \leq 350$ bulganda	Uzgartirilmagan tugri tish	0,006
	Uzgartirilgan tugri tish	0,004
	Kiya tish	0,002
Gildiraklarning kattikligi $NV > 350$ bulganda	Uzgartirilmagan tugri tish	0,014
	Uzgartirilgan tugri tish	0,010
	Kiya tish	0,004

GOSTda keltirilgan hisoblash formulasi to'g'ri tishli va qiya tishli g'ildiraklar uchun umumiy bulganligi tufayli bunday formulaga ega bo'lish uchun (210) ifodadagi ρ_V ni to'g'ri tishli ekvivalent g'ildirakka asoslanamiz (208):

$$\rho_1 = \frac{d_{V1}}{2} \sin \alpha_\omega = \frac{d_{\omega 1} \sin \alpha_\omega}{2 \cos^2 \beta};$$

$$\rho_2 = \frac{d_{V2}}{2} \sin \alpha_\omega = \frac{d_{\omega 2} \sin \alpha_\omega}{2 \cos^2 \beta};$$

Demak,

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho_V} &= \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{\omega 1} \sin \alpha_\omega} \pm \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{\omega 2} \sin \alpha_\omega} = \\ &= \frac{2 \cos^2 \beta}{d_{\omega 1} \sin \alpha_\omega} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2(u \pm 1) \cos^2 \beta}{d_{\omega 1} u \sin \alpha_\omega} \end{aligned}$$

bo'ladi, bu yerda (+) ishorasi sirtki tishli ilashmaga, (-) ishorasi esa ichki tishli ilashmaga taaluqlidir. q va xozirgina $1/\rho_v$ uchun topilgan ifodani (210) formulaga qo'yib, $\cos \alpha_\omega \cdot \sin \alpha_\omega = \sin 2\alpha_\omega / 2$ ekanligi e'tiborga olinsa, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot 4(u \pm 1) \cos^2 \beta}{K_\varepsilon \varepsilon_\alpha d_{\omega 1} u \sin 2\alpha_\omega} \cdot \frac{E_v}{2\pi(1-\nu^2)}}.$$

Bu yerda

$$\sqrt{2 \cos^2 \beta / \sin 2\alpha_\omega} = Z_H;$$

$$\sqrt{\frac{E_v}{\pi(1-\nu^2)}} = Z_M;$$

$$\sqrt{1/(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)} = Z_\varepsilon$$

deb belgilab, quyidagi ifodani yozish mumkin:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_{\omega 1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq \sigma_{hp} \quad (213)$$

bu yerda Z_H - ilashishda bo'lgan tish sirtlarining shaklini e'tiborga oluvchi koeffisient (bu koeffisient 34-jadvaldan olinadi).

Tishlarning kiyalik burchagi β	Siljish koefficientining nisbiy kiymati $(x_1 + x_2)/(z_1 + z_2)$						
	0.02	0.01	0.005	0	-0.005	-0.01	-0.015
0	1.62	1.68	1.71	1.76	1.83	1.93	2.14
10	1.60	1.66	1.69	1.74	1.80	1.90	2.07
15	1.58	1.63	1.67	1.71	1.77	1.86	2.00
20	1.55	1.60	1.63	1.67	1.72	1.80	1.91
25	1.52	1.57	1.59	1.62	1.67	1.73	1.81
30	1.48	1.52	1.54	1.56	1.60	1.65	1.70
35	1.42	1.46	1.48	1.50	1.53	1.56	1.60
40	1.37	1.39	1.41	1.42	1.45	1.47	1.50

34-jadval.

Z_m = ilashishda bo'lgan g'ildirak materiallarining mexanikaviy xossalari e'tiborga oluvchi koeffisient (bu koeffisient 35-jadvaldan olinadi); Z_ε = kontakt chizig'ining umumiy uzunligini e'tiborga oluvchi koeffisient, to'g'ri tishli g'ildiraklar hamda qoplanish koeffisienti $\varepsilon_\beta = 0,9$ bo'lgan qiya tishli g'ildiraklar uchun $Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3}$; $\varepsilon_\beta \geq 0,9$ bo'lganda esa $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$; qilib olinadi; keltirilgan ifodalardagi yon koplanish koeffisienti ε_α (207) formula vositasida aniqlanadi.

(213) formula vositasida geometrik o'lchamlari ma'lum bo'lgan g'ildiraklarning mustahkamligi tekshiriladi. yangi uzatmalarni loyixalashda foydalanish uchun (213) formula boshqa ko'rinishga keltiriladi. Buning uchun undagi ω_{Ht} ni F_t bilan, F_t ni esa T_1 bilan ifodalab, $\omega_{bd} = b_\omega / d_\omega$ ekanligini e'tiborga olgan holda keltirilgan formula $d_{\omega 1}$ ga nisbatan yechiladi. Demak,

$$\frac{\omega_{Ht}}{d_{\omega 1}} = \frac{F}{d_{\omega 1} b_\omega} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{d_{\omega 1}^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}$$

Bu ifodani (201) formulaga qo'ysak,

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{d_{\omega 1}^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \leq \sigma_{hp}$$

bo'ladi. Bu yerda $\sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 2K_{Hv} K_{H\alpha}} = K_d$ deb belgilab, formulani $d_{\omega 1}$ ga nisbatan yechsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$d_{\omega 1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} \sigma_{hp}^2} \cdot \frac{(u \pm 1)}{u}} \quad (214)$$

Agar (213) formuladagi ω_{Ht} ni F_t bilan, F_t ni T_1 ifodalagach, T_1 ni T_2/u bilan, $d_{\omega 1}$ ni $2a_\omega (u \pm 1)$ bilan almashtirib, $\psi_{ba} = b_\omega / a_\omega$ ekanligini e'tiborga olgan xolda $\sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 \cdot 0,5 K_{Hv} K_{H\alpha}} = K_d$ deb belgilab, asosiy formulani a_ω ga nisbatan yechsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$a_\omega = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \sigma_{hp}^2 \psi_{ba}}} \quad (215)$$

Bu yerdagi g'ildirak enining markazlararo masofa bo'yicha koeffisienti ψ_{ba} quyidagi munosabatdan topiladi:

$$\psi_{ba} = 2\psi_{bd} / (u + 1) \quad (216)$$

Nagruzkaning g'ildirak eni (yoki tish uzunligi) bo'ylab taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffisient $K_{H\beta}$ ning qiymati 99-shakldan belgilanadi. Yordamchi koeffisientlar K_d va K_a ning qiymatlarini 35-jadvaldan olish mumkin.

35-jadval.

Koefficient	Gildirak turi	Shesternya va gildirak materiali						
		Pulat pulat	Pulat chuyun	Pulat bronza	Chuyun chuyun	Tekistolit pulat	DSP pulat	Poliamid Pulat
$K_a, MPa^{1/3}$	To'g'ri tishli	495	445	420	415	200	225	155
	Qiya tishli	430	390	370	360	170	195	135
$K_d, MPa^{1/3}$	To'g'ri tishli	770	700	680	645	310	360	240
	Qiya tishli	675	610	600	565	270	310	210
$K_R, MPa^{1/3}$	To'g'ri tishli	520	470	450	435	210	235	160
	Qiya tishli	450	410	390	380	180	205	140
$Z_M, MPa^{1/2}$	---	274	234	225	209	69,5	35	47,5

Shunday qilib, (214) va (215) formulalardan yangi uzatmalar loyixalashda foydalanish mumkin. Buning uchun uzatiladigan quvvat (yoki moment T , Nm), vallardan birining aylanishlar chastotasi n_1 yoki n_2 hamda uzatish soni --- ma'lum bo'lishi kerak. Uzatmani loyixalash uchun avvalo g'ildiraklarga materiallar tanlanib, ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymati aniqlanadi, so'ngra (214) formula vositasida $d_{\omega 1}$ yoki (215) formula orqali a_ω topiladi. Odatdagi reduktorlarning tishli uzatmalarini loyixalashda (215) formuladan, tezliklar qutisi vash u kabi maxsus reduktorlarni loyixalashda (214) formuladan foydalanish tavsiya etiladi. Formulalar vositasida $d_{\omega 1}$ yoki a_ω ning qiymati topilgach, ulardan foydalanib, g'ildirakning taxminiy eni aniqlanadi;

$$b_\omega = \psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} \quad \text{yoki} \quad b_\omega = \psi_{ba} \cdot a_\omega \quad (217)$$

36-jadvaldan g'ildirak enining modulga nisbatan koeffisienti - tanlanadi. Bu esa modulni ani

qlashga imkon beradi:

$$m = b_{\omega} / \psi_m \quad (218)$$

Modulning topilgan qiymati standartdagi qiymati bilan taqqoslanadi va standartdagi eng yaqin kattasi olinadi. So'ngra tishlar

36-jadval.

Modulni tanlashga doir

Gildirakning ishlatilish joyi	$\varphi_m = b_m / m$
Katta nagruzkali anik uzatmalarda: val va tayanchlarning bikirligi yukori darajada bulganda NV≤350 NV>350	45...30 30...20
Reduktor tipidagi uzatmalarda NV≤350 NV>350	30...25 20...15
Ishlashdagi aniklak darajasiga aloxida talab kuyilmaydigan ochik uzatmalar (kranlar) xamda kuyma gildiraklar ishlatiladigan mexanizmlarda	15...10

soni tanlab olinib, uzatmaning qolgan geometrik o'lchamlari hisoblab topiladi. Loyixalash tartibi shu bobning so'ngida keltirilgan masalani yechishda batafsil bayon qilingan.

G'ildirak o'lchamlari ma'lum bo'lgach, tishlarni eguvchi kuchlanish bo'yicha mustahkamligi (195) formula vositasida tekshirib ko'riladi. Modul qiymatini standartdagi qiymati bilan moslashtirish natijasida, a_{ω} ning dastlab topilgan qiymatiga tuzatish kiritish zaruriyati tug'ilishi mumkin. Bunday xolda a_{ω} qiymatini standartda tavsiya etilgan qiymatiga iloji boricha tenglashtirishga harakat qilish lozim. Biroq shuni unutmaslik kerakki, a_{ω} qiymati qanday bo'lishidan qat'i nazar, quyidagi tenglikning bajarilishi shart:

$$a_{\omega} = 0,5m(z_1 + z_2) \quad (219)$$

a_{ω} va m ning qiymatlari standartdagi qiymatlariga moslashtirilganda berilgan sharoit uchun keltirilgan tenglik hamma vaqt ham o'rinli bo'lavermaydi, chunki a_{ω} bilan m ning ma'lum qiymatlari saqlangani xolda tenglikning o'rinli bo'lishi uchun tishlar sonining yig'indisi uzlashtirilishi lozim. Tishlar sonini esa ixtiyoriy ravishda o'zgartirib bo'lmaydi, chunki tishlar sonlarining nisbati talab etilgan uzatish sonini ta'minlashi kerak. Shuning uchun standartdan formula bilan topilgan a_{ω} ga yaqin son tanlab olinib, quyidagi munosabatdan foydalanilsa, tishlarning quyilgan talabni yetarli darajada qanoatlantiruvchi soni aniqlanish mumkin:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_{\omega}}{m}, z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1}; z_2 = z_1 u \quad (220)$$

Tabiiyki, tishlar soni butun son bo'lishi lozim. Bunga uzatish soni u ning ma'lum darajada o'zgarishi evaziga erishiladi. Agar uning o'zgarishi tufayli vallarning aylanish tezligi talab qilinganidan 5% dan ortiq farq qiladigan bo'lsa, bu xol a_{ω} ning qiymatini standart bilan moslashtirishning iloji bo'lmaganligidan dalolat beradi. Demak, bunday xollarda loyixalanayotgan uzatmaga reykanı musbat siljitish hisobiga o'zgartirish kiritish lozim. Bu ham kutilgan natijani bermasa, u xolda markazlararo masofa uchun qabul qilingan qiymat standartda tavsiya etilgan qiymatdan farq qilishi mumkin.

Xulosa: Ushbu mavzuni o'rganish davomida to'g'ri tishli silindirik g'ildirak haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lindi. Tishlarning eguvchi kuchlanish buyicha hissoblashning mavjud usullarini shartli ravishda ikki gruppaga bo'lish mumkin. Birinchi gruppaga kiruvchi usullarda kuchlanish tish asosiga ta'sir etuvchi urinma kuch va u yerda hosil bo'ladigan kuchlanishlar konsentrasiyasi e'tiborga olinmaydi va tish konsolli kichkinagina balka deb qaraladi. Ikkinchi gruppaga kiruvchi usullar A.V.Verxovskiylar taklif etgan gipotezaga asoslanadi.

Takrorlash uchun savollar:

1. To'g'ri tishli silindirik g'ildirak deganda nimani tushunasiz?
2. Nagruzkaning notekis va dinamikaviy koeffisientlari haqida ma'lumot bering?
3. Kiya va shevron tishli silindirik uzatmlarni eguvchi kuchlanish buyicha hissoblashning qanday o'ziga xos xususiyatlari bor?
4. To'g'ri tishli silindirik g'ildirak tishlarini kontakt kuchlanish bo'yicha qanday hisoblanadi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Jurayev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboyev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

12-mavzu. Konussimon tishli uzatmalar.

Reja:

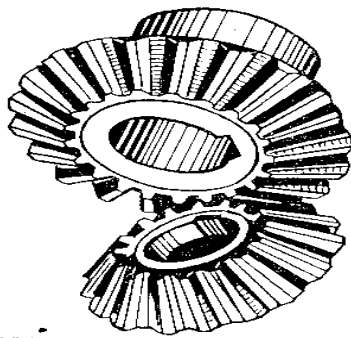
1. Konussimon g'ildirakli uzatmalar.
2. To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash
3. Tog'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash
4. Nuqtaviy ilashish bilan ishlaydigan uzatma (M. L. Novikov uzatmasi) haqida qisqacha ma'lumot

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Konussimon g'ildirakli uzatmalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, to'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hissoblashni o'rganish, to'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni kontakt kuchlanish buyicha hissoblash, nuqtaviy ilashish bilan ishlaydigan uzatma (M.L.Novikov uzatmasi) haqida qisqacha ma'lumotga ega bo'lish.

Tayanch iboralar: Konussimon g'ildirak, konussimon g'ildirakli uzatmi, konus yasovchining uzunligi, radial kuch, to'g'ri tishli konussimon g'ildirak, yuklanish qobiliyati, eguvchi kuchlanish, yordamchi koeffisient, qiya tishli konussimon g'ildirak, Navikov uzatmasi, nuqtaviy ilashish, to'g'ri sirtning egrilik radiusi.

Vallarning geometrik o'qlari ixtiyoriy δ burchak bilan kesishgan xollarda konussimon g'ildiraklardan foydalaniladi. Ko'pincha, vallarning orasidagi burchak $\delta = 90^\circ$ bo'lgan uzatmalar ishlatiladi (104-shakl).

Konussimon g'ildiraklar tayyorlash silindirik g'ildiraklar tayyorlashga qaraganda birmuncha murakkab bo'lib, tishlar qirqish uchun maxsus asbob va stanoklardan foydalanishga to'g'ri keladi.



104-shakl. Konussimon g'ildirakli uzatma.

Konussimon g'ildiraklarni talab etilgan aniqlik bilan yig'ish ham qiyin.

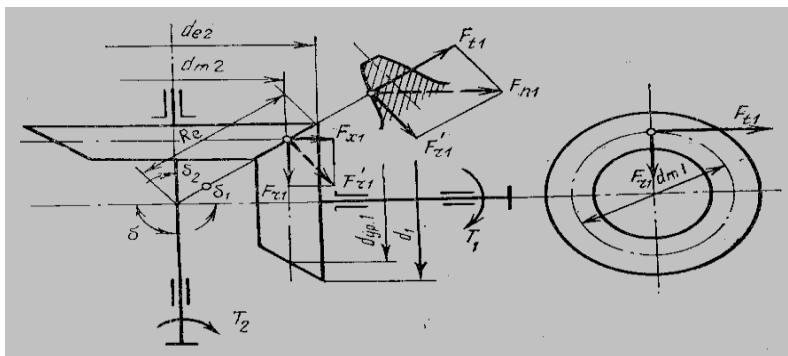
Val o'qlarining o'zaro kesishuvi ularning tayanchlarini joylashtirishni qiyinlashtiradi va g'ildiraklarning biri faqat bir tomondan joylashgan tayanchga o'rnatiladi. Bu xoll uzatmaning ishlashida tishlarga ta'sir etuvchi kuchlarning noto'g'ri taqsimlanishiga, bu esa qo'shimcha dinamikaviy kuchlarning paydo bo'lishiga sabab bo'ladi. Bundan tashqari, konussimon uzatmalarda val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchning qiymati katta bo'lib, bu xoll tayanchlarning tuzatilishini murakkablashtirishga olib keladi. Biroq mashinalarda kesishgan vallar ishlatish zarurati tug'iladi, shuning uchun yuqorida ko'rsatilgan kamchiliklar bo'lishiga qaramay, konussimon g'ildiraklardan keng ko'lamda foydalaniladi. Bu uzatmalarning uzatish soni konus shaklidagi friksion singari topiladi:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \quad (221)$$

Vallarning o'qlari orasidagi burchak 90° bo'lgan hollarda boshlang'ich konus burchagi orqali ifodalangan uzatish soni quyidagicha bo'ladi:

$$u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (222)$$

Ilashishda bo'lgan konussimon g'ildirakli uzatmalarning vallariga aylana F_t kuch, radial (val o'qiga tik) F_r kuch hamda val o'qi bo'ylab yo'nalgan F_x kuch ta'sir etadi. Ularning qiymatlari va o'zaro bog'liqligi haqidagi ma'lumotni 105-shakldan tushunib olish qiyin emas.



105-shakl. Konussimon g'ildirakli uzatmadagi kuchlar.

Umumiy F_n kuch tish yo'nalishiga tik ta'sir etadi. Bu kuch tashkil etuvchilarga ajratilsa, biri aylana kuch F_t ni, ikkinchisi F_x va F_r ning umumiy ta'sir etuvchisi F'_r ni hosil qiladi. Demak, F'_r kuch tashkil etuvchilarga ajratilsa, F_r va F_x hosil bo'ladi. Binobarin, quyidagilarni yozish mumkin;

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_{m1}}; \quad F_{n1} = \frac{F_{t1}}{\cos \alpha}; \quad F'_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \quad (223)$$

$$F_{r1} = F'_{r1} \cos \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

$$F_{x1} = F'_{r1} \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

Vallarning geometrik o'qlari 90° burchak hosil qiladigan konussimon g'ildirakli uzatmalardagi

kuchlar haqida gap borganda shesternya valiga tik yo'nalgan kuchning g'ildirak valining o'qi bo'ylab, shesternya valining o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchning esa g'ildirak valiga tik yunalishini nazarda tutish lozim.

Umuman olganda konussimon to'g'ri tishli uzatmalarda o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar hamma vaqt konuslarning uchidan uning asosi tomon yo'nalgan bo'ladi. Bu uzatmalarda ham, silindrik uzatmalaridagidek, asosiy geometrik o'lchamlar boshlang'ich yoki bo'luvchi konus o'lchamlari orqali ifodalanadi (106-shakl

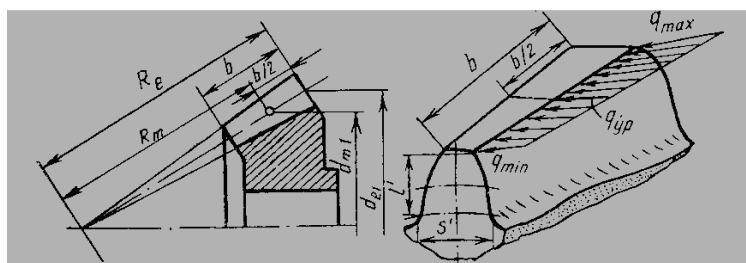
$$d_{e1} = m_{te} z_1; \quad d_{e2} = m_{te} z_2;$$

$$m_{te} = m_{tm} \cdot \frac{R_e}{R_e - 0,5b_\omega};$$

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}; \quad d_{m1} = \frac{R_e - 0,5b_\omega}{R_e} d_{e1}; \quad (224)$$

bu yerda R_e konus yasovchisining uzunligi; d_{e1} va d_{e2} shesternya va g'ildirak bo'lish aylanalarning diametrlari; m_{te} - tishning sirtqi (keng) tomonidan aniqlangan modul; m_{tm} - o'rta diametr bo'ylab aniqlangan modul.

Geometrik o'lchamlarni aniqlashda hisobiy modul sifatida tashkil etuvchisi boshlang'ich konusning tashkil etuvchisiga tik bo'lgan tashqi konus bo'yicha aniqlangan m_{te} dan foydalaniladi.



106-shakl. Konussimon g'ildiraklarni hisoblashga doir sxema.

To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash

Konussimon g'ildiraklarning ko'ndalang kesimi konus uchidan asosi tomon proporsional o'zgarib boradi. Shuning uchun tishning hamma nuqtalaridan olingan ko'ndalang kesimi o'zaro o'xshash bo'ladi. Konus uchidan asosiga tomon ko'ndalang kesim yuzi kattalashib boradi. Bu degan so'z, tishning bikrligi har xil kesimlarda turlicha bo'ladi, demakdir. Shuning uchun tish bo'yicha uzunlik birligiga to'g'ri keladigan solishtirma kuch har xil bo'ladi (106-shakl).

Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, tishga ta'sir etuvchi solishtirma kuch ham, tishning ko'ndalang kesimi ham tish bo'yicha o'zgarganligidan eguvchi kuchlanish tishning istalgan kesimi bo'yicha hisoblash mumkin. Tajribadan ma'lum bo'lishicha, buning uchun tishning o'rtasidan o'tadigan kesimdan foydalanish qulay. Shunday qilib, to'g'ri tishli konussimon g'ildirakning tishi eguvchi kuchlanish bo'yicha quyidagi formulalar asosida hisoblanishi mumkin:

$$\sigma_F = Y_F \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_{tm}} \leq \sigma_{Fp} \quad (225)$$

$$m_{tm} = K_m \sqrt[3]{T_1 K_{F\beta} Y_{F1} / (z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{Fp})} \quad (226)$$

bu yerda 0,85 - konussimon g'ildiraklarning yuklanish qobiliyati silindrik g'ildiraklarnikiga qaraganda kamligini e'tiborga oluvchi koeffitsient; m_{tm} - tishning o'rta kesimi bo'yicha aniqlangan modul; ω_{Ft} - hisobiy solishtirma aylana kuch:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t1} K_{F\beta} K_{Fv} K_{F\alpha}}{b_\omega}; \quad F_{t1} = 2T_1 / d_{m1}$$

K_m - yordamchi koeffitsient, to'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalar uchun $K_m=14,5$;

formuladagi qolgan harflarning ma'nosi va ularni aniqlash tartibi (Y_F dan tashqari) silindrik g'ildirakli uzatmalardagi kabidir.

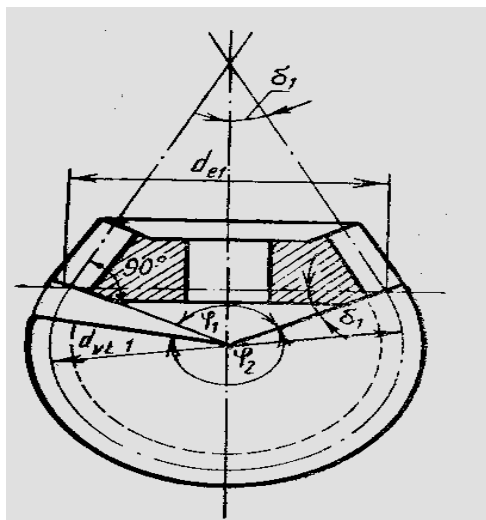
Garchi (225) va (226) formulalarda Y_F tish shaklining koeffitsienti bo'lsa ham, uning qiymati silindrik g'ildirak uchun olinganidan farq qiladi. U mavjud tishlarning haqiqiy soni z ga qarab emas, balki tashki konus yoyilmasidagi (107-shakl) aylananing hamma joyi tishlar bilan to'la deb faraz qilinganda hosil bo'ladigan ekvivalent g'ildirakning tishlar soniga qarab olinadi. Shunday qilib, quyidagilarni yoza olamiz:

$$\left. \begin{aligned} d_{v1} &= \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1} \\ \text{yoki} \\ z_{v1} m_{te} &= \frac{z_1 m_{te}}{\cos \delta_1} \end{aligned} \right\} (227) \quad \left. \begin{aligned} z_{v1} &= \frac{z_1}{\cos \delta_1} \\ z_{v2} &= \frac{z_2}{\cos \delta_2} \end{aligned} \right\} 228$$

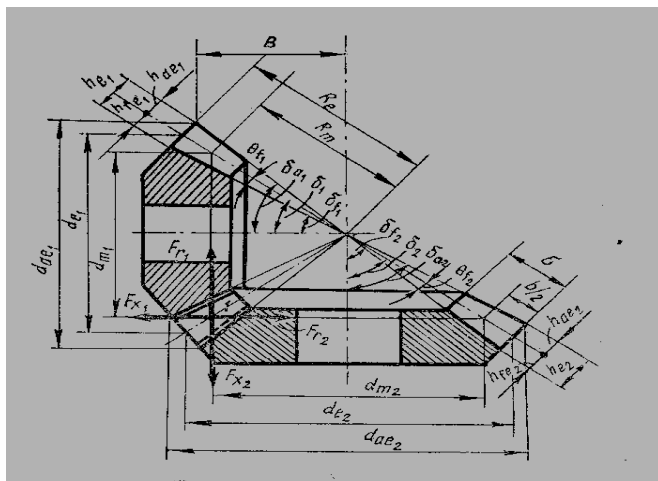
Agar ikkala g'ildirak bir xil materialdan tayyorlangan bo'lsa, hisoblash ishi shesternyaga nisbatan bajariladi, ya'ni yuqorida keltirilgan formulalardagi z va Y_F o'rniga z_1 va Y_{F1} qo'yiladi. Agar g'ildiraklar har xil materialdan tayyorlangan bo'lsa, ularning qaysi biri uchun σ_{FP}/Y_F ifoda kichik bo'lsa, hisoblash o'sha g'ildirakka nisbatan bajariladi. eguvchi kuchlanish uzatma loyixalash uchun asosiy kuchlanish bo'lgan xollarda (ochik uzatmalarda) formula yordamida topilgan m_{tm} dan foydalanib, m_{te} aniqlanadi:

$$m_{te} = m_{tm} \frac{1}{1 - 0,5\psi_{be}}, \quad (229)$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1; d_{e2} = m_{te} z_2;$$



107-shakl. Konussimon g'ildiraklarda keltirilgan tishlar sonini aniqlashga doir sxema.



108-shakl. Konussimon g'ildirakli uzatmaning asosiy geometrik o'lchamlari.

Odatda, topilgan m_{te} qiymati eng yaqin standart qiymatga tenglashtiriladi. Aniqlangach, uzatmaning qolgan hamma geometrik o'lchamlari aniqlanadi. Buni 108-shakl va 37-jadvaldagi formulalar asosida bajarish mumkin.

37-jadval.

To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarning asosiy geometrik parametrlari

Parametrning nomi	Formular
Tashqi konuslik masofasi	$R_e = m_{te}z / 2 \sin \delta$
G'ildirak tishli kismining eni	$b = b \varpi = \varphi_{be} R_e; \varphi_{be} \leq 0,3$
O'rtacha konusli masofasi	$R_m = R_e - 0,5b$
Tashqi bulish aylanasi diametri	$d_e = m_{te}z$
Tishning tashqi balandligi	$h_e = 2m_{te} + c; c = 0,2m_{te}$
Tish kallagining tashqi balandligi	$h_{ae} = m_{te}$
Tish oyog'ining tashqi balandligi	$h_{fe} = h_e - h_{ae}$
Tish oyog'i burchagi	$tg \theta_{f1} = h_{fe1} / R_e;$ $tg \theta_{f2} = h_{fe2} / R_e;$
Boshlan'gich konus burchagi	$tg \delta_1 = z_1 / z_2; \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Tish uchi konusining burchagi	$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{f2}; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{f1}.$
Tish tubi konusining burchagi	$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}.$

To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Konussimon g'ildiraklar ham kontakt kuchlanish bo'yicha Gers formulasi asosida hisoblanadi. Buning uchun (210) formuladagi keltirilgan radius tishning o'rta kesimiga nisbatan quyidagicha topiladi:

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{1}{\rho_{v_1}} + \frac{1}{\rho_{v_2}} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{m1} \sin \alpha_\omega} \pm \frac{2 \cos \delta_2}{d_{m2} \sin \alpha_\omega} = \frac{2}{d_{m1} \sin \alpha_\omega} (\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u}).$$

Trigonometrik funksiyalarning o'zaro munosabatini va $u = tg \delta_2 = ctg \delta_1$ ekanligini e'tiborga olib, quyidagilarni yozish mumkin:

$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}};$$

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + tg^2 \delta_1}} = \frac{u}{\sqrt{1 + u^2}};$$

Demak:

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{2\sqrt{u^2 + 1}}{d_{m1} u \sin \alpha_\omega} \quad (230)$$

Tekshirishlar shuni ko'rsatadiki, tish sirtining egrilik radiusi ham, unga tushadigan kuch ham konus uchidan uzoqlashgan sari proporsional ravishda o'zgarib boradi. Shuning uchun tishning uzunligi bo'yicha hamma nuqtalardagi kontakt kuchlanish bir xilda bo'ladi. Demak, bu hisoblashni ham o'rta diametrga nisbatan bajarish mumkin. Bu xolda solishtirma yuklanish quyidagicha ifodalanishi mumkin (106-shakl):

$$q_{o'r} = \frac{q_{\max} + q_{\min}}{2} = \frac{F_t K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha}}{b_\omega \cos \alpha_\omega}; \quad (231)$$

Agar (230) va (231) formulalarni to'g'ri tishli silindrik g'ildiraklarni hisoblashdagi shunga o'xshash formulalar bilan taqqoslasak, $(u + 1)$ o'rniga $\sqrt{u^2 + 1}$ hosil bo'lganini ko'ramiz. Shuning uchun, silindrik g'ildirakli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash uchun quyidagi ko'rinishda ifodalash mumkin:

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq \sigma_{HP} \quad (232)$$

bu yerdagi Z_H, Z_M va Z_ε larning ma'nosi va qiymati (213) formuladagi kabidir.

Ilgari qayd qilinganidek, keltirilgan ko'rinishdagi formuladan mavjud tuzatmalarning kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamligini tekshirishda foydalaniladi. Yangi uzatmalarni loyixalash uchun qo'llaniladigan formulani (232) ifodadan keltirib chiqarish mumkin. Buning uchun ω_{Ht} ni F_t orqali ifodalab, $\psi_{bd} = b_\omega / d_{m1}$ ekanligini e'tiborga olgan xolda (232) tenglik d_{m1} ga nisbatan yechiladi:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_\omega} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} = \frac{2T_1}{\psi_{bd} \cdot d_{m1}^2} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha};$$

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1}{0,85 d_{m1}^3 \psi_{bd}} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{H\alpha} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}}$$

Agar $\sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 \cdot 2K_{H\nu} K_{H\alpha}} = K_d$ desak, quyidagini yozishimiz mumkin:

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u}} \text{ mm.} \quad (233)$$

Agar $d_{m1} = 2R_m / \sqrt{u^2 + 1}$; $R_m = R_e - 0,5b_\omega$ va $\psi_{be} = b_\omega / R_e$ hamda

$K_R = \sqrt[3]{(Z_H Z_M Z_\varepsilon)^2 \cdot 0,5K_{H\nu} K_{H\alpha} / 0,85}$ ekanligini e'tiborga olgan xolda (232) tenglikni tashqi konuslik masofasi R_e ga nisbatan yechsak, quyidagiga ega bo'lamiz:

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[(1 - 0,5\psi_{be}) \sigma_{HP}]^2 \psi_{be} \sigma_{HP}^2 u}} \text{ mm.} \quad (234)$$

(233) va (234) formulalarda ψ_{bd} shesternya enining o'rta diametriga nisbatini ifodalovchi koeffisienti, 0,3 ... 0,6 oralig'ida olinadi; ψ_{be} g'ildirak enining konuslik masofasiga nisbatini ifodalovchi koeffisient, $\psi_{be} \leq 0,3$ qilib olish tavsiya etiladi; K_R va K_d yordamchi koeffisientlar bo'lib, 35-jadvaldan olinadi; $K_{H\beta}$ konussimon g'ildirak eni bo'ylab yuklanishning taqsimlanishini e'tiborga oluvchi koeffisient, 99-shakldan olinadi.

Ma'lum diametr yoki konuslik masofasi asosida modul qiymatini quyidagi tartibda aniqlash mumkin:

$$b_\omega = \omega_{bd} \cdot d_{m1}; \quad tg \delta_2 = u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

$$d_{e1} = d_{m1} + b \sin \delta_1; \quad m_{te} = d_{e1} / z_1$$

Yoki

$$d_{e1} = 2R_e \sin \delta_1; \quad m_{te} = d_{e1} / z_1 \text{ va x.k.}$$

Modul m_{te} topilgach, standartdagi qiymat bilan moslashtirib, uzatmaning qolgan o'lchamlari aniqlanadi.

Shuni nazarda tutish kerakki, d_{e1} va d_{e2} ning aniq miqdori belgilab olingandan so'ng, R_e ning qiymati tekshirib ko'rilishi lozim. Bunda

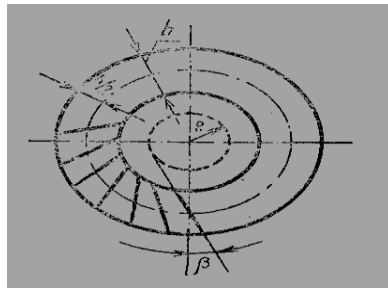
$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} \quad (235)$$

bo'lishi kerak.

Qiya tishli konussimon g'ildirakli uzatmalar. Odatda, uzatmadagi aylana tezlik $v > 3$ m/s bo'lsa, to'g'ri tishli konussimon g'ildiraklardan foydalanish ma'qul emas deb hisoblanadi, chunki oddiy usullar bilan tayyorlangan konussimon g'ildirakning sifati yetarli darajada yuqori bo'lmay, kamroq nagruzkaga chidaydi. Shuning uchun amalda tishlari qiya va doiraviy shaklda bo'lgan g'ildiraklardan ko'proq foydalaniladi. Qiya tishlar g'ildirak markazida joylashgan va radiusi e ga teng bo'lgan (109-shakl) biror aylanaga urinma bo'yicha yo'nalgan bo'lib, konus yasovchisi bilan - burchak hosil qiladi. Bunday tishlarni mavjud stanoklarda qirqish birmuncha noqulay va ko'p vaqt oladi. Shuning uchun tishlari doiraviy bo'lgan g'ildiraklardan ko'proq foydalaniladi (110-shakl). Bunday g'ildiraklarning zagotovkalariga tishlar aylanma harakat qilibturadigan keskichli moslama vositasida qirqiladi, shuning uchun ko'p vaqt ketmaydi. Bundan tashqari, doiraviy tishli uzatmalarning tezligi konussimon g'ildirakli boshqa xil uzatmalarnikiga qaraganda katta bo'lib, ko'p nagruzkaga chidaydi va ravon hamda shovqinsiz ishlaydi.

Bunday g'ildiraklar tishlarining qiyalik burchagi o'zgaruvchi bo'ladi, hisoblash uchun esa uning o'rtacha qiymatidan foydalaniladi. Odatda, β burchak (110-shakl) $35 \dots 40^\circ$ bo'ladi.

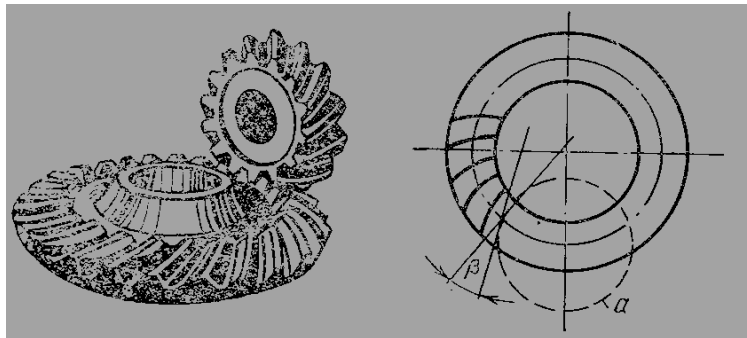
Tishi to'g'ri bo'lmagan konussimon g'ildiraklarni hisoblashda foydalaniladigan formulalar qiya tishli silindrik g'ildiraklarni hisoblash formulalari kabi xususiyatlarga ega. Masalan, eguvchi kuchlanish bo'yicha quyidagi formula asosida hisoblanadi:



109-shakl. Qiya tishli konussimon g'ildirakning sxemasi.

$$\sigma_F = Y_F Y_e Y_\beta \frac{\omega_{Ft}}{0,85 m_{nm}} \leq \sigma_{FP} \quad (236)$$

bunda Y_F ni grafikdan olishda tishlarning haqiqiy soniga emas, balki ekvivalent g'ildirak tishlarining soniga qaraladi. Biek vivalent (ikki marta keltirilgan) - konussimon g'ildirak silindrik g'ildirakka, so'ngra qiya tishli g'ildirak to'g'ri tishlikka keltirilgan - g'ildirak tishlarining soni



110-shakl. Doiraviy qiya tishli konussimon g'ildirakli uzatma.

$$z_{Vn} = z / (\cos \delta \cdot \cos^3 \beta) \quad (237)$$

bo'ladi.

Y_e va Y_β ni aniqlash ilgari bayon etilganidek bajariladi; formuladagi m_{nm} o'rta kesimdagi normal

modul'. O'rtta kesimdagi g'ildirak o'qiga tik yuza bo'yicha o'lchangan modul $m_{tm} = m_{nm} / \cos \beta$; m_{tm} ga binoan g'ildirak geometrik o'lchamlarini belgilaydigan tashqi modul m_{te} ni aniqlash uchun quyidagi munosabatlardan foydalaniladi:

$$d_m = m_{tm}z; \quad d_e = d_m \frac{R_e}{R_e - 0,5b}; \quad m_{te} = d_e / z \quad (238)$$

Mavjud qiya tishli konusaviy gildirakli uzatmalarning kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamligi ham (232) formula vositasida tekshiriladi. Yangi uzatmalar esa (233) yoki (234) formulalar asosida loyixalanadi. Faqat bunday xollarda qiya tishli uzatmalar uchun Z_H, Z_ε, K_d va K_R koeffisientlarning qiymati to'g'ri tishli uzatmalardagidan farq qilishini nazarda tutish kerak. Ko'rsatilgan koeffisientlarni tegishli jadvallardan tanlashda yoki formula bilan aniqlashda qiya tishli g'ildiraklarga taaluqli ifodalardan foydalanish lozim.

Ilashish nuqtasiga ta'sir etuvchi kuchlar quyidagicha aniqlanadi:

$$F_{t1} = 2T_1 / d_{m1} - \text{aylana kuch:} \quad (239)$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_\omega \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \sin \delta_1) - \text{radial kuch; (240)}$$

$$F_{x1} = \frac{F_{t1}}{\cos \beta} (\operatorname{tg} \alpha_\omega \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cdot \cos \delta_1) - \text{o'q bo'ylab yo'nalgan kuch (241)}$$

Oxirgi ikki formulada qavs ichidagi ishoraning qanday bo'lishi qiya tishning hamda aylanma harakatning yo'nalishiga bog'liq. Agar g'ildirakning katta yon tomonidan kuzatilganda aylanma harakat yo'nalishi bilan tishning qiyaligi bir xil bo'lsa, (240) formulaga (-) ishorasi, aks holda (+) ishorasi qo'yiladi. Aylanma harakat yo'nalishi bilan tishning qiyaligi har xil bo'lsa, (241) formulada (-) ishorasi, aks holda esa (+) ishorasi ishlatiladi.

Nuqtaviy ilashish bilan ishlaydigan uzatma (M. L. Novikov uzatmasi) haqida qisqacha ma'lumot

Hozirgi vaqtda tishli g'ildiraklar uchun, asosan, 1760 yilda rus olimi L.Eyler talif etgan evol'ventaviy ilashish sistemasi qo'llaniladi. Bunday ilashish bir qator afzalliklarga ega bo'lish bilan birga, ayrim kamchiliklardan ham xoli emas. Jumladan:

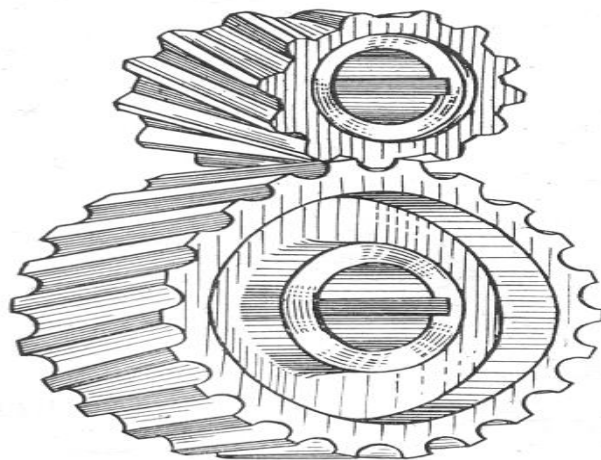
a) tish sirtining egrilik radiusi katta bo'lmaganligidan qo'yiladigan nagruzka cheklangan; b) ishqalanishga sarflanadigan quvvat nisbatan katta; v) ilashish chiziqli bo'lmaganligi uchun turli noaniqliklarning uzatma ishiga ko'rsatadigan salbiy ta'siri nisbatan yuqori.

Ko'rsatilgan kamchiliklarni bartaraf qilish maqsadida har xil izlanishlar o'tkazildi. Bu izlanishlar natijasida taklif etilgan yangiliklardan eng muximi nuqtaviy ilashish bilan ishlaydigan uzatma M.L.Novikov uzatmasidir. Nuqtaviy ilashma evol'ventaviy ilashmadan tubdan farq qiladi. Ma'lumki, evol'ventaviy ilashmada hamma ilashish nuqtasi birlashtirilsa, ilashish tekisligi hosil bo'ladi. Agar bu tekislik g'ildirakning yon tomoni tekisligi bilan kesishtirilsa, ilashish chizig'i hosil bo'ladi. Nuqtaviy ilashmada esa ilashish tekisligi bo'lmay, faqat ilashish chizig'i bo'ladi. U ham val o'qiga parallel joylashgan bo'lib, yon tekislik bilan kesishganda nuqta hosil qiladi. Ilashishda bo'lgan ikki tish sirtlari shu nuqtalardan o'tayotganda bir-biriga tegadi. Demak, bunday uzatmalar faqat qiya tishli bo'lishi mumkin. Aks holda ilashish nuqtaviy bo'lmaydi. Shuning uchun hozirgi vaqtda ishlatilayotgan Novikov uzatmalarida g'ildirak tishlarining yo'nalishi vintsimon bo'lib, tish sirtining shakli markazi ilashish nuqtalariga to'g'ri keladigan aylana yoyidan iborat.

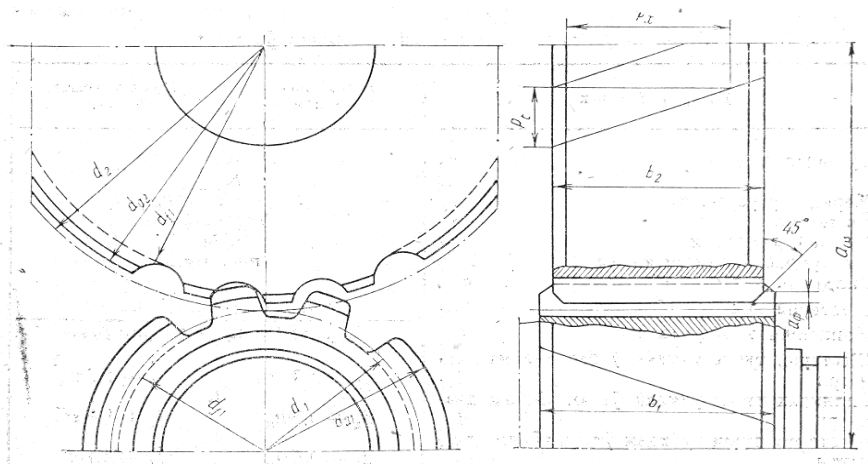
Hozirgi vaqtda Novikov uzatmasining ikki xili mavjud: bir ilashish chiziqli (normal MN 4229 - 63) va ikki ilashish chiziqli (GOST 15023 - 69). Bir ilashish chiziqli uzatmalardagi g'ildiraklardan birining (aksariyat shesternyaning) tishi qabariq, ikkinchisidiki esa ana shu qabariq tish o'rnashadigan botiqlikdan iborat bo'ladi (111-shakl).

Odatda, qabariq tish boshlang'ich aylananing butunlay tashqarisida, botiq tish esa ichkarisida joylashgan bo'ladi. Boshqacha qilib aytganda, shesternyaning tishi faqat tish kalligidan, gildirakning

tishi esa uning oyog'idan iborat (112-shakl).



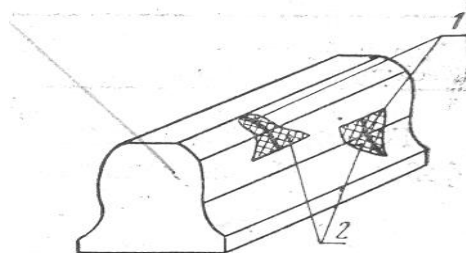
111-shakl. Novikov uzatmasi.



112-shakl. Novikov uzatmasining tuzilishi.

Ikki ilashish chizigili Novikov uzatmasidagi (113-shakl) shesternya va g'ildirak tishlarining kallagi bo'rtiq, oyog'i esa botiqlikdan iborat (113-shakl)

Uzatmaning geometrik o'lchamlarini 38-jadvalda keltirilgan munosabatlar vositasida aniqlash mumkin.



1- kantakt chizigi

2- kantakt yuzasi

113-shakl. Ikki ilashish chizig'ili g'ildirak.

So'nggi yillarda o'tkazilgan kuzatishlar Novikov uzatmasidan quyidagi hollarda: a) Gabarit

o'lchamlari katta va detallarining bikrligi yetarli darajada yuqori bo'lgan uzatmalarda; b) Markazlararo masofasi o'zgaras qiymatga ega bo'lgan uzatmalarda; v) Tish sirtining kattikligi NV - 350 gacha bo'lgan xollarda foydalanish ma'qul ekanligini ko'rsatdi.

Garchi bu uzatmalarda bir qator afzalliklar bo'lsa-da, ulardan keng ko'lamda foydalanish mumkin bo'lmayotganligining asosiy sababi shuki, bunday uzatma tayyorlashda va detallarini yig'ishda aniqlik darajasiga haddan tashqari yuqori talablar qo'yiladi. Novikov uzatmalari ham, asosan, tishlarining sinishi hamda tish sirtining uvalanishi natijasida ishlash qobiliyatini yo'qotadi.

38-jadval.

Novikov uzatmasining asosiy geometrik o'lchamlari.

Nom va belgisi		Bir ilashish chizigili	Ikki ilashish chizigili
Bulish aylanasi	d_1 d_2	$m_t z_1$ $m_t z_2$	
Markazlararo masofa	a_{σ}	$0,5m_t(z_1 + z_2)$	
Yon modul	m_t	$m_n / \cos \beta$	
Faska balandligi	a_{ϕ}	$0,7 m_n$	
O'q bo'ylab o'lchangan kadam	p_x	$\pi m_n / \sin \beta$	
Gildirak eni	$b_{\sigma 2}$	$\varepsilon_{\beta} p_x$	
Shesternya eni	$b_{\sigma 1}$	$b_{\sigma 2} + (0,4 \dots 1,5) m_n$	
Koplanish koeffisienti	ε_{β}	$b_{\sigma 2} \sin \beta / (\pi m_n) \approx 2 b_{\sigma 2} \sin \beta / \pi m_n$	
Shesternya tishi uchidan o'tgan aylana diametri	d_{a1}	$d_1 + 2,3 m_n$	$d_1 + 1,8 m_n$
Gildirak tishi uchidan utgan aylana diametri	d_{a2}	$d_2 - 0,3 m_n$	$d_2 + 1,8 m_n$
Shesternya tishi tubidan utgan aylana diametri	d_{f1}	$d_1 - 0,5 m_n$	$d_1 - 2,1 m_n$
Gildirak tishi tubidan utgan aylana diametri	d_{f2}	$d_2 - 2,6 m_n$	$d_2 - 2,1 m_n$

Shuning uchun bunday uzatmalar tishlarini eguvchi va kontakt kuchlanishga hisoblash asosida loyixalanadi. Amalda Novikov uzatmasi, V.N.Kudryavcev va M.N.Ivanov tavsiyasiga binoan, quyidagi tartibda loyixalanishi mumkin.

1. Dastavval g'ildiraklar uchun material tanlab, δ_{Hp} ning qiymati aniqlanadi.

So'ngra 39-jadvaldan g'ildirak enining diametr bo'yicha koeffisienti ψ_{bd} aniqlanadi.

39-jadval.

Nagruzka xarakteri	Gildiraklarning tayanchga nisbatan joylashuvi
--------------------	-----------------------------------------------

	simmetrik	nosimmetrik	konsol`
Deyarli o'zgarimas	$\leq 1,7$	$\leq 1,4$	$\leq 0,8$
Keskin o'zgaruvchan	$\leq 1,4$	$\leq 1,5$	$\leq 0,6$

Berilgan T_1 , u va aniqlangan δ_{HP} va ψ_{bd} larning qiymatidan foydalanib, shesternya diametri d_1 va eni $b_{\omega 1}$ topiladi:

$$d_1 \approx 580 \sqrt[3]{\frac{(u+1)T_1}{u\psi_{bd}\delta^2 Hp}} \text{ mm} \quad (242)$$

bu yerda T_1 - burovchi moment, Nm; u -uzatish soni; δ_{HP} - ruxsat etilgan kuchlanish, MPa.

$$b_{\omega 1} = d_1 \psi_{bd} \text{ mm.}$$

2. Shesternya tishlarining soni z_1 tanlanadi. Bunda $z_1=13 \dots 20$ Bo'lishi tavsiya etiladi. Tanlangan z_1 va aniqlangan d_1 qiymatidan foydalanib, modulning taxminiy qiymati topiladi:

$$m_n = d_1 / z_1 \text{ mm.}$$

Topilgan m_n qiymati GOST 14186 - 69 da berilgan qiymatga moslashtiriladi.

3. Qoplanish koeffisienti ε_β ning qiymati tanlanadi. Uni 1,1; 2,1 va 3,1 qilib olish tavsiya etiladi. Aniqlangan ε_ϕ, m_n va $b_{\omega 1}$ dan foydalanib qiyalik burchagi ε_β topiladi:

$$\sin \beta = (\varepsilon_\beta \pi m_n) / b_{\omega 1}$$

4. Normal modul` va qiyalik burchagining qiymatidan foydalanib, geometrik o'lchamlarni aniqlash uchun zarur bo'lgan yon modul` topiladi:

$$m_t = m_n / \cos \beta$$

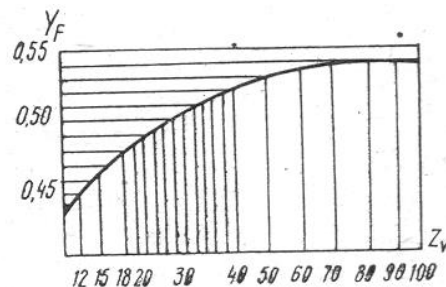
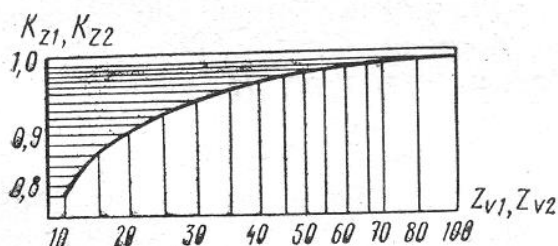
m_t ma'lum bo'lgach, uzatmaning qolgan geometrik o'lchamlari 38-jadvalda keltirilgan munosabatlar asosida hisoblab chiqariladi.

5. Uzatmaning geometrik o'lchamlari aniqlangach uning mustahkamlig kontakt va eguvchi kuchlanishlar bo'yicha tekshiriladi. Buning uchun quyidagi formulalardan foydalaniladi:

$$[T_1] = 4,16 \frac{z_1 m_n^{2,4} K_z \varepsilon'_\beta c}{K_{H\beta} K_{HV} \sin \beta} \left(\frac{\delta_{HP}}{100} \right)^2 \sqrt{\frac{d_1 u}{u+1}} \geq T_1 \quad (243)$$

$$[T_1] = 0,55 \frac{z_1 m_n^3 Y_F \varepsilon'_\beta c K_P}{K_{F\beta} K_{FV} K_m} \delta_{FP} \geq T_1 \quad (244)$$

bu yerda $[T_1]$ - loyixalangan uzatmadagi shesternyaning uzata olishi mumkin bo'lgan burovchi moment, Nm; T_1 - shu momentning hisobiy qiymati, Nm; δ_{HP} va δ_{FP} - kontakt va eguvchi kuchlanish bo'yicha ruxsat etilgan kuchlanishlar, MPa; m_n - normal modul`, sm (40-jadval); $K_z = 0,5 \cdot (K_{z1} + K_{z2})$ - tishlar sonining koeffisienti, bunda K_{z1} va K_{z2} larning qiymati ekvivalent tishlar soni z_{v1} va z_{v2} ga bog'liq ravishda 114-shaklda keltirilgan grafik asosida belgilanadi; ε'_β tanlab olingan ε_β ga eng yaqin bo'lgan butun son (masalan, $\varepsilon_\beta=2,1$ bo'lsa, $\varepsilon'_\beta=2$ bo'ladi); c - ilashish chizig'ining soni; Y_F - tish shaklining koeffisienti, 115-shakldan olinadi; d_1 shesternya diametri, m;



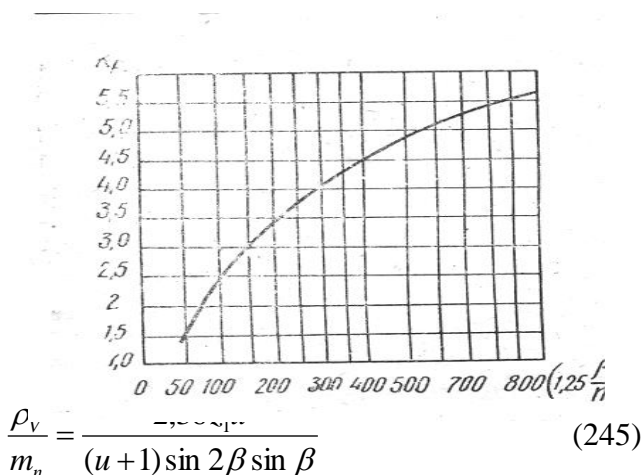
114- shakl

115- shakl

40-jadval

$m_{n,mm}$		$m_n^{2,4}$ (m_n, sm)	K_m
1-qator	2-qator		
2,5	2,8	0,0359	0,91
3,15		0,0471	0,93
4	3,55	0,0625	0,95
	4,5	0,0833	0,975
5	5,6	0,111	1
6,3		0,147	1,025
8	7,1	0,190	1,05
	9	0,249	1,075
10	9	0,333	1,1
		0,440	1,125
63gacha davom etadi	9	0,585	1,15
		0,776	1,175
		1,0	1,2

$H_{H\beta}$ va $K_{H\beta}$ notekislik koeffisientlari, 99-shakldan olinadi; $K_{uv} \approx K_{Fv}$ dinamikaviy koeffisientlar, 1 ... 1,2 qilib olish mumkin; K_m - masshtab koeffisienti, 40-jadvaldan olinadi; K_p - tishning hisobiy uzunligini e'tiborga oluvchi koeffisient, keltirilgan egrilik radiusiga bog'liq, 116-shakldan olinadi, bu yerda:



Xulosa: Vallarning geometrik o'qlari ixtiyoriy burchak bilan kesishganda konussimon g'ildiraklardan foydalaniladi. Ko'pincha bu burchak 90° bo'ladi. Konussimon g'ildiraklar tayyorlash silindrik g'ildiraklar tayyorlashga qaraganda birmuncha murakkab bo'lib, tishlar qirqish uchun maxsus asbob va stanoklardan foydalanishga to'g'ri keladi. Konussimon g'ildiraklarni talab etilgan

aniqlik bilan yig'ish ham qiyin. Konussimon g'ildiraklar ko'pincha harakatni 90° ga burish uchun ishlatiladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Konussimon g'ildirakli uzatmi deb nimaga aytiladi?
2. Konussimon g'ildirakli uzatmalarda vallar bir-biriga nisbatan qanday joylashadi?
3. Konussimon g'ildirakli uzatmalarning uzatish soni qanday topiladi?
4. To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalar eguvchi kuchlanish bo'yicha qanday hisoblanadi?
5. To'g'ri tishli konussimon g'ildirakli uzatmalar kontak kuchlanish bo'yicha qanday hisoblanadi?
6. Navikov uzatmasining ishlash prinsipini tushintiring?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Jo'rayev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboyev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboyev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

13-mavzu. Planetar uzatmalar va ularni hisoblashdagi xususiyatlar.

Reja:

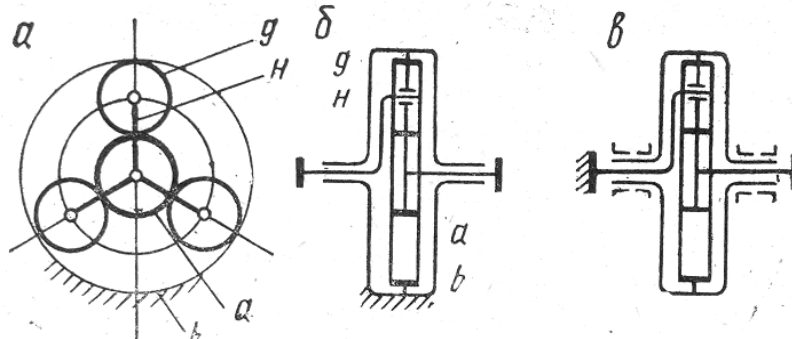
- 1. Umumiy ma'lumot.**
- 2. Uzatmaning kinematikasi.**
- 3. Uzatmaning hisobi.**
- 4. To'lqinsimon uzatmalar.**
- 5. Vintaviy hamda gipoid uzatmalar haqida qisqacha ma'lumot.**
- 6. Tishli uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash.**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Planetar uzatmalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, planetar uzatmalarni sanoatga qo'llash shart-sharoitlari bilan tanishish, planetar uzatmaning kinematikasi, uzatmani hisoblashni o'rganish, to'lqinsimon uzatmalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, vintaviy hamda gipoid uzatmalar haqida ma'lumotga ega bo'lish, tishli uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlashni o'rganish.

Tayanch iboralar: Planetar uzatma, differensial uzatma, to'lqinsimon uzatma, vintaviy uzatma, gipoid uzatma, ruxsat etilgan kuchlanish, to'lqinlar soni, sikllar soni, sitellit uzatish soni, uzatma tarkibi, g'ildirak, ichki tish, sirtqi tish, rolik.

Tarkibida qo'zg'aluvchan tokka o'rnatilgan tishli g'ildiraklari bo'lgan uzatma *planetar uzatma* deyiladi. Odatda, bunday uzatma markaziy g'ildirak a , uning atrofida vodila N vositasida o'z o'qi bilan birga harakatlanadigan g'ildirak - satellit g hamda asosiy g'ildirak b dan tuzilgan bo'ladi. (117-shakl).

Satellitlarning markaziy g'ildirak atrofidagi harakati planetar harakatiga o'xshash bo'lganligidan, bunday uzatmalar planetar uzatmalar deb ataladi. Uzatmadagi g'ildiraklardan b qo'zgalmas bo'lganda harakatni a dan N ga yoki N dan a ga; N qo'zgalmas bo'lganda esa a dan b ga yoki b dan a ga uzatish mumkin.



Agar uzatmadagi hamma g'ildiraklar qo'zgaluvchan bo'lsa, b ning harakatini a va N ga yoki a va N ning harakatini b ga uzatish mumkin, ya'ni planetar uzatmalarda ikki val harakatini bitta valga va, aksincha, bir val harakatini ikki valga taqsimlab uzatish imkoniyati mavjud. Planetar uzatmalarning bunday xili *differensial* uzatma deyiladi. Bu hol planetar uzatmalarning asosiy afzalliklaridan biridir. Bunday uzatmalarning yana bir afzalligi shundaki, ularning og'irligi nisbatan kam bo'lib, ancha ixchamdir. Buning sabablari qo'yidagilardir:

a) stellitlar soni 1 dan 72 tagacha bo'lib, uzatilayotgan quvvat ular orasida taqsimlanadi; natijada har bir tishga tushadigan nagruzka bir necha marta kamayadi;

b) uzatish sonining katta bo'lganligi ko'p pog'onali uzatmalar ishlatishdan voz kechishga imkon beradi;

v) uzatmaning tarkibida, ko'pincha, ichki tishli g'ildirak bo'lganligidan, uzatma nagruzkasini yanada oshirish imkoniyati tug'iladi;

g) ko'pincha satellitlar g'ildirakka nisbatan simmetrik joylashganliklari uchun ularda paydo bo'ladigan kuchlarning ayrimlari o'zaro muvozanatlashadi, natijada tayanchga tushadigan nagruzka kamayadi. Bu hol bekorga sarflanadigan quvvatni kamaytirib, tayanchlarning tuzilishini soddalashtirishga imkon beradi.

Yuqorida aytilgandan tashqari, planetar uzatmalar ravon va kam shovqin bilan ishlaydi. Uzatma tarkibida anchagina detallar bo'lishi va ularni tayyorlash hamda yig'ishda yuqori aniqlik darajasi talab etilganligi planetar uzatmalarning asosiy kamchiligi hisoblanadi. Biroq bu uzatmalarning mavjud afzalliklari tufayli, ulardan mashinasozlik, stanoksozlik va asbobsozlikda keng ko'lamda foydalanilmoqda.

Uzatmaning kinematikasi. Planetar uzatmaning kinematikasini aniqlash uchun Villis usulidan foydalaniladi. Bu usul vodiloning hayolan to'xtatilishiga asoslangan. Agar 117-shaklda keltirilgan planetar uzatmada vodilo to'xtatib qo'yilgan deb faraz qilinsa, harakat a g'ildirakdan parazit shesternyalar orqali b ga uzatiladigan oddiy mexanizm hosil bo'ladi. Bu mexanizm tishli g'ildiraklarining aylanishlar chastotasi vodilo to'xtatilmagan holatdagi aylanishlar chastotasi bilan to'xtatilgan holatdagi aylanishlar chastotasi ayirmasi orqali ifodalanadi. Agar b qo'zg'almas bo'lib, harakat a dan N ga uzatilayotgandagi uzatish sonini u_{aH}^b bilan belgilasak, u holda, hosil bo'lgan mexanizm uchun:

$$u_{ab}^H = \frac{n_a - n_H}{n_b - n_H} = -\frac{z_b}{z_a} \quad (246)$$

bo'ladi, chunki satellitlar bu yerda parazit shesternyalar vazifasini o'taydi.

(246) ifodadagi manfiy ishora yetakchi zveno a bilan yetaklanuvchi b qarama-qarshi tomonga aylanishini ($u < 0$ ekanligini) ko'rsatadi. Agar bu zvenolar bir tomonga qarab aylansa, bu ishora

musbat ($u > 0$) bo'ladi. Endi (246) munosabatdan haqiqiy mexanizm uchun foydalansak,

$$\frac{n_b - n_H}{-n_H} = -\frac{z_b}{z_a}; \quad -\frac{n_a}{n_H} + 1 = -\frac{z_b}{z_a};$$

yoki
$$u_{aH}^b = \frac{n_a}{n_H} = 1 + \frac{z_b}{z_a} \quad (247)$$

va shunga o'xshash

$$u_{Ha}^b = \frac{n_H}{n_a} = \frac{1}{u_{aH}^b} = \frac{z_a}{z_a + z_b} \quad (248)$$

bo'ladi; bu yerda $u_{aH}^b - b$ qo'zgalmas bo'lib, harakatning a dan H ga, $u_{Ha}^b - b$ qo'zgalmas bo'lib, harakatning N dan a ga uzatilishini ifodalovchi uzatish sonlari.

Satellitlarning aylanishlar soni qo'yidagi munosabatdan aniqlanadi:

$$\frac{n_a - n_H}{n_g - n_H} = u_{aH}^g = -\frac{z_g}{z_a} \quad (249)$$

Bu ifodadan n_g ni topish uchun n_a va a_H berilgan bo'lishi lozim.

Bordi-yu a qo'zgalmas ($n_a=0$) bo'lsa, u holda

$$\left. \begin{aligned} u_{bH}^a &= \frac{n_b}{n_H} = 1 + \frac{z_a}{z_b} \\ u_{Hb}^a &= \frac{n_H}{n_b} = \frac{z_b}{z_b + z_a} \end{aligned} \right\} \quad (250)$$

bo'ladi.

Satellitlarning muvozanat sharti asosida, g'ildiraklarga ta'sir etuvchi kuchlarni aniqlash mumkin (118-shakl):

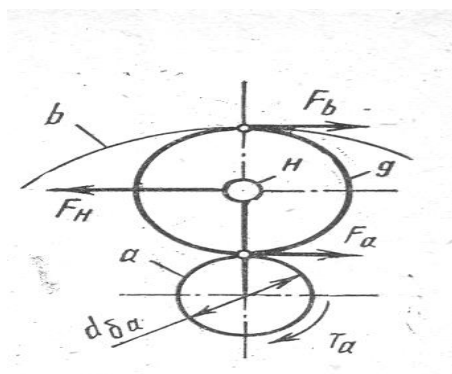
$$F_a = F_b \quad \text{va} \quad F_H = -2F_a$$

$$F_a = \frac{2T_a K_H}{dC}, \quad (251)$$

bu yerda C - satellitlar soni; K_H - nagruzkaning satellitlararo notekis taqsimlanishini hisobga oluvchi koeffisient. Bu koeffisientning qiymati satellitlarning tayyorlanishidagi aniqlik darajasi va soniga bog'liq. Masalan, $C=3$ bo'lsa, $K_H = 1,1 \dots 1,2$ deb qabul qilinadi.

Planetar uzatmalarning turlari juda ko'p. Shulardan eng ko'p ishlatiladigani yuqorida ko'rib chiqilgan 3 satellitli planetar uzatmadir. Bunday uzatmalar uzatish soni $u=1,3 \dots 8$ oralig'ida qilib loyihalangani ma'qul. U holda $\eta = 0,97 \dots 0,99$ bo'ladi.

Planetar uzatmalarda silindrik g'ildiraklardan tashqari, konussimon g'ildiraklar ham ishlatiladi. Shu bilan birga ular to'g'ri va qiya tishli bo'lishi mumkin.



118-shakl. Planetar uzatmalardagi kuchlanish.

Uzatmaning hisobi

Planetar uzatmalarni hisoblash uchun oddiy tishli uzatmalarni hisoblashda ishlatiladigan formulalardan foydalaniladi. Buning uchun ilashishda bo'lgan ikki g'ildirak bir pog'ona uzatma sifatida ko'riladi. Odatda bir xil materialdan tayyorlangan ichki ilashish bilan ishlaydigan uzatmalarning mustahkamligi doimo tashqi ilashish bilan ishlaydigan uzatmalarnikidan ortiq bo'ladi, chunki ilashishda bir emas, bir nechta tish bo'ladi. Shuning uchun planetar uzatmalarning hamma g'ildiragi bir xil materialdan tayyorlangan bo'lsa, ularning markaziy g'ildiragi a va satelliiti g dan tuzilgan uzatma hisoblansa kifoya. Bu g'ildiraklar uchun belgilangan modul tashqi g'ildirak b uchun ham qabul qilinadi. Planetar uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda tish shaklining koeffitsienti Y_F (196) formula vositasida hisoblanadi. Kontakt kuchlanish asosida loyixalashda satelliitlarning soni va K_H koeffitsientni inobatga olish kerak, ya'ni

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} K_H}{\psi_{bd} \delta_{Hp}^2 C} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \text{ mm}, \quad (252)$$

bu yerda $\psi_{bd} = b_w / d_1 \leq 0,75$ qilib olinadi. Planetar uzatmalardagi g'ildirak tishlarini, satelliitlar sonini va qolgan o'lchamlarini belgilashda qo'yidagi munosabatlarning bajarilishini ta'minlash lozim:

$$d_a / 2 + d_g = \frac{d_b}{2}; \quad z_g = (z_b - z_a) / 2 \quad (253)$$

Bundan tashqari, $(z_a + z_b) / C$ butun son bo'lishi kerak. Yondosh satelliitlar orasida zarur oraliq bo'lishi uchun qo'yidagi shartlar bajarilishi lozim:

$$2\left(\frac{d_a}{2} + \frac{d_g}{2}\right) \sin \frac{\pi}{C} > 2\left(\frac{d_g}{2} + m\right)$$

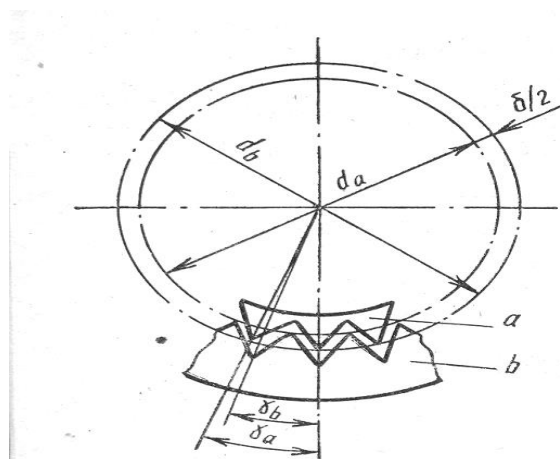
yoki

$$(z_a + z_g) \sin \frac{\pi}{C} > (z_g + 2) \quad (254)$$

To'lqinsimon uzatmalar

Bu uzatmalar tishli uzatmalarning bir turi bo'lib, ularning ishlash prinsipi ilashishda bo'lgan g'ildiraklardan birining to'lqinsimon deformatsiyalanishiga asoslangan.

119-shakl. To'lqinsimon uzatma g'ildiraklari.



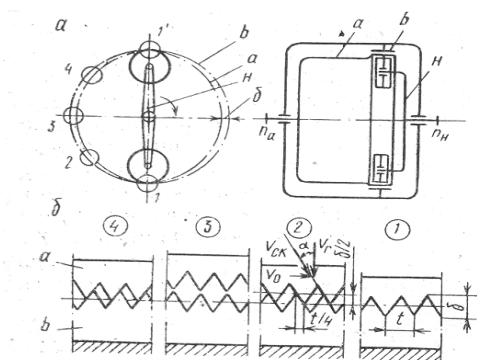
119-shaklda bunday uzatmalarning ikkita asosiy elementi; b-ichki tishli bikr gildirak va a - sirtqi tishli elastik g'ildirak ko'rsatilgan.

Ichki gildirakning bo'lish diametri d_a sirtqi g'ildirakning bo'lish diametri d_b dan δ qadar kichik bo'lib tayyorlanadi, ya'ni $d_b - d_a = \delta$ bo'ladi. G'ildiraklarning bo'lish aylanasi bo'yicha o'lchangan qadami ρ bir xil qilib tayyorlansa, tishlar soni har xil bo'ladi, chunki $z_b \rho > z_a \rho$

Bu degan so'z har bir qadamga to'g'ri keladigan burchak g'ildiraklar uchun har xil bo'ladi demakdir, ya'ni

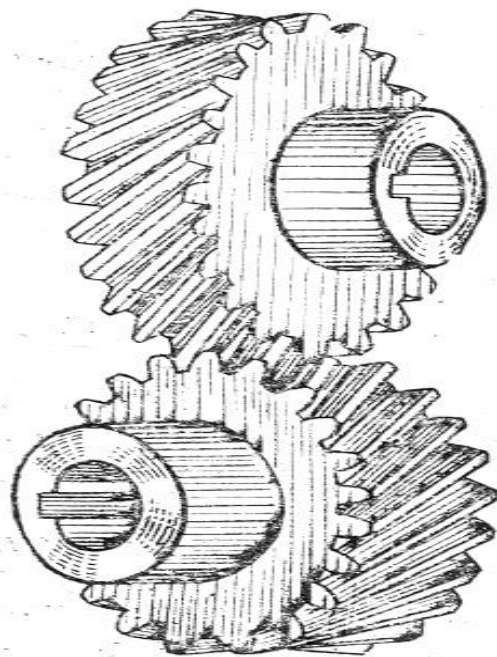
$$\gamma_a = \frac{360^\circ}{z_a} \quad \text{va} \quad \gamma_b = \frac{360^\circ}{z_b} \quad (255)$$

Uzmatlarni tashkil qiluvchi detallardan yana biri uchlariga roliklar o'rnatilgan vodilo H dir (120-shakl). Uning sirtqi diametri elastik g'ildirakning ichki diametridan δ qadar katta qilib tayyorlanadi. Shuning uchun vodilo elastik g'ildirak ichiga joylashtirilganda u ellips shaklini oladi. N vodilo aylanganda uning roliklari elastik g'ildirakning shaklini shunday o'zgartirib boradiki, uning deformasiyasi aylana bo'ylab harakatlanayotgan to'lqinni eslatadi. Shuning uchun ham bunday uzatmalar tulqinsimon uzatmalar deb atalgan.



120-shakl. To'lqinsimon uzatmaning ishlashi.

To'lqinsimon uzatmalarda ishlatiladigan tishlarning optimal shakli haqidagi masala hali to'la o'rganilgan emas. Hozirgi vaqtda asosan uchburchaklik shaklidagi tishlardan foydalaniladi. G'ildirakning har xil nuqtasida tishlar har xil fazada ilashadi. Agar tishlarning balandligini δ belgilasak, u holda 1-nuqtada (120- shakl) tishlar butun balandligi bo'yicha, 2-nuqtada yarim balandligi bo'yicha ilashishda bo'ladi. 3-nuqtada esa ular ilashishdan butunlay chiqib, 4-nuqtada yana yarim balandligi bo'yicha, lekin tish yonining boshqa tomoni bilan ilashishga kirishadi. Shunday qilib, birinchi nuqtada elastik a g'ildirak tishining uchi sirtqi b g'ildirak tishining tubida bo'ladi, 3-nuqtada tishlarning uchi bir-biriga to'g'ri keladi. Demak, vodilo



aylananing choragini o'tganda tishlar o'z o'rnini yarim tishga, yarmini o'tganda bir tishga, bir aylanganda esa ikki tishga o'zgartiradi. Shuning uchun sirtqi g'ildirak tishlarining soni elastik g'ildirak tishlarining sonidan 2 ta ortiq qilib tayyorlanadi. Demak, vodilo to'la bir aylanganda ichki g'ildirak ikki tishga, ya'ni ikki qadamga siljiydi. Odatda, uzatmadagi to'lqinlar soni vodilo uchiga o'rnatilgan roliklar soniga, bu esa, g'ildirak tishlari sonining ayirmasiga teng qilib olinadi:

$$z_b - z_a = i$$

bu yerda i - to'lqinlar soni. Umumiy holda

$$z_b - z_a = K_z i \quad (256)$$

bo'ladi, bu yerda K_z - butun son.

Odatda g'ildiraklardan biri qo'zgalmas bo'ladi. Agar ichki g'ildirak qo'zgalmas bo'lsa, u holda vodilo bir aylanganda sirtqi b g'ildirak $K_z i$ tishga siljiydi. Boshqacha qilib aytganda, g'ildirakni bir marta aylantirish uchun, vodilo $z_b / K_z i$ ta aylanishi kerak.

Shunday qilib, planetar va to'lqinsimon uzatmalar haqida yuqorida aytilganlarga binoan, a qo'zgalmas bo'lib, harakat H dan b ga uzatilayotgan bo'lsa, uzatish soni qo'yidagicha ifodalanishi mumkin:

$$u_{Hb}^a = \frac{n_H}{n_b} = \frac{z_b}{K_z i} = \frac{z_b}{z_b - z_a} = \frac{d_b}{d_b - d_a} = \frac{d_b}{\delta}$$

b qo'zg'almas bo'lganda esa:

$$u_{Ha}^b = -\frac{n_H}{n_a} = -\frac{z_a}{K_z i} = -\frac{d_a}{d_b - d_a} = -\frac{d_a}{\delta} \quad (257)$$

bo'ladi. Demak, d_b ma'lum bo'lsa, uzatish soni, asosan δ ga bog'liq bo'lar ekan. Umumiy holda, uzatma g'ildiraklarining tishlari soni istalgancha bo'lishi mumkin. Agar $K_z \rightarrow \infty$ bo'lsa, $\delta \rightarrow 0$ bo'ladi va uzatma friksion uzatmaga aylanadi.

δ ning qiymatini kichraytirish hisobiga uzatish sonini juda katta qiymatlarga (bir pog'onadan 1000 gacha) yetkazish mumkin. Bu to'lqinsimon uzatmalarning afzalliklaridan biridir. Bundan tashqari, to'lqinsimon uzatmalarda bir vaqtning o'zida bir necha tish ilashishda bo'lib, ular bir-biriga chiziq bo'yicha emas, balki tish sirtining yuzasi bo'yicha tegib turadi (urinadi). Bu hol kichik o'lchamli uzatma vositasida katta nagruzkalarni uzatishga imkon beradi. Biroq to'lqinsimon uzatma

uchun detallar tayyorlash ancha murakkab. Ayniqsa, elastik g'ildirak uchun material tanlash qiyin. Bundan tashqari, to'lqinsimon uzatmalarning foydali ish koeffisienti nisbatan kichik (0,75 ... 0,85).

Vintaviy hamda gipoid uzatmalar haqida qisqacha ma'lumot

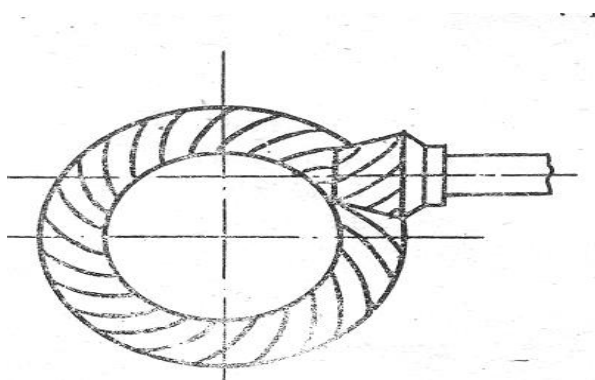
Bunday uzatmalar o'qlari ayqash vallar orasida ishlatiladi. Bu uzatmalarning vallari o'zaro kesishmaydi hamda bir-biridan ma'lum masofada joylashgan bo'ladi. Shuning uchun, vallarning istalgan tomonga uzaytirilishi va tayanchlar soni istalgancha bo'lishi mumkin, ya'ni ularda harakatni bir valdan bir necha valga uzatish imkoniyati mavjud.

Vintaviy hamda gipoid uzatmalar nisbatan kam ishlatiladi. Shuning uchun qo'yida ular haqida ma'lumot berish bilan chegaralanamiz.

Vintaviy uzatmalar qiya tishli g'ildiraklardan tuzilgan bo'ladi (121-shakl).
121-shakl. Vintaviy uzatma.

Tishlarning qiyaligi vint chizig'i yo'nalishida, ularning ilashishi esa nuqtaviy bo'ladi. Bu hol hamda tishlar sirtida hosil bo'ladigan ishqalanish kuchining katta bo'lishi tishlarning nisbatan tez yeyilishiga olib keladi. Demak, bu uzatmalarning katta nagruzka bilan ishlashi ma'qul emas. Shuning uchun ulardan, asosan kinematik nuqtai nazardan zarur bo'lgan hollardagina foydalaniladi.

Gipoid uzatmalar qiya tishli konussimon g'ildirakdan tuzilgan bo'ladi (122-shakl).



122-shakl. Gipoid uzatma.

Lekin konuslarning uchlari bir joyga tog'ri kelmaydi. Vallar o'qlarining ayqashish burchagi ko'pincha 90^0 bo'ladi.

Gipoid uzatmalarning vintaviy uzatmalardan asosiy farqi shuki, gipoid uzatmalar chiziqli ilashish bilan ishlaydigan qilib tayyorlanishi mumkin. Bundan tashqari, gipoid uzatmalarda hosil bo'ladigan sirpanish tezligi vintaviy uzatmalardagiga qaraganda kichik. Shuning uchun vintaviy uzatmalarnikidan ko'ra ortiq nagruzka berish mumkin. Gipoid uzatmalardan avtomobillarda va ba'zi yigiruv mashinalarida foydalaniladi. Bu uzatmalarda tish sirti yemirilishining oldini olish uchun maxsus moydan (gipoid moyidan) foydalanish tavsiya etiladi. Bunday hollarda gipoid uzatmalar odatdagi konussimon g'ildirakli uzatmalarnikidan ham katta nagruzka bilan ishlashi mumkin. Bu uzatmalarning asosiy kamchiligi shundaki, ular uchun detallar tayyorlash va detallarni yig'ishda aniqlik darajasiga yuqori talablar qo'yiladi. Gipoid uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash, shartli ravishda, konussimon g'ildirakli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash kabidir.

Tishli uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash

Ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash haqidagi umumiy ma'lumotlar mazkur darslikning boshlanish qismida keltirilgan edi. Bu yerda tishli uzatmalar uchungina taalluqli bo'lgan ayrim

ma'lumotlar keltiriladi. Tishli uzatmalarni eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanishni qo'yidagicha aniqlash mumkin:

$$\sigma_{FP} = \sigma'_{FP} K_{FL} \quad (258)^*$$

bu yerda σ'_{FP} asos sifatida tavsiya etilgan sikllar soni N_{FO} ni ta'minlaydigan ruxsat etilgan eguvchi kuchlanish, MPa, 41-jadvaldan σ'_{FP} ning tavsiya etilgan qiymatini tanlab olish mumkin; K_{FL} chidamlilik koeffisienti, hisoblash eguvchi kuchlanish bo'yicha bajarilganda qo'yidagicha aniqlanadi:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{FO} / N_{FE}}, \quad (259)$$

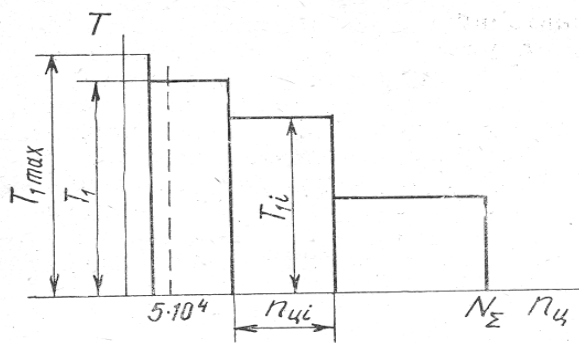
bu yerda N_{FO} - odatdagi chidamlilikka ruxsat etilgan kuchlanishni aniqlashda asos qilib olingan sikllar soni (aksariyat $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ qilib olinadi), uni 41-jadvaldan olish mumkin; N_{FE} - kuchlanish o'zgarish siklining ekvivalent miqdori; agar nagruzka o'zgarmas sikl bilan ta'sir etsa:

$$N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 t_c n, \quad (260)$$

bu yerda t_c - uzatmaning soat hisobida ifodalangan xizmat muddati. Agar nagruzka 123-shaklda ko'rsatilganidek, vaqt o'tishi bilan pog'onali o'zgarib tursa,

$$N_{PE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_i / T_1)^{m_F} \cdot n_{ui} / N_{\Sigma}] \quad (261)$$

bo'ladi, bu yerda T_i nagruzka grafigining i pog'onasida ta'sir etuvchi burovchi moment.



123- shakl.

Nagruzka siklining yig'indisi $N_{\Sigma} = \sum n_{ui}$ bunda $n_{ui} - T_i$ moment ta'sir etgan vaqt ichidagi sikllar soni:

$$n_{ui} = 60 t_{ci} n_i$$

Ildiz ko'rsatkichi m_F tish sirtining qattiqligi $NV \leq 350$ bo'lgan po'lat g'ildiraklar uchun 6 ga, $NV > 50$ bo'lgan po'lat va chuyan g'ildiraklar uchun 9 ga teng qilib olinadi. $N_{FE} \geq N_{FO}$ bo'lgan holarda $K_{FL}=1$ deb qabul qilinadi. Shuni nazarda tutish kerakki, $m_F=6$ bo'lganda $K_{FL} \leq 2,08$ va $m_F=9$ bo'lganda $K_{FL} \leq 1,63$ bo'lishi kerak.

Tishli uzatmalarni kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashda ruxsat etilgan kuchlanish qo'yidagicha topiladi:

$$\sigma_{HP} = \sigma'_{HP} K_{HL} \quad (262)$$

bu yerda σ'_{HP} - asos sifatida tavsiya etilgan sikllar sonini ta'minlaydigan ruxsat etilgan kontakt kuchlanish, 41-jadvaldan olinadi, K_{HL} chidamlilik koeffisienti:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{N_{HO} / N_{HE}} \quad (263)$$

N_{HO} va N_{HE} ning ma'nosi N_{FO} va N_{FE} ga o'xshash.

Agar nagruzka pog'onali o'zgarsa:

$$N_{HE} = N_{\Sigma} \sum_i [(T_{ii}/T_1)^3 \cdot (n_{ii}/N_{\Sigma})] \quad (264)$$

bu yerdagi harflarning ma'nosi (261) formuladagi harflarnikiga o'xshashdir. $N_{HE}/N_{HO} > 1$ bo'lganda $K_{HL} = 1$ qilib olinadi. Hajm bo'yicha toblangan po'lat g'ildiraklar uchun $K_{HL} \leq 2,6$ faqat sirti toblangan g'ildiraklar uchun $K_{HL} \leq 1,8$ bo'lishi kerak. Aksariyat $N_{HE} = 60t_C n > N_{HO} = 6 \cdot 10^7$ bo'ladi. Shuning uchun ko'pincha $\sigma_{HP} = \sigma'_{HP}$ qilib olinadi.

41-JADVAL.

Tishli g'ildiraklar uchun ishlatiladigan ba'zi materiallar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar

Po'latning markasi	Termik ishlanishi	Kattikligi NV yoki HRC	Ruxsat etilgan kuchlanishlar		
			σ_{FP}, MPa		σ'_{np}, MPa
			Gildiraklar faqat bir tomonga aylanadi	G'ildiraklar ikki tomonga aylanadi	
45 po'lati	Yaxshilangan	NV-240...280	195	130	600
40X po'lati	Normallangan	NV-210...230	200	130	550
	Yaxshilangan	NV-240...280	230	180	650
40XH po'ati	Yaxshilangan	NV-260...300	270	200	1000
20X po'ati	Toblanib jilolangan	HRC-52...62	280	210	1100
12XH3 po'lati	Toblanib jilolangan	HRC-56...62	330	250	1150
Chuyan SCh 15-32	---	HRS-187...225	115	80	550
Tekstolit	---	NV-30...50	40	40	45
DSP	---	NV-30...50	50	50	50
Poliamid	---	NV-14...15	30	30	42

Xulosa: Tarkibida qo'zg'aluvchan o'qqa o'rnatilgan tishli g'ildiraklari bo'lgan uzatma planetar uzatma deyiladi. To'lqinsimon uzatmalar tishli uzatmalarning bir turi bo'lib, ularning ishlash prinsipi ilashishda bo'lgan g'ildiraklardan birining to'lqinsimon deformatsiyalanishiga asoslangan. Bunday uzatmalar sanoatda kam ishlatiladi, chunki bular o'ziga xos kamchiliklarga ega. Bular faqat maxsus joylardagina ishlatiladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Planetar uzatma deb nimaga aytiladi?
2. Differensial uzatma deb nimaga aytiladi?
3. Planetar uzatmalarning kinematikasi haqida ma'lumot bering?
4. Planetar uzatmaning hisobi haqida nimalar bilasiz?
5. To'lqinsimon uzatma deb nimaga aytiladi?
6. Vittaviy hamda gipoit uzatmalar haqida ma'lumot bering?
7. Tishli uzatmalar uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar qanday aniqlanadi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.

4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov “Mashina detallari” kursidan materiallar to’plami. O’qituvchi. 1990 yil.
R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov “Mashina detallarini loyihalash” Fan. Toshkent. 1997 yil.

14-mavzu. Chervyakli uzatmalar.

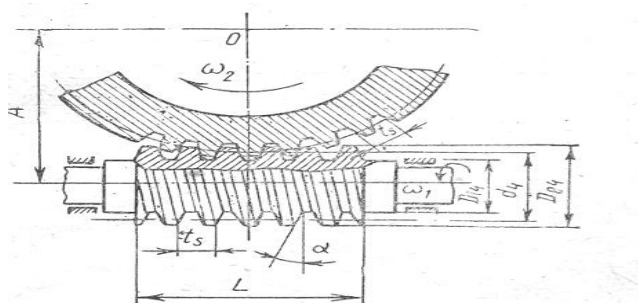
Reja:

1. Umumiy ma’lumotlar.
2. Uzatmaning geometriyasi va kinematikasi.
3. Uzatmaning foydali ish koeffitsienti.
4. Chervyakli uzatmada hosil bo’ladigan kuchlar.

Ushbu mavzuni o’zlashtirishdan maqsad: Chervyakli uzatmalar haqida to’liqroq ma’lumotga ega bo’lish, ularni sanoatda qo’llanilish tartibi bilan tanishish, chervyakli uzatmaning kinematikasi va geometriyasi bilan tanishish, chervyakli uzatmalarning foydali ish koeffitsienti haqida tushunchaga ega bo’lish, chervyakli uzatmada hosil bo’ladigan kuchlarni o’rganish.

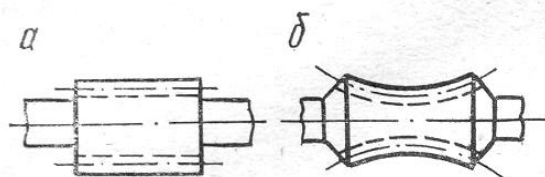
Tayanch iboralar: Chervyakli uzatma, Arximed chervyagi, eval’ventaviy chervyak, konvolyutaviy chervyak, chervyak razbasi, radial kuch, vintaviy chiziq, uzatish soni, bo’lish diametri, tish uchi diametri, chervyakning nisbiy diametri, tish tubi diametri.

Chervyakli uzatmalar vallarning o’qlari ayqash bo’lgan hollarda ishlatiladi. Ayqashlik burchagining qiymati har xil bo’lishi mumkin. Biroq amalda, u asosan, 90^0 bo’ladi. Bunday uzatma alohida shaklli chervyak g’ildiragi bilan rez’bali val chervyakdan tuziladi. (129-shakl). Chervyakli uzatmaning ishlash prinsipi vintli juftning ishlash prinsipi kabidir. Bunday uzatmaning afzlliklari jumlasiga qo’yidagilar kiradi: a) tuzilishi oddiy, o’zi esa ixcham bo’lib, bir pog’onaning o’zida uzatish soni katta bo’ladi; b) ravon va shovqinsiz ishlaydi; v) o’zi tormozlanuvchi qilib tayyorlanishi mumkin; g) ishonchli ishlaydi. Kamchiliklari jumlasiga: a) foydali ish koeffitsientining nisbatan kichikligi; b) g’ildirak tishlarining tez yeilishi; v) g’ildirak uchun qimmatbaho metall (bronza) ishlatish zarurligi kiradi.



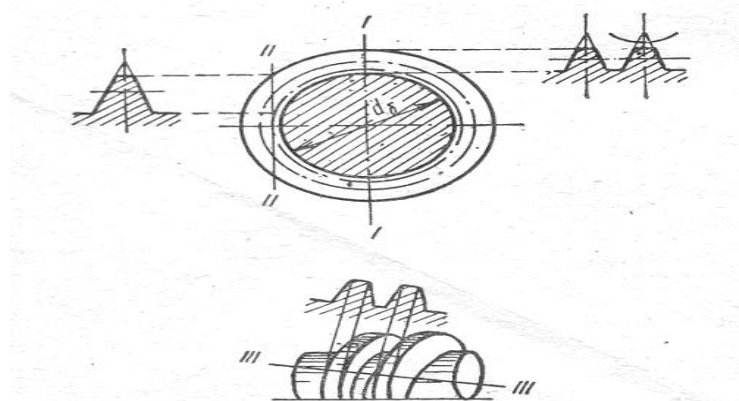
129 - shakl. Chervyakli uzatma.

Chervyakli uzatmalar, chervyak tanasining tuzilishiga qarab, silindrik va globoid (130-shakl); chervyak o'ramlarining shakliga qarab, arximed, evol'venta, konvolyuta shaklli; chervyakning g'ildirakka nisbatan egallangan o'rniga qarab, chervyagi pastda, yonida, tepada joylashgan; o'rab turadigan korpusi bor-yo'qligiga qarab, ochiq va yopiq; vazifasiga qarab esa kuch va moment uzatadigan yoki kinematik jixatdan foydalaniladigan turlarga bo'linadi.



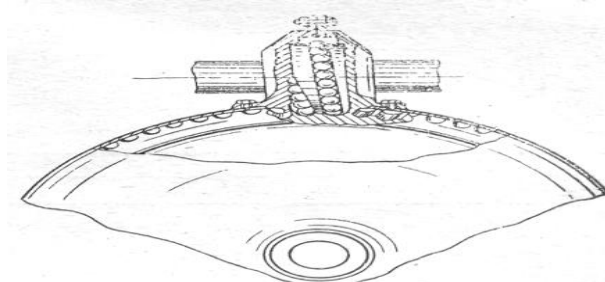
130-shakl. Silindrik va globoid chervyak.

Agar chervyak o'z o'qiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan shaklning izi Arximed spiraliga o'xshash bo'lsa, bu chervyak Arximed chervyagi deb, agar hosil bo'lgan iz evol'ventaga o'xshash bo'lsa, evol'ventaviy chervyak deb ataladi. Hosil bo'lgan shaklning izi qisqartirilgan yoki cho'zilgan evol'ventaga o'xshagan bo'lsa, bunday chervyak konvolyutaviy chervyak deyiladi. Arximed chervyagi o'z o'qi bo'ylab o'tadigan tekislik bilan kesilsa, hosil bo'lgan o'ram profili (ko'ndalang kesimi) teng yonli trapeciya shaklida bo'ladi. O'ram profili uchun xuddi shu xildagi trapesiya evol'ventaviy chervyak uning asosiy aylanasiga urinma tekislik bilan kesilganda va konvolyutaviy chervyak o'ram yo'nalishiga tik tekislik bilan kesilganda hosil bo'ladi. (131-shakl).



131- shakl. Chervyak turlari.

So'nggi yillarda dumalab ishkalanish prinsipida ishlaydigan chervyakli uzatmalar ham paydo bo'ldi. Bunday uzatma chervyagining o'ramlari orasida dumalaydigan shariklar joylashgan bo'lib, g'ildirak tishlari shu shariklarga moslashtirilgan uyiqcha tarzida tayyorlanadi. (132-shakl).



139 - shakl. Dumalab ishqalanish asosida ishlaydigan chervyakli uzatma.

Hozirgi vaqtda mashinasozlikda, asosan, Arximed chervyaklaridan foydalaniladi, chunki bunday chervyaklar odatdagi tokarlik stanoklarida tayyorlanishi mumkin. Chervyak g'ildiragi, ko'pincha, chervyak shaklidagi freza bilan tayyorlanadi. Ayrim hollarda bu maqsadda qisqichlardan ham foydalanish mumkin. Chervyak shaklidagi freza huddi chervyakning o'ziga o'xshash bo'lib, faqat sirtqi diametri haqiqiy chervyak diametridan ikki radial oraliqcha katta bo'ladi.

G'ildirak zagotovkasiga tishlar qirqish jarayonida kesuvchi asbob bilan zagotovkaning harakati uzatmadagi chervyak va g'ildirakning o'zaro harakati kabi bo'ladi. Qirqishning bunday usuli chervyakning asosiy geometrik o'lchamlarini standartlashtirish imkonini beradi (GOST 2144-76) GOST 3675-56 ga ko'ra chervyakli uzatmalar tayyorlash uchun 12 ta aniqlik darajasi belgilangan. Kinematika nuqtai nazaridan yuqori aniqlik bilan ishlashi talab qilingan uzatmalarni 3,4,5 va 6-aniqlik darajasi bilan, kuch va moment uzatish uchun mo'ljallangan uzatmalarni esa 5,6,7,8 va 9-aniqlik darajasi bilan tayyorlash tavsiya etiladi.

UZATMANING GEOMETRIYASI VA KINEMATIKASI

Chervyakli uzatmalarda ham, tishli uzatmalardagidek, boshlang'ich, bo'lish, ichki va sirtqi diametrlar uzatmaning asosiy geometrik parametrlaridir. Bu uzatmalarning tishli uzatmalardan farqi shuki, ulardagi aylana tezliklarning yo'nalishi tishli uzatmalardagidek bir-biriga mos bo'lmay, ayqashlik burchagi ostida kesishadi. Ilashmaning qadami sifatida reykaning chervyak o'qi bo'ylab o'tgan tekislik bilan kesilganda hosil bo'lgan qadami ρ_x (129-shakl), modul sifatida esa shu qadamning (ρ_x ning) π ga nisbati olinadi.

Chervyakning umumiy tuzilishi hamda ishlashi trapesiyaodal profili vintnikiga o'xshaydi. Uning rez'basini ham bir kirimli yoki ko'p kirimli bo'lishi mumkin. Kirimlar soni z_1 bilan belgilanadi va uni 1 ... 4 oralig'ida qilib olish tavsiya etiladi. Arximed chervyagi uchun geometrik parametrlar va ularning qiymatlari qo'yidagicha topiladi; $\alpha = 20^\circ$ - o'q bo'ylab o'tkazilgan kesimdagi profil burchagi; $m = \rho_x / \pi$ bo'yicha aniqlangan modul;

$q = d_1 / m$ - chervyakning nisbiy diametri, uning qiymati, m qarab, 47-jadvaldan olinadi.

47-jadval.

m va q ning tavsiya etiladigan qiymatlari (GOST 2144-76)

m	2,0	2.5	3.15	4.0	5.0	6.3	8	10	12.5	16	20
q	10	10	10	10	10	8	8	8	8	8	8
	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	10	10	10	10	10
	16	16	16	16	16	16	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5

$d_1 = qm$ - bo'lish diametri (129-shakl);

$d_{a1} = d_1 + 2m$ - sirtqi diametri;

$d_{f1} = d_1 - 2,4m$ - ichki diametri; b_1 - chervyakning o'ramlar qirqilgan qismi uzunligi; b_1 ning qiymati 48-jadvaldagi ifodalar yordamida aniqlanadi.

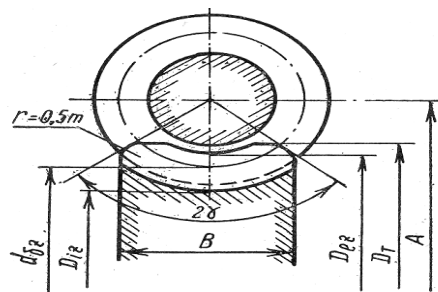
48-jadval

Siljitish koeffisienti	Cherviyakning qirimlari soni, z_1	
	1 - 2	3 - 4

0	$b_1 \geq (11 + 0,06 z_2)$ m	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 z_2)$ m
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06 z_2)$ m	$b_1 \geq (9,5 + 0,09 z_2)$ m
-1,0	$b_1 \geq (10,5 + z_1)$ m	$b_1 \geq (10,5 + z_1)$ m
0,5	$b_1 \geq (11 + 0,1 z_2)$ m	$b_1 \geq (12,5 + 0,1 z_2)$ m
1,0	$b_1 \geq (12 + 0,1 z_2)$ m	$b_1 \geq (13 + 0,1 z_2)$ m

Chervyak g'ildiragining o'lchamlari (133-shakl) qo'yidagicha aniqlanadi: $d_2 = mz_2$ bo'lish diametri; $d_{a2} = d_2 + 2m$ – tish uchi diametri; $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ – tish tubi diametri.

G'ildirakning eni b_2 va sirtqi diametri d_{T2} qiymatlari 49-jadval asosida belgilanadi.



133- shakl. Chervyak g'ildiragining geometrik o'lchamlari.

49-jadval

z_1	1	2...3	4
d_{T2}	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
b_2	$\leq 0,75 d_{a1}$		$\leq 0,67 d_{a1}$

Chervyak g'ildiragining tishi chervyak tanasini yoy bo'ylab $2\delta = 100^\circ$ burchak ostida qamrab turadi. Tishlar sonini $z_2 \geq 28$ qilib olish tavsiya etiladi.

Markazlararo masofa:

$$a_\omega = 0,5m(q + z_2) \quad (270)$$

Uzatmaga o'zgartirish kiritish g'ildirak tishlarini o'zgartirishdan iborat bo'ladi, chervyak esa tuzatilmaydi. Shuning uchun chervyakning o'lchamlari deyarli o'zgarmaydi. Faqat boshlang'ich diametri kattalashib $d_{\omega 1} = (q + 2x)m$ bo'ladi. Agar a_ω ma'lum bo'lsa, siljitish koeffitsienti qo'yidagicha aniqlanadi.

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{a_\omega}{m} - 0,5(q + z_2) \\ a_\omega &= 0,5m(q + z_2 + 2x) \end{aligned} \right\} \quad (271)$$

O'zgartirish natijasida chervyak g'ildiragining diametrlari qo'yidagicha o'zgaradi:

$$\left. \begin{aligned} d_{a2} &= m(z_2 + 2 + 2x) \\ d_{f2} &= m(z_2 - 2,4 + 2x) \end{aligned} \right\} \quad (272)$$

G'ildirakning qolgan o'lchamlari o'zgarmaydi. Odatda, o'zgartirish koeffitsienti $x = \mp 1$ qilib olinadi.

Chervyak g'ildiragining hamda chervyak boshlang'ich aylanasining aylana tezliklari har xil

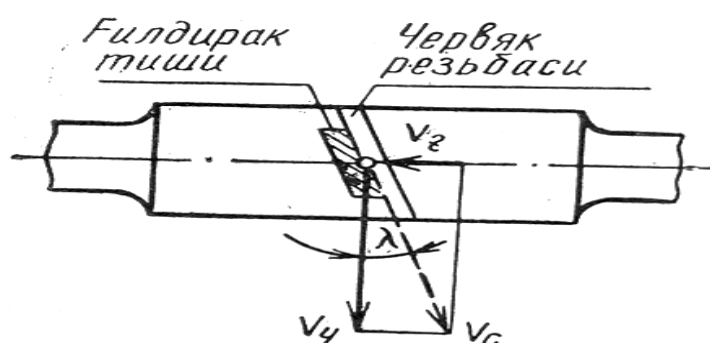
bo'lib, bir-biri bilan 90° burchak hosil qiladi. Shuning uchun chervyakli uzatmalarda uzatish sonini boshlang'ich aylanalarning diametrlari orqali ifodalab bo'lmaydi:

$$u \neq \frac{d_2}{d_1}$$

Agar chervyak bir qirimli qilib tayyorlangan bo'lsa, u bir marta aylanganda, g'ildirak o'z o'qi atrofida bitta tishga mos burchakka buriladi. Demak, g'ildirakning bir marta to'la aylanishi uchun chervyak g'ildirak tishlarining soni qancha bo'lsa, shuncha aylanishi kerak. Boshqacha qilib aytganda, bir qirimli chervyak bilan ishlaydigan uzatmaning uzatish soni g'ildirak tishlarining soniga teng. Ikki qirimli chervyak bilan ishlaganda esa uzatish soni g'ildirak tishlarining sonidan ikki marta kichik bo'ladi.

Shunday qilib, chervyakli uzatmalarda uzatish soni qo'yidagicha bo'ladi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (273)$$



134 shakl. Chervyakli uzatmada sirpanish tezligini topishga doir sxema.

Kirimlar soni z_1 ko'pincha, bir yoki ikkiga teng bo'lganligi uchun bir pog'onali chervyakli uzatmaning uzatish soni juda katta qiymatga ega bo'lishi mumkin. Odatda, kuch va moment uzatish uchun mo'ljallangan uzatmalarda $u = 10 \dots 60$; asbob hamda mexanizmlarning kinematik sxemalarida $u=300$ va undan ham ortiq bo'lishi mumkin. Harakatda bo'lgan chervyakning o'ramlari g'ildirak tishlarining yon sirtida sirpanadi. Sirpanish tezligi v_s chervyakning vint chizig'iga urinma ravishda yo'nalgan bo'ladi. Uning qiymatini chervyak va g'ildirak aylana tezliklarining qiymatlaridan foydalanib aniqlash mumkin (134-shakl):

$$v_s = \frac{\sqrt{v_1^2 + v_2^2}}{\cos \gamma} = \frac{v_1}{\cos \gamma} \quad (274)$$

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}; \quad \frac{v_2}{v_1} = \operatorname{tg} \gamma$$

bu yerda γ - chervyak vintaviy chizig'ining ko'tarilish burchagi. Odatda, $\gamma=30^\circ$ bo'lganligi uchun v_2 doimo v_1 dan v_s esa v_s dan kichik bo'ladi. Shu sababli, tishlar tez yeiladi va uzatmaning foydali ish ko'ffisienti nisbatan kichik bo'ladi. γ ning qiymatini qo'yidagi tenglikdan ham aniqlash mumkin:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\rho_x z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{m z_1}{m q} = \frac{z_1}{q} \quad (275)$$

Uzatmaning foydali ish ko'ffisienti. Chervyakli uzatmaning foydali ish ko'ffisienti vintli juftning foydali ish ko'ffisienti aniqlangani kabi aniqlanadi:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} \quad (276)$$

Demak, chervyakli uzatmaning ko'ffisientini vintaviy chiziqning ko'tarilish burchagi γ ni oshirish (qirimlar sonini ko'paytirish) yoki ishqalanish burchagi ρ ni (ya'ni ishqalanish ko'ffisienti f ni) kamaytirish hisobiga oshirish mumkin.

Tajribadan ma'lum bo'lishicha, o'z vaqtida yaxshi moylab turilgan sharoitda ishqalanish ko'ffisienti

asosan sirpanish tezligi v_s ga bog'lik bo'ladi (50-jadval)

50-jadval

Ishqalanish koeffisienti f va ishqalanish burchagi ρ ning sirpanish tezligi v_s ga bog'likligi (chervyak po'latdan, g'ildirak bronzadan).

v_s , m/s	f	ρ
0,1	0,08...0,9	4°34'...5°09'
0,25	0,065...0,075	3°43'...4°17'
0,5	0,055...0,065	3°09'...3°43'
1	0,045...0,055	2°35'...3°09'
1,5	0,04...0,05	2°17'...2°52'
2	0,035...0,045	2°00'...2°35'
2,5	0,03...0,04	1°43'...2°17'
3	0,028...0,035	1°36'...2°00'
4	0,023...0,03	1°26'...1°43'
7	0,018...0,026	1°02'...1°29'
10	0,016...0,024	0°55'...1°22'
15	0,014...0,020	0°48'...1°09'

Chervyakli uzatmalar loyihalashda foydalanish uchun zarur bo'lgan FIK ning o'rtacha qiymati 51-jadvalda keltirilgan.

51-jadval

z_1	1	2	3	4
η	0,7...0,75	0,75...0,82	0,82...0,87	0,87...0,92

Uzatmaning o'lchamlari belgilangandan so'ng FIK ning aniq qiymati (276) formula yordamida topiladi. Odatda, chervyak yetakchi bo'ladi, lekin harakatni g'ildirakdan chervyakka uzatish ham mumkin. Bunday hollarda FIK

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \rho)}{\operatorname{tg}\gamma} \quad (277)$$

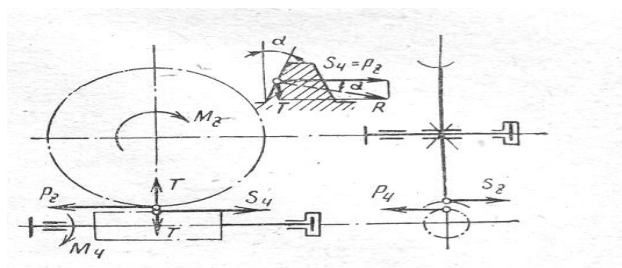
bo'ladi. Ko'rinib turibdiki, $\gamma \leq \rho$ qilib olinsa, $\eta' < 0$ bo'ladi. Demak, bunday hollarda harakatni g'ildirakdan chervyakka uzatib bo'lmaydi, ya'ni uzatma o'zi tormozlanadigan juftga aylanadi. Chervyakli uzatmalarning bu xususiyatlaridan ko'tarish mashinalari va shu kabi mexanizmlardan foydalaniladi.

Tabiiyki, o'zi tormozlanadigan chervyakli uzatmalarda $\gamma \leq \rho$ bo'lganligi uchun (276) ifodaga ko'ra, ularning FIK ortig'i bilan 0,5 ga teng bo'lishi mumkin.

Chervyakli uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar. Ishlayotgan uzatmaning chervyak va g'ildiragida aylana, radial va o'q bo'ylab yo'nalgan kuchlar paydo bo'ladi. Chervyakdagi aylana kuch miqdor jihatidan g'ildirakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga teng bo'lib, qo'yidagi ifodadan aniqlanadi (135-shakl):

$$F_{r1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{x2} \quad (278)$$

G'ildirakdagi aylana kuch esa chervyakdagi o'q bo'ylab yo'nalgan kuchga teng:



135- shakl. Chervyakli uzatmadagi kuchlar.

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{x1} \quad (279)$$

Uzatmadagi radial kuch qo'yidagicha bo'ladi:

$$F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \quad (280)$$

Chervyak va g'ildirakdagi burovchi momentlar o'zaro qo'yidagicha bog'langan:

$$T_2 = T_1 u \eta \quad (281)$$

Xulosa: Chervyakli uzatmalar mavzusini o'rganish davomida chervyak uzatmalar haqida umumiy ma'lumot olindi. Chervyakli uzatmalar vallarning o'qlari ayqash bo'lgan hollarda ishlatiladi. Ayqashlik burchagining qiymati har xil bo'lishi mumkin. Biroq amalda, u asosan, 90° bo'ladi. Chervyakli uzatmalar katta tezlikni uzata olmasada, lekin juda katta quvvatlarni uzata olish qobiliyati bilan sanoatda o'zining munosib o'rniga ega.

Takrorlash uchun savollar:

1. Chervyakli uzatma deb nimaga aytiladi?
2. Chervyakli uzatmalarning sanoatdagi o'rni qanday?
3. Chervyakli uzatmalar qanday afzalliklarga ega?
4. Chervyakli uzatmalar qanday kamchiliklarga ega?
5. Chervyakli uzatmaning geometriyasi va kinematikasi haqida ma'lumot bering?
6. Chervyakli uzatmaning FIK qanday hisoblanadi?
7. Chervyak uzatmada hosil bo'ladigan kuchlar?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.

15-mavzu. Chervyakli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.

Reja:

- 1. Umumiy ma'lumot.**
- 2. Uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash.**
- 3. Uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash.**
- 4. Chervyakli uzatmalar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar.**
- 5. Plastmassalarning chervyakli uzatmalarda ishlatilishi.**
- 6. Uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash.**
- 7. Globoid uzatmalar haqida qisqacha ma'lumot.**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Uzatmaning mustahkamligini hisoblash nima ekanligini o'rganish, uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblashni o'rganish, uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblashni o'rganish, chervyakli uzatmalar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar bilan tanishish, plastmassalarning chervyakli uzatmalarda ishlatilishini o'rganish, uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash haqida tushunchaga ega bo'lish, globoid uzatmalar haqida ma'lumotga ega bo'lish.

Tayanch iboralar: Mustahkamlik chegarasi, kontakt kuchlanish, eguvchi kuchlanish, ruxsat etilgan kuchlanish, uzatmaning qizishi, globoid uzatmalar, issiqlik chiqish koeffitsienti, kontakt chiziq, g'ildirak, elastiklik moduli.

Chervyakli uzatmalarda tish sirtining yeilish va yulini chikish hollari ko'prok sodir bo'ladi. Buning sababi shuki, bunday uzatmalarda sirpanish tezligi katta bo'ladi va bu tezlikning yo'nalishi kontakt chizig'iga nisbatan noqulay joylashadi. Ma'lumki, sirpanish tezligi kontakt chizig'iga tik yo'nalganda ishqalanishning oldini olish eng qulay bo'ladi. Chervyakli uzatmalarda esa bunday emas. Shuning uchun g'ildirak tishlari tez yeiladi va chervyaka qaraganda yumshok materialdan

tayyorganligi uchun undagi tishlarning sirti aste-sekin yulinib, chervyak sirtiga yopisha boradi. Bunday emirilishning oldini olish uchun uzatmada antifrikcion materiallardan foydalaniladi va hisoblash asosan kontakt kuchlanish bo'yicha olib boriladi, eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash chervyakli uzatmalar uchun yordamchi usuldir.

Uzatmani kontakt kuchlanish bo'yicha hisoblash

Tishli uzatmalarni kontakt kuchlanishga hisoblashda asosiy formula sifatida foydalanilgan ifoda

$$\sigma_n = \sqrt{\frac{q_{ch} E_v}{\rho_v \cdot 2\pi(1-\nu^2)}} \quad (282)$$

chervyakli uzatmalar uchun ham o'z kuchini saqlaydi. Arximed chervyagi uchun o'q bo'ylab o'tgan tekislikda hosil bo'lgan o'ram kesimi to'g'ri chiziq bo'lgani uchun uning egrili radiusi cheksizga teng. Shuning uchun keltirilgan egrilik radiusi ρ_v ni aniqlashda chervyak o'ramining sirti e'tiborga olinmaydi, chervyak g'ildiragini esa odatdagi qiya tishli silindrik g'ildirak deyish mumkin. Shuning uchun

$$\frac{1}{\rho_v} = \frac{2\cos^2 \gamma}{d_2 \cdot \sin \alpha} \quad (283)$$

bo'ladi. Qiya tishli uzatmalardagi singari, chervyakli uzatmalarda ham uzunlik birligiga to'g'ri keladigan kuch qo'yidagicha ifodalanadi.

$$q_{ch} = \frac{F_n}{l_\Sigma} = \frac{F_{t2}}{l_\Sigma \cos \alpha \cos \gamma} = \frac{2T_2 360^0}{d_2 \pi d_1 2\delta \varepsilon_\alpha \xi' \cos \alpha} \quad (284)$$

bu yerda $l_\Sigma = \frac{\pi d_1 2\delta}{\cos \gamma 360^0} \varepsilon_\alpha \xi'$ kontakt chizig'ining minimal uzunligi (132-shakl) ε_α o'q bo'yicha olingan qoplanish koeffisienti; ξ' g'ildirak tishi sirtining chervyak o'rami sirtiga tegib turishi to'la bo'lmasligi natijasida kontakt chizigi uzunligining kichrayishini hisobga oluvchi koeffisient.

Elastiklik modulining keltirilgan qiymati qo'yidagicha bo'ladi:

$$E_v = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (285)$$

bu yerda E_1 va E_2 -chervyak va g'ildirak materialining elastiklik moduli. Aniqlangan qiymatlarni e'tiborga olib hamda $\alpha = 20^0$; $2\delta = 100^0$; $\varepsilon_\alpha = 1,82$;

$E_1 = 2,15 \cdot 10^5$ MPa (po'lat uchun) $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ (bronza va chuyan uchun) deb kabul kilib, (282) formulani ilgarigidek soddalashtirsak, qo'yidagi ifoda kelib chiqadi:

$$\sigma_n = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q+1}{a_\omega}\right)^3 T_2 K_n} \leq \sigma_{nr} \text{ MPa} \quad (286)$$

yoki

$$\sigma_\omega = (z_2/q+1)^3 \sqrt{\left[\frac{170}{(z_2/q)\sigma_{nr}}\right]^2 T_2 K_n} \text{ mm} \quad (287)$$

bu yerda T_2 -g'ildirakdagi burovchi moment, N*mm; $K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta$ yuklanish koeffisienti (1,1 ... 1,4) oralig'ida olinadi. Bu yerdagi yuqori qiymatlar o'zgaruvchan yuklanish bilan yuqori tezlikda ishlaydigan uzatmalar uchun olinadi.

Uzatmani eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash

Eguvchi kuchlanishga faqat g'ildirak tishlarigina hisoblanadi, chunki chervyak po'latdan tayyorlanganligidan o'ramlarning mustahkamligi doimo g'ildirak tishlarining mustahkamligidan yuqori bo'ladi.

Chervyak g'ildiragi tishi asosining ko'ndalang kesimi odatdagi qiya tishli silindrik g'ildiraklarnikidan farq qiladi. Tish kesimining shakli g'ildirak eni bo'yicha bir xil bo'lmaydi. Bundan tashqari, tish asosi to'g'ri chiziq bo'yicha emas, balki aylana yoyi bo'uyicha joylashgan bo'ladi. Bu hol eguvchi kuchlanishning aniq qiymatini topishni bir muncha qiyinlashtiradi. Shuning uchun hisoblash ishlarida chervyak g'ildiragi odatdagi qiya tishli g'ildirak deb qaraladi va eguvchi kuchlanishni aniqlash uchun foydalaniladigan (206) formulaga qo'yidagi tuzatishlar kiritiladi.

1. Chervyak g'ildiragi tishining eni uning qoq o'rtasidan boshlab, g'ildirakning ikki chetiga tomon kengayib boradi. Shu sababli g'ildirak tishlarining mustahkamligi odatdagi qiya tishli g'ildirak tishlarinikiga qaraganda taxminan 40% yuqori bo'ladi. Bu holat e'tiborga olingan tish shaklining koeffitsienti Y_F ning qiymati 52-jadvalda keltirilgan.

52-jadval

Chervyak g'ildiraklari uchun tish shakli koeffitsienti – Y_F ning qiymatlari

z_V	20	24	26	28	30	33	35	37
Y_F	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

2. Chervyakli ilashma uchun:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha \xi'} \approx \frac{1}{1,8 \cdot 0,75} = 0,74$$

bo'ladi.

3. Odatdagi uzatmalar uchun $\gamma \approx 10^0$ qilib olinsa, (206) formuladagi $Y_\beta \approx 0,93$ bo'ladi.

Aytilganlarni e'tiborga olgan holda chervyak g'ildiragining tishlarini eguvchi kuchlanish bo'yicha hisoblash uchun qo'yidagi formula yozilishi mumkin:

$$\sigma_F = 0,7Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m_n} \leq \sigma_{FP} \quad (288)$$

bu yerda $\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F$ g'ildirak tishiga ta'sir etayotgan solishtirma kuchning hisobiy qiymati; K_F - yuklanish koeffitsienti, 1,1 ... 1,4 oralig'ida olinadi; $m_n = m \cos \gamma$ normal modul'; Y_F -tish shaklining koeffitsienti;

Y_F - koeffitsientning qiymati tishlarning keltirilgan soni

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$$

ga qarab, 52-jadvaldan olinadi.

Zarurat tug'ilganda chervyak tanasining mustahkamligi ham hisoblanadi. Buning uchun chervyak aylana kuch F_{t1} o'q bo'ylab yo'nalgan kuch F_{x1} va radial kuch F_{r1} ta'sirida bo'lgan val deb qaraladi.

Chervyakli uzatmalar uchun ishlatiladigan materiallar va ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlar

Uzatmadagi sirpanish tezligining qiymati nisbatan katta bo'lganligi uchun chervyak va uning g'ildiragi uchun ishlatiladigan material antifriksion juft hosil qilishi kerak. Bu talabni yetarli darajada kondirish uchun chervyak po'latdan, uning g'ildiragi esa bronza yoki chuyandan tayyorlanadi.

Sirpanish tezligi 5 m/s dan ortiq bo'lgan muhim uzatmalarda chervyak g'ildiragi uchun antifriksion xossalari yuqori bo'lgan BrOF 10=1, BrOF 10=0,5 va BrONF markali bronzalardan foydalanish tavsiya etiladi. Bu materiallarning sifati yaxshi bo'lgani bilan ancha qimmat turadi. Shuning uchun sirpanish tezligi 5 m/s dan kichik bo'lgan uzatmalarda chervyak g'ildiragi qalaysiz, BrAJ-9, BrAJN 10=4-4 markali bronzalardan tayyorlangan ma`qul. Bu bronza nisbatan arzon bo'lib, etarli darajada mustahkamdir.

Sirpanish tezligi 2 m/s dan kichik bo'lgan hollarda chervyak g'ildiragi odatdagi chuyanalardan tayyorlanishi mumkin.

Tekshirishlarning ko'rsatishicha, g'ildirak uchun tanlangan materialning sifati qo'yish usuliga ham bog'liq. Shu sababli, g'ildirak uchun zagotovkalar tayyorlashda iloji boricha markazdan qochirma qo'yish usulidan foydalanish tavsiya etiladi, chunki bu usul bilan tayyorlangan zagotovkaning eyilishga chidamliligi boshqa usul bilan tayyorlangan zagotovkanikiga qaraganda yuqori bo'ladi.

G'ildiraklarning qaysi materialdan tayyorlanganligiga qarab, ular uchun ruxsat etilgan kuchlanishlarning qiymatlari 53-jadvaldan olinadi.

Chervyak uchun, 15X, 15XA, 10X, 20XF, 50, 40X va 40XN markali po'latlar asosiy material hisoblanadi. Bu po'latlardan tayyorlangan chervyaklarning mustahkamligini oshirish uchun ular termik ishlanadi va, lozim bo'lsa, jilvirlab, so'ngra jilolanadi.

53 – jadval.

Chervyak plastmassalarning chervyakli uzatmalarda ishlatilishi

Odatda, kinematikaviy zanjir sifatida foydalaniladigan mexanizmlarda ishlatiladigan chervyakli uzatmalarda plastmassalar ishlatiladi. Bunday hollarda chervyak va uning g'ildiragi tekstolit hamda har xil poliamidlardan tayyorlanadi va geometrik o'lchamlarini aniqlashga oid hisoblar qilinadi. Ba`zan, kuch va moment uzatish uchun mo'ljallangan uzatmalarda ham plastmassadan tayyorlangan g'ildiraklar ishlatilishi mumkin. Buning uchun, avvalo, uzatma ishlayotganda unda hosil bo'ladigan issiqlik natijasida temperatura 90⁰ S dan, sirpanish tezligi esa 3 m/s dan oshmasligi hamda uzatiladigan quvvat miqdori katta bo'lmasligi lozim. Bunday hollarda chervyak g'ildiragi tekstolitdan yoki yog'och qatlami plastik materialdan tayyorlanishi mumkin. Bunday g'ildiraklarning mustahkamligini hisoblash plastmassadan tayyorlangan qiya tishli silindrik g'ildiraklarning mustahkamligini hisoblash kabidir.

Uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash

Ko'pincha, uzatmaning chervyagi aylanish tezligi katta bo'lgan elektrik dvigateldan harakatga keltiriladi. Chervyakning tez aylanishi hamda sirpanish xodisasining mavjudligi uzatmada ko'p miqdor issiklik hosil bo'lishiga olib keladi. Uzatmaning haddan tashqari qizib ketmasligini ta`minlash uchun zarur tadbirlar ko'rish lozim. Buning uchun, hosil bo'ladigan issiklik miqdori bilan mavjud sharoitda olib ketilishi mumkin bo'lgan issiklik miqdori anikqlanib, bir-biriga taqqoslanadi va lozim bo'lgan hollarda, olib ketiladigan issiqlik miqdorini oshirish choralari belgilanadi.

Uzatmada va sekunda hosil bo'ladigan issiqlik miqdori qo'yidagicha ifodalanadi:

$$Q = (1 - \eta)N_1 \quad (289)$$

bu yerda N_1 - uzatiladigan quvvat, Vt; η - uzatmaning F.I.K.

Tabiiy holda, uzatmada hosil bo'ladigan issiqlikning bir qismi uzatmaning (reduktorning) korpusini tashqaridan havo bilan sovitish orqali olib ketiladi. Bunday holda olib ketiladigan issiqlik miqdori qo'yidagicha bo'ladi:

$$Q_1 = K_T(t_1 - t_0)S, \quad (290)$$

bu yerda S - xavo bilan sovitiladigan yuza, m²; t_1 - reduktor ichining yoki moyning temperaturasi, °C; t_0 - atrofdagi muhitning (havoning) temperaturasi, °C; K_T - issiqlik chiqarish koeffisienti Vt/m²

* grad. Ventilyasiya qilinmaydigan yopiq xonalarda $K_T = 8 \dots 10$; shamollatib turiladigan xonalarda, $K_T = 13 \dots 18$ qilib olinadi.

Sovitiladigan yuza sifatida reduktor korpusi sirtining hamma yuzasi emas, balki uning ichki tomondan moy bilan yuvilib, tashqi tomondan esa havo bilan sovutilib turadigan qismi olinadi. Shuning uchun reduktor yerga o'rnatilgan bo'lsa, uning tagi sovutilayotgan yuza hisoblanmaydi. Agar korpusning yonlari tashqi tomondan sovutiladigan qobirg'alar bilan ta'minlangan bo'lsa, ular sirti yuzasining faqat yarmi hisobga olinadi.

Moyning temperaturasi t_1 ning qiymati foydalanilayotgan moyning turiga bog'lik. Reduktorlarga mo'ljallangan odatdagi moylar uchun t_1 ning 60^0-70^0 S bo'lishiga ruxsat etiladi. Agar aviasion moydan foydalanilsa, t_1 ni 100^0-120^0 S qilib olish mumkin. Uzatmaning qizib ketmasligini ta'minlash uchun

$$Q \leq Q_1 \quad (291)$$

bo'lishi kerak. Aks holda sovitishning sun'iy usullaridan foydalanish darkor. Sovitishning sun'iy usullari jumlasiga chervyak valiga ventilyator o'rnatish, ichida to'xtovsiz sovuq suv oqib turadigan, bir necha bor bukilgan trubani moy ichiga joylashtirish yoki moyni maxsus xolodil'niklarda sovitib haydash usullari kiradi.

Moyning turini tanlash uchun, avvalo, sirpanish tezligining miqdoriga qarab, 54-jadvaldan moy qovushoqligi aniqlanadi. Moyning qovushoqligi ma'lum bo'lgach, uning qiymatiga qarab maxsus standartlarda keltirilgan jadvallardan moy turi tanlanadi.

Chervyakli uzatmalarda ishlatiladigan moylar uchun belgilangan qovushoqlikning tavsiya etilgan qiymatlari engler gradusi hisobida 54-jadvalda berilgan.

54-jadval

Sirpanish tezligi, m/s	≤ 1	$\leq 2,5$	> 5	5...10	10...15	15...25	> 25
E_{50}^0	60	36	24	16	11	8	6
Moylash usuli	vannaga botirish					oqizib qo'yish	bosim ostida

Globoid uzatmalar hakida qisqacha ma'lumot

Globoid uzatmalar chervyakli uzatmalarning bir turidir. Bunday uzatmada chervyakning o'ramlari qirqilgan qismi globoid sirtli bo'lib (130-shakl) g'ildirakni yoy bo'ylab qamrab turadi. Globoid uzatmalar chervyakli uzatmalarga qaraganda bir muncha ortiq nagruzkada ishlay oladi, chunki bu uzatmalarda bir vaqtda ilashishda bo'ladigan tishlarning soni chervyakli uzatmalardagiga nisbatan ko'p bo'ladi. Bundan tashqari, globoid uzatmalarda sirpanish tezligi, kontakt chizig'iga deyarli tik yo'nalgan. Ma'lumki, bu hol moylanish prosesini yaxshilab ishlash uchun qulay sharoit yaratadi. Natijada sirtning yulini chiqish hodisasi bo'lmaydi va tishlarning kontakt kuchlanishga bo'lgan mustahkamligi ortadi.

Globoid uzatmalar nisbatan yaqin yillarda paydo bo'lganligiga qaramay, avtomobil, trolleybus, lift vash u kabilarda keng ko'lamda ishlatila boshladi. Bu uzatma detallarini yuqori darajadagi aniqlik bilan yig'ishga alohida e'tibor berish kerak, chunki ozgina noaniqlikning salbiy ta'siri ham darrov seziladi.

Tayyorlash texnologiyasining murakkabligi uzatmaning asosiy kamchiligidir. Hozirgi vaqtda globoid uzatmalarning nagruzkasi va geometrik o'lchamlari GOST 9369-66 da berilgan maxsus jadval va grafiklar asosida aniqlanadi.

68. Masalalar

11-masala. Chervyakli quvvat $N_1=7$ kVt aylanish chastotasi $n_1=950$ min⁻¹ va uzatish soni $u = 25$ bo'lgan reduktor hisoblansin. Reduktor sutkasiga 8 soat, yiliga 300 kun ishlaydi. Nagruzka bir me'yorda bo'ladi.

Echish: 1. Chervyak va chervyak g'ildiragi uchun material tanlaymiz. Chervyak uchun 40XN markali po'lat, g'ildirak gardishi uchun esa Br AJ - 9 - 4 markali bronza olamiz.

Sirpanish tezligi $v_s = 3m/s$ atrofida bo'lsa kerak degan taxmin bilan 53-jadvaldan $\sigma_{HP} = 180$ MPa va $\sigma_{FP} = 80$ MPa ekanligini aniqlaymiz.

2.Chervyak o'ramini ikki qirimli qilib olamiz. U holda

$$z_2 = z_1 u = 2 \cdot 25 = 50 > 28 = z_{\min}$$

bo'ladi.

3.G'ildirakka ta'sir etuvchi momentni topamiz. Buning uchun 51-jadvaldan $\eta = 0,8$ qilib olamiz. U holda:

$$T_2 = T_1 u \eta = 9550 \frac{N_1 u \eta}{n_1} = \frac{9550 \cdot 7 \cdot 25 \cdot 0,8}{950} = 1407 \text{ Nm} = 1407 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

bo'ladi.

4.Keltirilgan tavsiyaga binoan $K_n = 1,1$ va q ni taxminan 10 deb tanlab olib, (287) formuladan markazlararo masofa topiladi:

$$a_w = (z_2 / q + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{(z_2 / q) \sigma_{HP}} \right]^2 T_2 K_N} = (50 / 10 + 1) \sqrt[3]{\left[\frac{170}{(50 / 10) 180} \right]^2 \cdot 1407 \cdot 10^3 \cdot 1,1} \approx 230 \text{ mm}$$

(270) formuladan

$$m = \frac{a_w}{0,5 \cdot (q + z_2)} = \frac{230}{0,5 \cdot (10 + 50)} = 7,6 \text{ mm}$$

bo'ladi. 47-jadvaldan $m = 8$ mm qilib tanlaymiz. Jadvaldan ma'lum bo'lishicha, $q=10$ qilib olish mumkin. Demak, yuqorida chamalab topilgan q ni o'zgarishsiz qoldiramiz.

5.Chervyak va chervyak g'ildiragining geometrik o'lchamlarini aniqlaymiz:

$$d_1 = m q = 8 \cdot 10 = 80 \text{ mm};$$

$$d_{a_1} = m(q + 2) = 8(10 + 2) = 96 \text{ mm};$$

$$d_{f_1} = m(q - 2,4) = 8(10 - 2,4) = 60,8 \text{ mm};$$

$$b_1 = (11 + 0,06 z_2) m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 8 + 25 = 137 \text{ mm};$$

(bu yerda sirpanish sirtlarini jilvirlash mo'ljallanganligi uchun chervyakning o'ramlari bor qismi 25 mm uzaytirilishi nazarda tutilgan)

$$d_2 = m z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ mm};$$

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2) = 8(50 + 2) = 416 \text{ mm};$$

$$d_{f_2} = m(z_2 - 2,4) = 8(50 - 2,4) = 380,8 \text{ mm};$$

$$d_{T_2} = d_{a_2} + 1,5m = 416 + 1,5 \cdot 8 = 428 \text{ mm};$$

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a_1} = 0,75 \cdot 96 = 72 \text{ mm};$$

6.Markazlararo masofaning hakikiy qiymatini topamiz:

$$a_w = 0,5m(q + z_2) = 0,5 \cdot 8(10 + 50) = 240 \text{ mm};$$

7. Chamalab olingan sirpanish tezligining qiymati qanchalik to'g'ri tanlanganligini (274) ifoda yordamida tekshirib ko'ramiz:

$$v_1 = \frac{\pi 80 \cdot 950}{60 \cdot 1000} \approx 3,9 \text{ m/s};$$

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{10} = \arctg 0,2;$$

bundan $\gamma = 11^{\circ}20'$ bo'ladi.

U holda

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{3,9}{0,9805} = 3,97 \text{ m/s}$$

v_s chamalab olinganda 3 m/s deb qabul qilingan va, shunga qarab, 47-jadvaldan ruxsat etilgan kuchlanish qiymati tanlangan edi. v_s ning haqiqiy qiymati 4 m/s ga yaqin bo'lganligidan ruxsat etilgan kuchlanishning unga mos qiymatini olib qilingan hisobga tuzatish kiritish lozim edi. Biroq hisoblab topilgan $m_{\omega} = 230 \text{ mm}$ o'rniga $m_{\omega} = 240 \text{ mm}$ qilib olinganligi tufayli bunday tuzatmaga hojat qolmaydi.

8. (286) formula asosida kontakt kuchlanish bo'yicha mustahkamlikni tekshirib ko'ramiz:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q+1}{a_{\omega}}\right)^3} T_2 K_H = \frac{170}{50/10} \sqrt{\left(\frac{50/10+1}{240}\right)^3} \cdot 1407 \cdot 10^3 \cdot 1,1 = \\ &= 167,2 \text{ MPa} \leq \sigma_{HP} = 180 \text{ MPa}. \end{aligned}$$

9. G'ildirak tishining mustahkamligi (288) ifoda yordamida eguvchi kuchlanish bo'yicha tekshirib ko'riladi. Buning uchun avvalo m_n, z_v va Y_F ni topamiz:

$$\begin{aligned} \omega_{Ft} &= \frac{F_{t2}}{b_2} K_F = \frac{2T_2}{d_2 b_2} K_F = \frac{2 \cdot 1407 \cdot 10^3}{400 \cdot 72} \cdot 1,1 = 107 \text{ N/mm} \\ m_n &= m \cdot \cos \gamma = 8 \cdot 0,9805 = 7,8 \text{ mm}; \\ z_v &= \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{0,943} = 52; \end{aligned}$$

52-jadvaldan $Y_F=1,44$

Shunday qilib, (288) formuladan:

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_F \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 0,7 \cdot 1,44 \cdot \frac{107,5}{7,8} \approx 14 \text{ MPa} < \sigma_{FP} = 80 \text{ MPa}$$

bo'ladi.

10. 50-jadvaldan $\rho = 1^{\circ}40'$ qilib olib uzatmaning FIK ni aniqlaymiz:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg} 11^{\circ}20'}{\text{tg}(11^{\circ}20' + 1^{\circ}40')} = \frac{0,2004}{0,23} = 0,87$$

Ilgari $\eta=0,8$ qabul qilingan edi. Yuqoridagi tekshirishlar mustahkamlik zapasi yetarli ekanligini ko'rsatdi. Shuning uchun η ni o'zgartirib qayta hisoblashga hojat yo'q.

11. 54-jadvaldan moyning qovushoqligini $E_{50}^0 = 24$ qilib olamiz.

Reduktorning izishi korpusning o'lchamlari belgilangandan so'ng tekshirib ko'riladi.

Xulosa: Chervyakli uzatmalarda tish sirtining yeilishi va yulini chiqish hollari ko'proq sodir bo'ladi. Buning sababi shuki, bunday uzatmalarda sirpanish tezligi katta bo'ladi va bu tezlikning yunalishi kontakt chizig'iga nisbatan noqulay joylashadi. Bunday emirilishni oldini olish uchun uzatmada antifriksion materiallardan foydalaniladi va hisoblash asosan kontakt kuchlanish bo'yicha olib boriladi. Chervyakli uzatmalarni hisoblash sanoatning ko'p joylarida kerak bo'ladi. Chunki, chervyakli uzatmani o'rnatayotganda uning parametrlarini va kuchlanish bardoshligini hisoblash kerak bo'ladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Chervyakli uzatmaning mustahkamligi qanday hisoblanadi?
2. Chervyakli uzatmani kontak kuchlanishi qanday hisoblanadi?
3. Chervyakli uzatmani eguvchi kuchlanishi qanday hisoblanadi?
4. Chervyakli uzatmalar uchun ishlatiladigan qanday materiallarni bilasiz?
5. Chervyakli uzatmalarning ruxsat etilgan kuchlanishi qanday hisoblanadi?
6. Plastmassalarning chervyakli uzatmalarda ishlatilishi hakida ma'lumot bering?
7. Chervyakli uzatmaning qizishini tekshirish va uni moylash hakida nimalarni bilasiz?
8. Globoid uzatmalar deganda nimani tushunasiz?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov “Mashina detallari” O’q’ituvchi. Toshkent. 1981 yil.
 2. M. N. Ivanov “Detali mashin” Moskva, “Mashina stroenie” 1984g.
 3. A. Juraev, M. Shukurov “Mashina detallari” Fan. Toshkent. 1999 yil.
 4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov “Mashina detallari” kursidan materiallar to’plami. O’qituvchi. 1990 yil.
- R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov “Mashina detallarini loyixalash” Fan. Toshkent. 1997 yil.

16-mavzu. Friksion uzatmalar va variatorlar.

Reja:

1. Umumiy tushunchalar.

2. Friksion uzatmalarining kinematikasi va ulardagi kuchlar.

3. Friksion uzatmalarining kinematikasi va ulardagi kuchlar.

A. Silindrik g’ildirakli uzatmalarni hisoblash.

B. Konussimon g’ildirakli uzatmalarni hisoblash.

4. Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish bo’yicha hisoblash.

5. Variatorlar

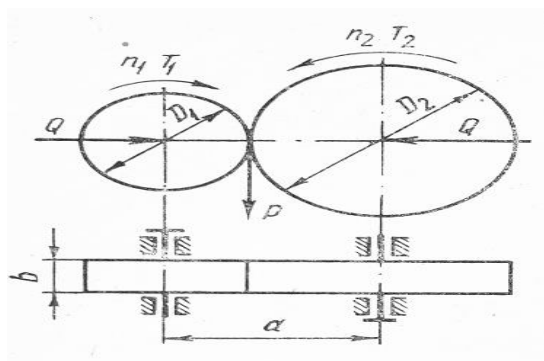
6. Plastmassadan tayyorlangan friksion uzatmalarni hisoblashning o’ziga xos xususiyatlari.

Ushbu mavzuni o’rganishdan maqsad: Uzatmalar haqida umumiy tushunchaga ega bo’lish, uzatmalarining sanoatdagi o’rni haqida ma’lumotga ega bo’lish, friksion uzatmalar nima ekanligini bilib olish, friksion uzatmalarining turlari haqida ma’lumotga ega bo’lish, friksion uzatmalarining kinematikasini o’rganish, friksion uzatmalarining hisoblash tartibi bilan tanishish, variatorlar haqida ma’lumot olish.

Tayanch iboralar: Friksion uzatma, g’ildirak, shesternya, variator, silindrik g’ildirak, konussimon g’ildirakli uzatmalar, kontakt kuchlanish, kontakt sirt, g’ildirak enini belgilovchi koeffisient, boshqarish darajasi, plastmassadan tayyorlangan friksion uzatmalar.

Agar yetaklovchi valning harakati yetaklanuvchi valga ishqalanish kuchi vositasida uzatilsa, bunday uzatmalar *friksion uzatmalar* deyiladi. Bu uzatmalarining eng oddiysi bir-biriga oddiy kuch bilan siqilgan tekis sirtli ikkita g’ildirak- katokdan tuzilgan (65-shakl).

Yetaklovchi val aylanganda g’ildiraklarning jipslashgan joyida ishqalanish kuchi hosil bo’ladi. Bu kuch yetaklanuvchi g’ildirakni aylantiradi.



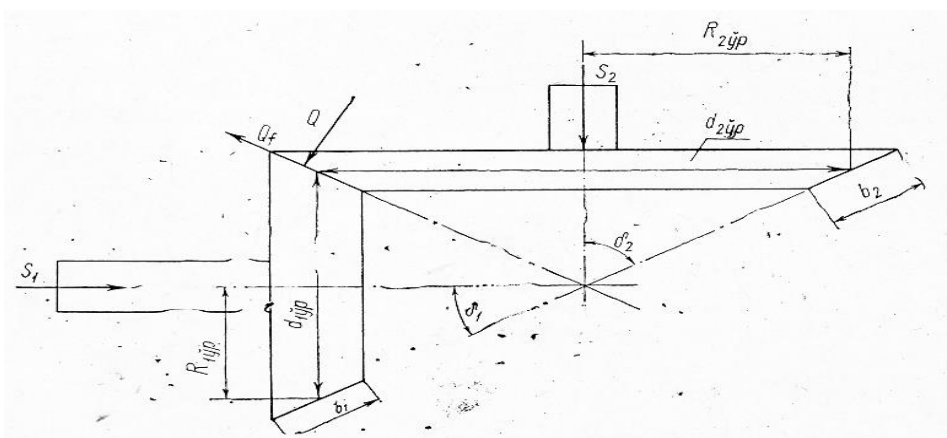
65 – shakl. Silindrik g'ildirakli friksion uzatma

Shaklda ko'rsatilgan ko'rinishdagi friksion uzatmadan parallel vallardagi harakatni uzatishda foydalaniladi. Bordi-yu, o'zaro kesishuvchi vallarning biridan ikkinchisiga harakat uzatish hosil bo'lsa, u xolda, konussimon g'ildiraklardan foydalaniladi (66-shakl).

Ishqalanuvchi g'ildiraklardan birining radiusi o'zgaradigan qilinsa, u xolda, uzatish soni o'zgaruvchan friksion uzatma hosil bo'adi. Bunday uzatmalar *variatorlar* deyiladi.

Friksion uzatmalarning kamchiliklari jumlasiga ish bajaruvchi detallarning tez va notekis yeyilishi, val va tayanchlarga tushadigan kuch qiymatining kattaligi, sirpanish xodisasi mavjudligidan uzatish sonining o'zgarmas qiymatiga ega bo'la olmasligi, foydali ish koeffisientining nisbatan kichikligi ($\eta = 0,80 \dots 0,92$), g'ildiraklarni bir-biriga ma'lum darajada siqib turish uchun qo'shimcha moslama kerak bo'lishi kiradi.

Friksion uzatmalarda uzatish soni 10 gacha, uzatiladigan quvvatining qiymati esa 300 kVt gacha bo'lishi mumkin. Lekin ko'pincha, bu uzatmalar aylanish tezligi 25m/s quvvati esa 25kVt gacha bo'lgan mexanizmlarda ishlatiladi.



66 – shakl. Konussimon g'ildirakli friksion uzatma

Friksion uzatmalarning kinematikasi va ulardagi kuchlar

Agar yetaklovchi g'ildirakning diametri D_1 va aylanishlar chastotasini n_1 bilan, yetaklanuvchi g'ildirakning diametri D_2 va aylanishlar chastotasini n_2 bilan belgilasak, u xolda uzatish soni quyidagicha bo'ladi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (110)$$

bu yerda ε sirpanishni xisobga oluvchi koeffisient bo'lib, uning qiymati 0,01 dan 0,03 gacha qilib olinadi.

Yetaklovchi g'ildirakdan yetaklanuvchi g'ildirakka aylana F (shalkda P) kuchni uzatish uchun g'ildiraklar bir-biriga Q kuch bilan siqib qo'yilishi lozim (65-shakl);

$$Q = \frac{KF}{f}, \quad (111)$$

bu formulada f - ishqalanish koeffisienti; ikkala g'ildirak po'latdan bo'lib moylanib tursa, $f \approx 0,04 - 0,005$; moylanmasa $f \approx 0,15 - 0,20$ (bu qiymat g'ildiraklarning biri cho'yandan tayyorlangan xolga ham taalluqlidir): K - tishlashishdagi extiyot koeffisienti. Bu koeffisientning qiymati, ko'pincha, 1,25 dan 1,5 gacha qilib olinadi.

Frikzion uzatmalarning kinematikasi va ulardagi kuchlar

A. Silindrik g'ildirakli uzatmalarni hisoblash

Eng avval yetaklovchi g'ildirak diametri aniqlanadi. Buning uchun quyidagi munosabatdan foydalaniladi:

$$D_1 \geq (4 \dots 5) d_1, \quad (112)$$

bu yerda d_1 – yetaklovchi valning diametri bo'lib, u quyidagicha aniqlanadi:

$$d_1 = (130 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ mm}, \quad (112 \text{ a})$$

bunda N_1 – yetaklovchi valdagi quvvat kVt, n_1 – yetaklovchi valning aylanish chastotasi.

Shundan keyin, yetaklanuvchi gildirakning diametri aniqlanadi:

$$D_2 = u \cdot D_1 (1 - \varepsilon) \approx D_1 \cdot u$$

Aniqlangan va berilgan qiymatlardan foydalanib, talab etilgan siquvchi kuch topiladi:

$$Q = \frac{KF}{f} = \frac{K \cdot 2T / D_1}{f} = \frac{K \cdot 2 \cdot 9550 N_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{K \cdot 19100 N_1}{f D_1 n_1} = \frac{K \cdot 19100 N_2}{f D_2 n_2 \eta} H, \quad (113)$$

bu yerda D_1 va D_2 metr hisobida.

Siquvchi kuch topilgandan so'ng, g'ildiraklarning eni aniqlanadi. Buning uchun uzunlik birligiga ruxsat etilgan bosimning qiymatidan foydalaniladi. U $[\rho]$ tarzida belgilanadi va har xil materiallar uchun qiymati 15-jadvaldan olinadi.

15-jadval

G'ildiraklarning nomi	$[\rho]$, N/sm
Ikkala g'ildirak ham po'latdan	1500.....2000
Ikkala g'ildirak ham chuyandan	1050.....1350
G'ildiraklarning biri chuyandan, biri charmdan	150.....250
G'ildiraklarning biri chuyandan, biri yog'ochdan	2,5.....50
Ikkala g'ildirak ham plastmassadan	400.....800

G'ildiraklarning eni $b = \frac{Q}{[\rho]}$ tarzidan aniqlanadi.

Shuni nazarda tutish kerakki, g'ildirak enining maksimal qiymati D_1 dan katta bo'lmay kerak, ya'ni

$$b_{\max} \leq D_1.$$

Siquvchi Q kuchning qiymati o'zgarmas yoki o'zgaruvchan bo'lishi mumkin. Q o'zgarmas bo'lganda uning zarur qiymati prujina, richag yoki qo'l kuchi bilan xosil qilinadi. Q o'zgaruvchan bo'lganda uning zarur qiymati, uxatiladigan momentning miqdoriga qarab, avtomatik ravishda maxsus qurilma vositasida ta'minlanadi. Ayrim xollarda siquvchi kuchning qiymatini kamaytirish maqsadida sirtida ponasimon o'yiqlari bo'lgan g'ildiraklardan foydalaniladi.

B. Konussimon g'ildirakli uzatmalarni hisoblash

Konussimon g'ildiraklar, yuqorida ko'rsatilgandek, bir-biri bilan kesishgan vallar orasida harakat uzatish uchun ishlatiladi (66-shakl).

Ko'pchilik vallar orasidagi burchak $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ bo'ladi, bu yerda δ_1 - birinchi g'ildirakning konuslik burchagi; δ_2 - ikkinchi g'ildirakning konuslik burchagi.

Bu uzatmalarda uzatish soni quyidagicha aniqlanadi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{d_{2o'r}}{d_{1o'r}} = \frac{R_{2o'r}}{R_{1o'r}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1 \quad (114)$$

bu yerda $R_{1o'r}$ va $R_{2o'r}$ - birinchi va ikkinchi g'ildiraklar o'rta aylanalarining radiuslari.

Agar quvvati N_1 va yetaklovchi hamda yetaklanuvchi g'ildiraklarning aylanish chastotasi n_1 va n_2 berilgan bo'lsa, hisoblash quyidagi tartibda olib boriladi:

1. Yetaklovchi g'ildirakning o'rta diametri aniqlanadi. Buning uchun quyidagi munosabatdan foydalaniladi:

$$D_{B1} = (130 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}_{MM}, \quad (115)$$

bu yerda d_{B1} - birinchi valning diametri. $D_{1o'r} = (2 \dots 6) d_{B1}$

2. Oldin aylanish tezligi, so'ngra esa aylana kuch topiladi.

$$v = \frac{\pi d_{1o'r} n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/c}, \quad F = 10^3 \cdot \frac{N_1}{v} H. \quad (116)$$

3. G'ildiraklar tayanchiga tushadigan kuch aniqlanadi:

$$S_1 = Q \sin \delta_1 = \frac{K \cdot F \cdot \sin \delta_1}{f}; \quad S_2 = Q \sin \delta_2 = \frac{KF \sin \delta_2}{f}; \quad (117)$$

K ning qiymati 1,5 dan 2 gacha olinishi mumkin. Ayrim xollarda o'lchash asboblarida 3 dan 3 gacha qilib olinadi.

4. Provardida, solishtirma bosimdan foydalanib, g'ildiraklarning bir-biriga tegib turadigan sirtining eni aniqlanadi:

$$Q = \frac{KF}{f}, \quad b = \frac{Q}{[\rho]} \quad (118)$$

bu yerda $[\rho]$ - g'ildirak kengligining har bir uzunlik birligiga ruxsat etilgan kuch (solishtirma bosim kuchi). Bu kuchning qiymati g'ildirakning materialiga bog'liq bo'lib, aloxida jadvallardan olinadi (16-jadval).

Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish buyicha hisoblash

Hisoblashning yuqorida keltirilgan usuli friksion uzatmalarni hisoblashning eng oddiy va taxminiy usulidir. Aslida uzatmaning g'ildiraklari bir-biriga deyarli bir chiziq bo'ylab urinadi. Bunday sirt *kontakt sirt* deyiladi. Kontakt sirtida Q kuchdan kontakt kuchlanish hosil bo'adi. G'ildirak sirtini kontakt kuchlanish buyicha hisoblashga asoslangan usul friksion uzatmalarni hisoblashning asosiy usulidir.

Bunday hisoblashda quyidagi formuladan foydalaniladi:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{QE_v}{b\rho_v}} \leq Q_{nr}, \quad (119)$$

bu yerda E_v – keltirilgan elastiklik moduli, ρ_v – keltirilgan egrilik radiusi; b – kontakt chizig'ining uzunligi; σ_{nr} – ruxsat etilgan kontakt kuchlanish; Q - siquvchi kuch. Agar g'ildiraklar bir xil materiallardan yasalgan bo'lsa, keltirilgan elastiklik moduli $E_v=E_1=E_2$ bo'ladi, gildiraklar har xil materiallardan yasalgan xollarda esa quyidagicha topiladi:

$$E_v = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}. \quad (120)$$

bu yerda E_1 va E_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarning elastiklik modullari. Keltirilgan egrilik radiusining qiymati quyidagi munosabatdan aniqlanadi:

$$\rho_v = \frac{p_1 p_2}{p_2 \pm p_1} = \frac{D_1 D_2}{2(D_2 \pm D_1)} = \frac{D_2}{2(u \pm 1)}. \quad (121)$$

bu yerda ρ_1 va ρ_2 - yetaklovchi va yetaklanuvchi g'ildiraklarning egrilik radiuslari. Kontakt chizig'ining uzunligi g'ildirakning eniga teng qilib olinadi. Ruxsat etilgan kontakt kuchlanish qiymati 16-jadvalda keltirilgan.

16-jadval

G'ildirak uchun ishlatiladigan materiallar	Ishlash sharoiti	f	σ_{nr} , MPa	[P], N/sm
Po'lat bilan po'lat	Moyli	0,05	(2,5...3,0)N V	---
Chuyan bilan chuyan	»	0,05	1,5 σ V	
Po'lat bilan po'lat	Moysiz	0,1...0,15	(1,2...1,5) NV	
Tekstolit bilan po'lat yoki chuyan	»	0,2...0,25	---	400 – 800
Fibra bilan po'lat yoki chuyan	»	0,15...0,20	---	350 – 400
Charm bilan chuyan	»	0,25...0,35	---	150 – 250
Yog'och bilan chuyan	»	0,4...0,50	---	25 – 50
Rezina bilan po'lat yoki chuyan	»	0,45...0,60	---	100 – 300

Siquvchi Q kuch (113) formuladan aniqlanadi.

O'qlararo masofa:

$$a = \frac{D_2}{2} \pm \frac{D_1}{2} = (u \pm 1) \frac{D_1}{2} = \frac{(u \pm 1)D_2}{2},$$

bundan

$$D_2 = \frac{2au}{u \pm 1} \quad (122)$$

ekanligini e'tiborga olib, siquvchi Q kuchning quyidagicha aniqlash mumkin:

$$Q = 9550 \frac{K}{f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{u \pm 1}{au} H \quad (123)$$

Q ning topilgan bu qiymatini asosiy formula (119) ga quysak va $\psi = \frac{a}{b}$; ya'ni $b=a\psi$ deb olib, hosil bo'lgan tenglamani a ga nisbatan yechsak, friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish buyicha loyixalash zarur bo'lgan quyidagi formulani hosil qilgan bo'lamiz:

$$a=(u \pm 1)3 \sqrt[3]{E_v \frac{KN_1}{\varphi f n_2} * \left(\frac{40}{u \sigma_{nr}}\right)^2 sm}, \quad (124)$$

bu yerda N_1 - quvvat, kVt; σ_{nr} - ruxsat eitlgan kontakt kuchlanish, MPa; ψ - *gildirakni egnini belgilovchi koeffisient*, uning qiymati 0,2 -0,4 qilib olinadi.

(124) formuladan a hisoblab topilgach (122) formula yordamida D_2 ning qiymati, so'ngra D_1 ning qiymati va g'ildirakning eni $b=a\psi$ topiladi.

Konussimon g'ildirakli uzatmani kontakt kuchlanish buyicha loyixalashda avvalo konuslik masofasi aniqlanadi:

$$L=\sqrt{u^2+1} \sqrt[3]{E_v \frac{K}{\psi \kappa f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \left[\frac{40}{u \sigma_{nr} (1-0,5\psi \kappa)} \right]^2} sm \quad (125)$$

bu yerda $\rho_1 = \left(L - \frac{b}{2} \right)$ $\operatorname{tg} \delta_1 = \left(L - \frac{b}{2} \right) \frac{1}{u}$; $\rho_2 = \left(L - \frac{b}{2} \right) u$;

$$\rho_v = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{(L - b/2)u}{u^2 + 1} \text{ va } b = \varphi_k L \text{ ekanligi e'tiborga olingan.}$$

Bundan tashqari (119) formuladagi siquchi kuch quydagicha topilgan.

$$Q = KF/f = K \cdot 10^3 N_1 \cdot 60 / f \pi D_2 n_2$$

bu yerda D_2 m bilan ifodalangan.

66-shakldan $d_1 o'r = D$, $d_2 o'r = D_2$

$$L - b/2 = 1/2 \sqrt{(D^2 + D_2^2)} = D_2 \sqrt{(u^2 + 1)} / 2u$$

bo'ladi, bu yerdan

$$D_2 = (2L - b)u / \sqrt{(u^2 + 1)}$$

D_2 ning qiymatini (126) formulaga qo'ysak, quyidagi munosabat kelli chiqadi:

$$Q = 2 \cdot 9550 K / f \cdot N_1 \sqrt{(u^2 + 1)} / n_2 (2L - b) u \cdot H$$

Odatda, $\psi_\kappa = 0,2 \dots 0,25$ qilib olinadi. Shuni nazarda tutib va berilganlardan foydalanib, (125) ifodadan L ni aniqlagach, $b = \psi_\kappa L$ ni topamiz. L, b va u larning qiymatlarini (127) ga qo'ysak, D_2 ning qiymati chiqadi. D_2 va u ma'lum bo'lgach, D_1 ni topish qiyin bo'lmaydi.

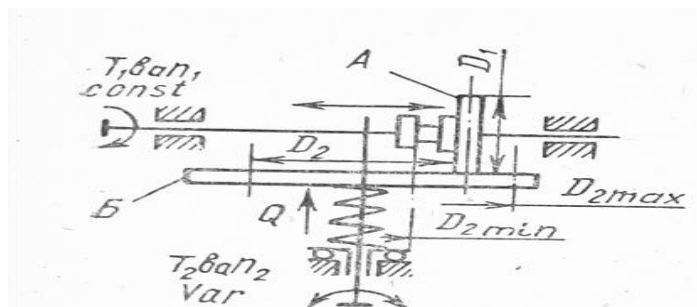
Konussimon friksion uzatmaning asosiy geometrik o'lchamlari aniqlangach, (128) tenglikdan Q ni topib, (119) formula yordamida uzatmaning mustaxkamligi tekshirib ko'riladi.

Shuni nazarda tutish kerakki, kontakt kuchlanish buyicha chuyan, po'lat, tekstolitdan va Guk qonuniga bo'ysunadigan boshqa materiallardan yasalgan g'ildiraklar hisoblanadi. Boshqa xollarda yuqorida qayd etilgan soddalashtirilgan usuldan foydalanish bilan kifoyalanadi.

Variatorlar

Uzatish soni o'zgarmas bo'lgan friksion uzatmalar mashinasozlikda ko'p ishlatilmaydi, chunki ular tishli uzatmalarga qaraganda zaifroq ishlaydi. Biroq ish jarayonida yetaklanuvchi val harakatini pog'onasiz, bir tekis o'zgartirish zarur bo'lgan xollarda variatorlardan foydalanish maqul ko'riladi.

Variatorlarning asosiy turlari va ularning tuzilishi sxema tarzida 17-jadvalda keltirilgan.



67 –shakl. Oddiy variator

Eng oddiy variator birining sirti ikkinchisining yon yog'iga tegib harakatlanadigan ikki g'ildirakdan tuzilgan friksion uzatmadir (67-shakl). Bunday variatorlar vositasida yetaklanuvchi (vertikal) valning harakatini o'zgartirish uchun birinchi g'ildirak o'z o'qi bo'ylab siljiriladi. Agar yetaklanuvchi valning harakat yo'nalishini o'zgartirish zarur bo'lsa, birinchi g'ildirak o'q bo'ylab suriladi-da, yetaklanuvchi val o'qidan chap tomonga o'tkaziladi. Demak, birinchi g'ildirak o'z o'qi buylab ikkinchi gildirak chetidan markaziga tomon siljir ekan, yetaklanuvchi valning tezligi orta boradi. Birinchi g'ildirak ikkinchi g'ildirak markazidan chetiga tomon surilsa, yetaklanuvchi valning tezligi kamaya boradi. Shunday qilib, uzatmaning uzatish soni keragicha o'zgartiriladi:

$$U_{max} = n_1/n_{2min} \approx D_{2max}/D_1 \quad \left. \vphantom{U_{max}} \right\} (129)$$

$$U_{min} = n_1/n_{2max} \approx D_{2min}/D_1$$

Uzatish sonining eng katta qiymatining eng kichik qiymatiga nisbati *boshqarish darajasi* deb ataladi. Boshqarish darajasi variatorlarning asosiy karakteristikalaridan biri hisoblanadi.

Demak, variatorning boshqarish darajasi quyidagicha bo'ladi:

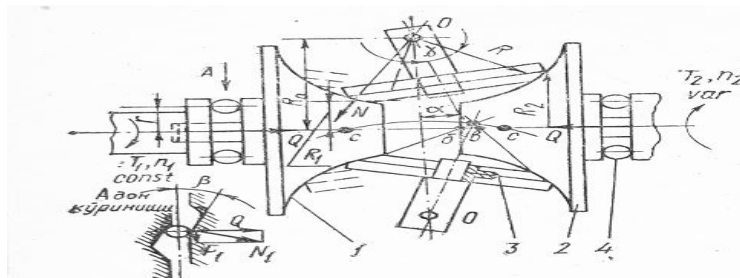
$$R = U_{max}/U_{min} = n_{2max}/n_{2min} \approx D_{2max}/D_{2min} \quad (130)$$

Nazariy jixatdan olganda, R ning qiymati ($D_{2min} \rightarrow 0$ bo'lgani uchun) cheksizga yetishi mumkin. Biroq, amalda, ko'pincha, $R = 3 \dots 4$ qilib olinadi, chunki D_2 ning kamayishi sirpanishning kuchayishiga va foydali ish koeffisientining pasayishiga olib keladi.

Yuqorida aytilgan fikrlar, asosan, 67-shaklda keltirilgan yassi sirtli variatorlarga taalluqlidir. Bunday variatorlarning foydali ish koeffisienti boshqa variatorlarnikiga qaraganda kichik bo'lsa-da, oddiy tuzilganligi uchun ulardan kam quvvat mexanizm va asboblarda keng ko'lamda foydalaniladi.

So'nggi yillarda friksion variatorlar stanoksozlikda, payvandlash va kuyish mashinalarida, tikuv mashinalarida vash u kabi bir qator soxalarda ishlatila boshladi.

Friksion variatorlar vositasida harakat tezligini pog'onasiz, bir tekisda o'zgartirish mumkin bo'lganligi uchun ulardan avtomatlashtirilgan proseslarda foydalanish juda qulay. Shu sababli so'nggi yillarda variatorlarning tuzilishini takomillashtirish va yangi turlarini barpo etish masalasiga alohida e'tibor berilmoqda.



68 – shakl. Konussimon sirtli variator

Bu borada SNIITMASH sitemasidagi original variator diqqatga sazavordir (68-shakl). Bu variatorida yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarning uchlariga kokasimon sirtli ikkita g'ildirak (1 va 2) o'rnatilgan bo'lib, harakat yetaklovchi g'ildirakdan yetaklanuvchi g'ildirakka ikkita oraliq rolik 3 yordamida uzatiladi. Uzatish soni roliklarni O o'q atrofida aylantirish yo'li bilan o'zgartiriladi. Roliklar aylanadigan o'q g'ildiraklaridan doimo bir xil masofada joylashadigan qilib tayyorlangan. Agar bunday variator loyixalashda uning geometrik parametrlari ma'lum tartibda to'g'ri tanlansa, g'ildiraklarning urinish sirtida sirpanishi yuk darajagacha kamaytirish mumkin. Bu hususiyat kosasimon sirtli variatorlarning asosiy avzalligidir. Uning kamchiligi shundan iboratki, bunday variatorlar tayyorlash va yigishda yuqori darajada aniqlik talab etiladi.

Variator g'ildiraklarining mustahkamligini hisoblash friksion uzatma g'ildiraklarining mustahkamligini hisoblashda prinsip jixatidan farq qilmaydi.

O'q bo'ylab yo'nalgan siquvchi Q kuch quyidagicha aniqlanadi.

$$Q = mN \sin(\gamma - \alpha) = K T_1 \sin(\gamma - \alpha) / f [R_o - R \cos(\gamma - \alpha)], \quad (131)$$

bu yerda N —kosasimon sirtga tik yo'nalishda ta'sir etuvchi kuch;

bu kuchning quyidagicha ekanligi hisobga olingan:

$$N = KF / fm = K T_1 / f R_1 m \text{ va } R_1 = R_o - R \cos(\gamma - \alpha), \quad (132)$$

bu yerda m -roliklar soni (odatda, $m=2$ buladi).

Siquvchi Q kuchni hosil qilish uchun sharikli qurilma 4 dan foydalaniladi. Bunday qurilma variatorga tushadigan kuchning o'zgarishi bilan siquvchi kuchning o'zgarishini ta'minlaydi. Rolik o'ng tomonga, eng katta qiymatiga burilganda Q eng katta qiymatga ega bo'ladi. Q ning katta qiymatiga qarab, siquvchi qurilmadagi burchak aniqlanadi:

$$\operatorname{tg} \beta = F_1 / Q_{\max} = T_1 / r \cdot Q_{\max}$$

Kosasimon sirtli g'ildiraklar kontakt kuchlanishga tik N_{\max} kuchiga nisbatan hisoblanadi:

$$N_{\max} = T_1 / m r \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot \sin(\gamma - \alpha_{\max})$$

Kosasimon sirtli variatorlarning foydali ish koeffisienti 0,95 ga etdi. Bunday variatorlar 20 kVt gacha quvvatli mexanizmlarda ishlatiladi va boshqarish darajasi 6,25 gacha bo'ladi. G'ildirak va roliklar, odatda, toplanadigan po'latdan tayyorlanadi. Ayrim xollarda roliklarning gardishi tekstolitdan yasaladi. Bunday qilinganda, g'ildirak va roliklarning o'zaro ishqalanuvchi sirti moylanmaydi. So'nggi yillarda ishlatila boshlangan variatorlardan yana bir turi diskli variatorlardir (69-shakl). Bu variatorlarda kuch va moment bir qancha yetaklovchi va yetaklanuvchi disklar majmui vositasida uzatiladi va uzatish markazlararo masofaning o'zgartirilishi evaziga o'zgartiriladi. Bunda yetaklovchi disklar yetaklanuvchi disklar orasida harakatlanib, ular markaziga yaqinlashadi yoki undan uzoqlashadi. Natijada D_2 va, demak, u o'zgaradi, chunki:

$$u = \frac{D_2}{D_1} = \nu ar; \quad (135)$$

Bu variatorlarda disklar orasidagi urinish sirtlarining ko'p bo'lishi siquvchi kuch qiymatining kichik bo'lishini ta'minlaydi, demak:

$$Q = \frac{KF}{mf} = \frac{K \cdot 2T_1}{m \cdot f \cdot D_1}, \quad (136)$$

bu yerda m – urinish sirtlari soni bo'lib, yetakchi disklar sonidan ikki baravar ortiq (odatda, $m = 18 \dots 42$) qilib olinadi.

Disklar yuqori qattiqlikkacha toplanadigan po'latdan tayyorlanadi va sermoy sharoitda ishlaydi.

Diskning yetarli darajada yupqa bo'lishi katta quvvatli mexanizmlar uchun kichik o'lchamli variatorlar yaratish imkonini beradi. Bunday variatorlarning quvvati 400 kVt gacha, boshqarish darajasi 4,5 gacha, foydali ish koeffisienti esa 0,80,9 oraligida bo'ladi.

Diskli variatorlarning istiqboli porloqdir.

Plastmassadan tayyorlangan frikcion uzatmalarni hisoblashning o'ziga xos xususiyatlari

Plastmassalardan friksion uzatmalar uchun foydalanishda, avvalo, ularning urinish sirtlarida hosil bo'ladigan issiqlik ayni material uchun ruxsat etilgan qiymatdan ortiq bo'lmasligiga e'tibor berish kerak. Sirtlarning urinish joyidagi temperatura plastmassalardan yasalgan g'ildiraklarning ishlash qobiliyatlarini baxolash uchun zarur bo'lgan asosiy shartdir.

Hozirgi vaqtda metallmas materiallardan tayyorlanadigan g'ildiraklar ruxsat etilgan bosimning qiymati e'tiborga olingan xolda hisoblanadi. Buning uchun parallel vali uzatmalarni hisoblashda quyidagi formuladan foydalaniladi:

$$\alpha = 980 \sqrt{\frac{KN_1 * u + 1}{\varphi_k f n_2 u [\rho]}} \text{ sm,} \quad (137)$$

bu yerda $[\rho]$ - uzunlik birligiga ruxsat etilgan bosim, N/sm. Agar g'ildiraklar konussimon shaklda bo'lsa,

$$L = 980 \sqrt{\frac{K}{\psi_k f} \cdot \frac{N_1}{n_2} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{(1 - \psi_k)[\rho]u}} \text{ sm} \quad (138)$$

bo'ladi. Uzatmaning boshqa geometrik o'lchamlarini aniqlash metall g'ildirakli uzatmalarniki kabi.

33-§. Maslalar

33. Masalalar.

6-masala. Yetaklanuvchi valdagi quvvat $N_2 = 4,5$ kVt, uzatish soni $u=2$, yetaklovchi valning aylanishlar chastotasi $n_1 = 1450 \text{ min}^{-1}$, foydali ish koeffisienti $\eta=0,9$ bo'lgan silindrik g'ildirakli friksion uzatma hisoblanadi. G'ildiraklar chuyandan tayyorlangan; $\sigma_{nr}=300$ MPa; $E_1 = E_2 = 1,3 \cdot 10^2 \cdot 10^3$ MPa; $f=0,2$; $K=1,5$; $\varepsilon=0,02$; $[\rho]=1050 \dots 1350$ N/sm; g'ildirak enining koeffisienti $\Psi=0,4$. Friksion uzatma ikki xil usulda: taxminiy va asosiy usullarda hisoblanadi.

Yechish:

Taxminiy usul

1. (112) va (112a) ifodalardan yetaklovchi valning diametri aniqlanadi:

$$D_1 = 4,5 \quad d_1 = 95 \text{ mm}$$

bu yerda $N = N/\eta = 4,5/0,9 = 5$ kVt ekanligi e'tiborga olingan.

2. D_1 va u ning qiymatlari (110) tenglakka quyilib, etaklanuvchi g'ildirakning diametri aniqlanadi:

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon) = 95 \cdot 2 \cdot 0,98 = 186 \text{ mm.}$$

3. Ma'lumki D_2 va D_1 dan foydalanib, markazlararo masofa aniqlanadi.

$$A = (95 + 186)/2 = 140,5 \text{ mm.}$$

4. G'ildiraklarni siqish uchun zarur bo'lgan kuchning qiymati (113) ifoda yordamida topiladi:

$$Q = (19100 \cdot 4,5 \cdot 1,5) / (0,2 \cdot 0,9 \cdot 0,186 \cdot 725) = 5310 \text{ N.}$$

5. Q av $[P]$ ning qiymatlaridan foydalanib, g'ildiraklarning eni aniqlanadi:

$$b = Q/[P] = 5310/1050 \approx 5 \text{ sm.} = 50 \text{ mm.}$$

bu yerda $[P]$ H/sm da ifodalangan.

Qilingan hisoblar texnika asosiy usullar orasidagi farq mavjud kichik ekanligini ko'rsatadi. Shu sababli, alohida tablar qo'yilmagan uzatmalarni loyihalashda taxminiy usuldan foydalanish bilan kifoyalansa ham bo'ladi.

Xulosa: Ushbu mavzuni o'rganish davomida friksion uzatmalar haqida to'liq ma'lumotga ega bo'lindi, agar yetaklovchi valning harakati yetaklanuvchi valga ishqlanish kuchi vositasida uzatilsa,

bunday uzatmalar friksion uzatmalar deyiladi. Bunday uzatmalar faqat ishqalanish kuchi ta'sirida harakatni bir g'ildirakdan ikkinchi g'ildirakka aytiladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Uzatmalar deb nimaga aytiladi?
2. Uzatmalar qanday turlarga bo'linadi?
3. Friksion uzatmalar deb nimaga aytiladi?
4. Friksion uzatmalarning hissoblash tartibi qanday bo'ladi?
5. Friksion uzatmalarning kinematikasi va ulardagi kuchlar haqida gapirib bering?
6. Friksion uzatmalarni kontakt kuchlanish buyicha hissoblash qanday amalga oshiriladi?
7. Variatorlar haqida gapirib bering?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar tuplami. Ukituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

17-mavzu. Tasmali uzatmalar.

Reja:

- 1. Umumiy ma'lumot.**
- 2. Tasmali uzatmalarni hisoblashning nazariy asoslari**
- 3. Uzatmalarning kinematikasi.**
- 4. Uzatmalarning geometriyasi.**
- 5. Tasma tarmoqlaridagi kuchlar va ular orasidagi munosabat**
- 6. Tasmadagi kuchlanishlar**
- 7. Tasmaning shkiqlarda sirpanishi**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Tasmali uzatmalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, tasmali uzatmalarni hissoblash tartibi bilan tanshish, tasmali uzatmalarning kinematikasi va geometriyasi bilan to'liqroq tanishish, tasmalarni birikish yuzasi haqida ma'lumotga ega bo'lish, tasmali uzatmalarning parametrlarini o'rganish, tasmali uzatmalarni hissoblash usullari bilan tanishish.

Tayanch iboralar: Tasma, g'ildirak, ochiq uzatma, taranglovchi rolikli uzatma, yunaltiruvchi roliklari bo'lgan ko'p shkiqli uzatma, yassi tasmali ayqash uzatma, yarim aykash uzatma, yassi tasmali, yunaltiruvchi rolikli yarim aykash uzatma, tasmadagi kuchlanish, tasmaning qalinligi, tasmaning solishtirma og'irligi, elastiklik moduli va boshqalar.

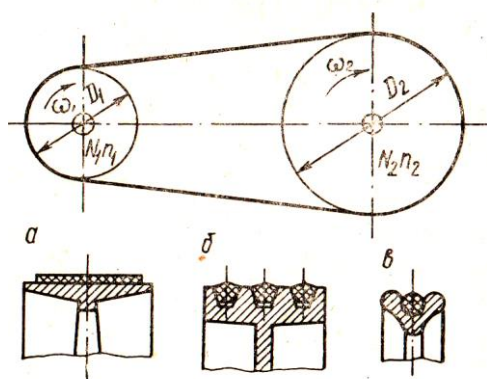
Tasmali uzatmalarning eng oddiysi yetaklovchi, yetaklanuvchi shkiqlardan va ularga taranglik bilan kiydirilgan tasmadan tuzilgan bo'ladi. Etaklovchi shkiqdan harakat va energiya yetaklanuvchi shkiqga tasma orqali tasma bilan shkiq orasida hosil bo'adigan ishqalanish kuchi hisobiga uzatiladi.

Tasmaning tarangligi, kamrov burchagi xamda ishqalanish koeffisienti qancha katta bo'lsa, tasmali uzatmaga shuncha katta nagruzka kuysa buladi. Odatda, taranglik tasmaning elastik deformatsiyasi hisobiga hosil qilinadi. Biroq vaqt o'tishi bilan tasma cho'zilib qolganidan uning tarangligi kamayadi. Bunday xollarda, talab qilingan taranglikka erishish uchun uzatmalar maxsus qurilmalar bilan ta'minlanadi. Tasmaning shkviv bilan ilashuvini yaxshilash uchun kamrov burchagining qiymatini oshirish kerak. Bu maqsadda taranglovchi rolklardan foydalaniladi.

Odatda, tasmali uzatmalar quvvati 50 kVt gacha bo'lgan vallarning biridan ikkinchisiga harakat uzatishda ishlatiladi.

Bunday uzatmalar, ba'zan uzatmalar 1500 kVt gacha bo'lgan mexanizmlarda ishlatilsa-da, bunday xollarda ularning o'lchamlari juda katta, foydali ish koeffisienti esa ancha kichik bo'adi.

Tasmali uzatmalardan avtomobilsozlikda, stanoksozlikda va qishloq xo'alik mashinalarida keng ko'lamda foydalaniladi. Hozirgi vaqtda ko'ndalang kesimi yassi, ponasimon va doira shaklida bo'lgan tasmalar ishlatiladi (70-shakl).



Tasmaning tarangligini ta'minlash usuliga ko'ra, uzatmalar oddiy va taranglikni ta'minlovchi qurilmali bo'ladi. Tasmali uzatmalar asosiy turlari va ularning ishlatilishi haqida ayrim ma'lumotlar 18-jadvalda ko'rsatilgan.

Tasmali uzatmalarni hisoblashning nazariy asoslari

Tasmali uzatmalarni hisoblashning nazariy asoslari yassi tasmali uzatmalar uchun ham, ponasimon tasmali uzatmalar uchun ham bir xil.

Shu sababli hisoblash nazariyasini o'rganishda, avvalo tasmali uzatmalar uchun umumiy bo'lgan ma'lumotlar bilan tanishamiz.

Tasmali uzatmalarni hisoblashda, odatda, ikki faktorga, ya'ni tasmaning tortish qobiliyati va chidamligiga ahamiyat beriladi. Tasmaning tortish qobiliyati va chidamligiga tajriba yo'li bilan belgilangan tavsiyalar asosida baholanadi. Shuning uchun tasmali uzatmalarni loyixalashda ularni tortish qobiliyati bo'yicha hisoblash bilan kifoyalaniladi.

Uzatmalarning kinematikasi

Shkvivlardagi aylana tezliklar quyidagicha aniqlanadi:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D_1 n_1}{60 \cdot 1000} m/s; \quad v_2 = \frac{\pi \cdot D_2 n_2}{60 \cdot 1000} m/s, \quad (139)$$

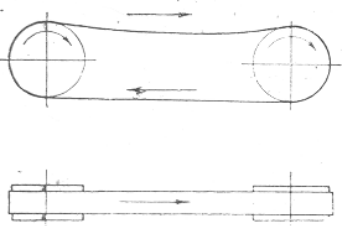
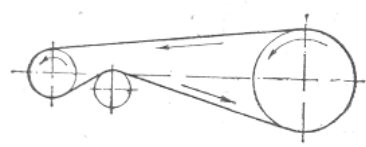
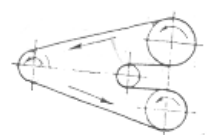
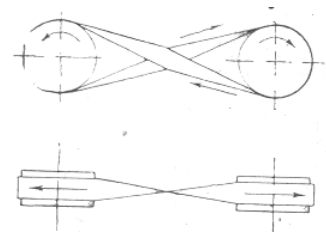
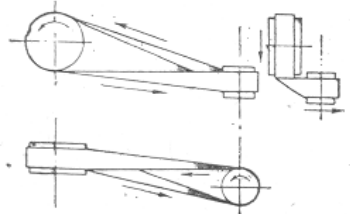
bu yerda D_1 va D_2 – yetaklovchi va yetaklanuvchi shkvivlarning diametrlari; mm; n_1 va n_2 - yetaklovchi va yetaklanuvchi vallarning aylanish chastotalari, min^{-1} . uzatma ishlayotganda tasma shkviv ustida ma'lum darajada sirpanadi. Demak,

$$v_2 < v_1 \text{ yoki } v_2 = v_1(1 - \varepsilon) \quad (140)$$

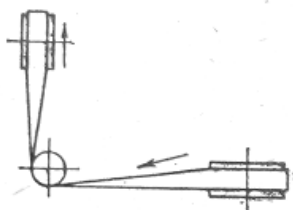
bo'ladi, bu yerda ε - sirpanish koeffisienti. Binobarin, uzatmaning uzatish soni quyidagicha ifodalanadi:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 D_2}{v_2 D_1} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{D_2}{D_1} \quad (141)$$

ε ning qiymati kuch va momentning miqdoriga bo'liq bo'lib, odatda, 0,01...0,02 orlig'ida qilib olinadi. Shuning uchun amaliy hisoblashda $\varepsilon \approx 0$ deb olish mumkin.

Uzatmaning sxemasi	Ishlatilishi
<p>Ochiq uzatma</p> 	<p>Vallar parallel bo'lib, bir tomonga xarakatlanishi zarur xollarda ishlatiladi. Vallar orasidagi masofa nisbatan katta bo'lganda pastdagi tarmoqni yetaklovchi, yuqoridagisini esa yetaklanuvchi qilish tavsiya etiladi</p>
<p>Taranglovchi rolikli uzatma</p> 	<p>Qamrov burchagining kichikligi tufayli ochiq uzatmalardan foydalanish mumkin bo'lmagan yoki taranglikning zarur qiymatini boshqa vosita yordamida ta'minlash qiyin bo'lgan hollarda ishlatiladi.</p>
<p>Yo'naltiruvchi roliklari bo'lgan ko'p shkivli uzatma</p> 	<p>Xarakatni parallel joylashgan bir necha valga uzatish zarur bo'lgan xollarda ishlatiladi.</p>
<p>Yassi tasmali ayqash uzatma</p> 	<p>Yetaklanuvchi val bir tomonga, yetaklovchi val esa teskari tomonga aylanishi zarur bo'lgan hollarda ishlatiladi. Bunday uzatmada tarmoqlarning bir – biriga ishqalanishi oqibatida tasma tez yeyilib, ishdan chiqadi. Shuning uchun bu uzatmalarda shkivlarning o'qlari orasidagi masofa nisbatan katta, tezligi esa kichik bo'lishi kerak ($r_{min} \geq 20 b$, bu yerda b- tasmaning eni; $v=15m/s$)</p>
<p>Yarim ayqash uzatma</p> 	<p>Vallari bir tekislikda bo'lmagan (ko'pincha, bir – biriga tik) va faqat bir tomonga aylanishi lozim bo'lgan hollarda ishlatiladi. Tasma siljib chiqib ketmasligi uchun shkivning eni tasmaning enidan bir muncha katta qilib yasaladi. ($B=1.4 b$, bu yerda B- shkivning eni)</p>

Yassi tasmani, yo'naltiruvchi rolikli yarim ayqash uzatma

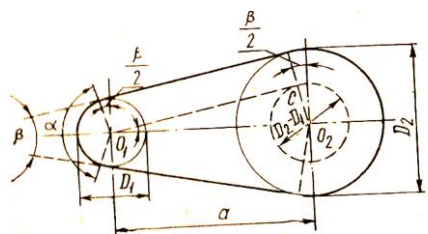


Ayqash uzatmalardan foydalanish ayrim sabablarga binoan mumkin bo'lmagan hollarda ishlatiladi

Uzatmalarning geometriyasi

Shkivlarning markazlari orasidagi a masofa bilan, tasma tarmoqlari orasidagi burchak β va tasmaning kichik shkividagi kamrov burchagi α bilan belgilanadi. Odatda, uzatmaning geometrik hisobi bajarilganda, avvalo, D_1 , D_2 va a aniqlanib, so'ngra kamrov burchagi α va tasmaning uzunligi l topiladi. Tasma ma'lum darajada chuzilganligidan α bilan l ning qiymatlari o'zgaras bo'la olmaydi. Shuning uchun ular taxminan aniqlanishi mumkin (71-shakl):

$$\alpha = 180^\circ - \beta \quad (142)$$



O₁CO₂ uchburchakdan $\sin \beta/2 = \frac{D_2 - D_1}{2a}$

bo'ladi. Amalda $\beta/2$ ning qiymati 15° dan katta bo'lmaganligi uchun sinusning qiymatini uning argumentiga teng qilib olish mumkin:

$$\beta = \frac{D_2 - D_1}{a} \text{ rad} \approx \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ \quad (143)$$

Shunday qilib,

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \quad (144)$$

bo'ladi. Tasmaning umumiy uzunligi ayrim bo'laklar uzunliklarining yigindisi sifatida aniqlanadi:

$$l = 2a \cos \beta/2 + \frac{D_1}{2} (\pi - \beta) + \frac{D_2}{2} (\pi + \beta) = 2a \cos \beta/2 + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{\beta}{2} (D_2 - D_1)$$

Bu yerdagi konusni qatorga yoyib, birinchi ikki xadini olsak, quyidagini taqribiy munosabat kelib chiqadi:

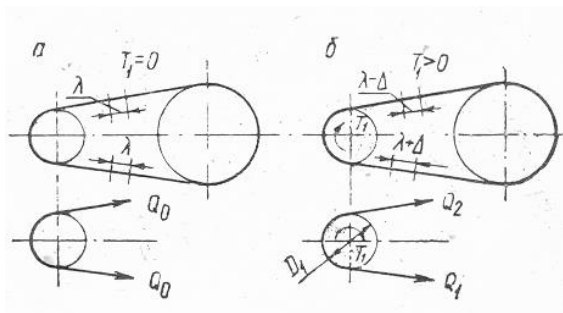
$$\cos \beta/2 \approx 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\beta}{2} \right)^2.$$

β ning o'rniga uning yuqorida topilgan qiymatini $\left(\beta = \frac{D_2 - D_1}{a} \right)$ ni qo'yib, so'ngra soddalashtirsak, quyidagi tenglik hosil bo'ladi:

$$l \approx 2a + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (145)$$

Tasma tarmoqlaridagi kuchlar va ular orasidagi munosabat

Qo'yilgan masalani yoritish uchun nagruzkasiz va (72-shakl, a) nagruzkali (72-shakl, b) uzatmalarni bir-biriga taqqoslab ko'ramiz.



Yuqorida aytilgandek, tasma shkivlarga ma'lum taranglik bilan kuydiriladi. Demak, nagruzkasiz uzatmada tasma tarmoqlarida faqat taranglik kuchi \$Q_0\$ gina mavjud bo'ladi. Agar uzatma xarakatga keltirilib, unga nagruzka berilsa, u xolda tasmaning yetaklovchi (pastki) qismi tortiladi va uning tarangligi \$Q_1\$, etaklanuvchi kismi esa qisqarib, tarangligi \$Q_2\$ bo'ladi (72-shakl,b). yetaklovchi tarmoqdagi taranglik qancha oshgan bo'lsa, yetaklanuvchi tarmoqdagi taranglik shuncha bo'shshadi, ya'ni:

$$Q_1 - Q_0 = Q_0 - Q_2 = \Delta Q.$$

Boshqacha qilib aytganda, nagruzkali uzatmaning tarmoqlaridagi taranglik quyidagicha ifodalanadi:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_0 + \Delta Q; \\ Q_2 &= Q_0 - \Delta Q; \end{aligned} \quad (147)$$

yoki

$$Q_1 + Q_2 = 2Q_0 \quad (148)$$

Yetaklovchi shkiv uchun muvozanat sharti

$$T = \frac{D_1}{2} (Q_1 - Q_2)$$

yoki

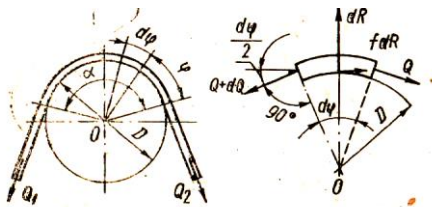
$$Q_1 - Q_2 = F \quad (149)$$

bo'ladi. Demak, taranglikning ayirmasi aylana \$F\$ kuchni hosil qiladi. (148) va (149) tenglamalar \$Q_1\$ va \$Q_2\$ ga nisbatan birgalikda yechilsa,

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_0 + \frac{F}{2}. \\ Q_2 &= Q_0 - \frac{F}{2}. \end{aligned} \quad (150)$$

bo'ladi. (150) formula tasmaning yetaklovchi va yetaklanuvchi tarmoqlaridagi taranglik ta'sir etuvchi \$F\$ bog'lik xolda o'zgarishini ko'rsatadi. Tasmaning tortish qobiliyati, avvalo, tasma shkiv orasidagi ishqalanish koeffisientiga va qamrov burchagiga bog'liq. Taranglik kuchlarini bu faktorlarga bog'liq ravishda topish masalasini Eyler hal qilgan edi. U ishqalanish kuchidan to'la foydalanilganda \$Q_1\$ va \$Q_2\$ orasida qanday bog'lanish borligini aniqlanadi. Eyler ta'limotiga ko'ra, tasmaning elementar bo'lagi olinib, uning kuchlar ta'siridagi muvozanati kelib chiqadi.

Muvozanat shartiga ko'ra, shkiv markaziga nisbatan olingan momentlar yig'indisi:



$$Q \cdot \frac{D}{2} + dRf \frac{D}{2} - (Q + dQ) \frac{D}{2} = 0$$

yoki

$$dRf = dQ \quad (a)$$

bo'ladi.

Agar kuchlarning vertikal o'qqa proeksiyalarini yig'indisi olinsa, quyidagicha bo'adi:

$$dR - Q \sin \frac{d\varphi}{2} - (Q + dQ) \sin \frac{d\varphi}{2} = 0$$

Bu tenglikdan ikkinchi darajali kichik sonlar chiqarib tashlangach,

$$\sin \frac{d\varphi}{2} \approx \frac{d\varphi}{2}$$

deb qabul qilinsa,

$$dR = Qd\varphi \quad (b)$$

bo'ladi.

(a) va (b) ga binoan

$$\frac{dQ}{Q} = fd\varphi \quad (v)$$

bo'ladi. Ma'lumki, Q ning qiymati Q_2 dan Q_1 gacha, φ ning qiymati esa 0 dan α gacha o'zgaradi. Shuni e'tiborga olib, (v) ni integrallasak,

$$\int_{Q_2}^{Q_1} \frac{dQ}{Q} = \int_0^{\alpha} fd\varphi; \quad \ln \frac{Q_1}{Q_2} = f\alpha, \quad \frac{Q_1}{Q_2} = e^{f\alpha}$$

yoki

$$Q_1 = Q_2 e^{f\alpha} \quad (151)$$

kelib chiqadi, bu yerda e -natural logarifmning asosi. (148), (149) va (151) tenglamalrni birgalikda yechib, quyidagi munosabatlarni topish mumkin:

$$Q_1 = F \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1};$$

$$Q_2 = F \frac{1}{e^{f\alpha} - 1}; \quad (152)$$

$$Q_0 = \frac{F}{2} \left(\frac{e^{f\alpha} + 1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

Shunday qilib, tasma tarmoqlaridagi Q_1 , Q_2 va Q_0 kuchlarni uzatilayotgan F-kuch, kamrov α burchagi va ishqalanish f koeffisienti bilan bog'laydigan formula topildi. egiluvchan elementli mexanizmlarning (masalan, tasmali tormozning) nazariyasini o'rganishda topilgan formulaning axamiyati katta. Bu formula yordamida uzatma ishini har tarflama baholash mumkin. Masalan, formuladan topilgan Q_0 tasmaning normal ishlashi uchun zarur bo'lgan taranglik kuchining eng kichik qiymatidir.

Uzatmaning ishlashida tasma tarmoqlarida Q_1 , Q_2 va Q_0 kuchlardan tashqari, markazdan qochirma kuch ham paydo bo'ladi. Bu kuch tezlikning kvadratiga hamda tasmaning uzunlik birligiga to'g'ri keladigan og'irligiga tug'ri proporsional bo'lib, quyidagicha aniqlanadi:

$$Q_0 = \frac{q}{g} v^2, \quad (153)$$

bu yerda $q = \gamma b \delta$ bo'lib, bir metr tasmaning og'irligidir, b - tasmaning eni, δ - tasmaning qalinligi, γ - tasmaning solishtirma og'irligi.

Q_v taranglik Q_0 kuchning ta'sirini susaytiradi, ya'ni uzatmaning ishiga salbiy ta'sir kursatadi. Biroq uzatmalarning tezligi nisbatan kichik bo'lganligi uchun Q_v ning ta'siri aytarli katta emas.

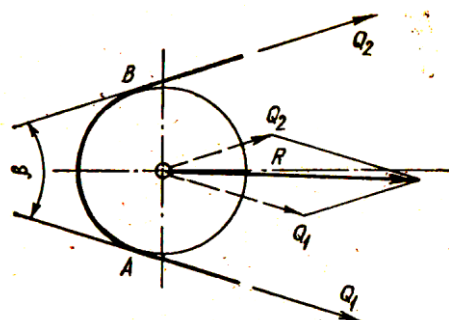
Tasma tarmoqlaridagi Q_1 , va Q_2 kuchlarning (Q_v dan boshqalarining) teng ta'sir etuvchisi uzatmaning val va tayanchlariga tushayotgan kuchni hosil qiladi (74-shakl). Teng ta'sir etuvchi kuch quyidagicha aniqlanadi:

$$R = \sqrt{Q_1^2 + Q_2^2 + 2Q_1Q_2 \cos \beta} \approx 2Q_0 \cos \frac{\beta}{2}. \quad (154)$$

Odatda, R ning qiymati aylana F kuchga qaraganda ikki – uch xissa katta bo'ladi (tishli uzatmalarda esa $R \approx F$).

Tasmadagi kuchlanishlar

Tasma uchun ishlatiladigan materiallar deformatsiyasi Guk qonuniga bo'ysunmaydi. Shuning uchun tasmadagi kuchlanishlar materiallar qarshiligi kursidagi formulalar yordamida aniqlanar ekan, olingan natijaning ma'lum darajada takribiy ekanligini nazarda tutish kerak.



Eng katta kuchlanish yetaklovchi tarmoqda bo'lib, u Q_1 dan hosil bo'lgan σ_1 , Q_v dan hosil bo'lgan σ_v kuchlanish va tasmaning shkivni qamrab turgan joyida hosil bo'ladigan eguvchi kuchlanish σ_{eg} dan tuziladi.

Ular quyidagicha aniqlanadi.

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= Q_1/S = Q_0/S + F/2S = \sigma_0 + \sigma F/2 \\ \sigma_v &= Q_v/S = \gamma v^2/g; \quad \sigma_{eg} = \delta \cdot E/D \end{aligned} \right\} \quad (155)$$

bu yerda $S = b \delta$ - tasma ko'ndalang kesimning yuzi; σ_{eg} ni topishda quyidagiga asoslanilgan (75-shakl):

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

bo'ladi, bu yerda ε - tasma sirtqi tolalarining nisbiy chuzilishi; E – elastik moduli.

Ma'lumki, balkalarning egilishida

$$\varepsilon = y/\rho$$

bo'ladi, bu yerda y —neytral qavatdan eng sirtqi tolagacha bo'lgan masofa; ρ —egrilik radiusi.

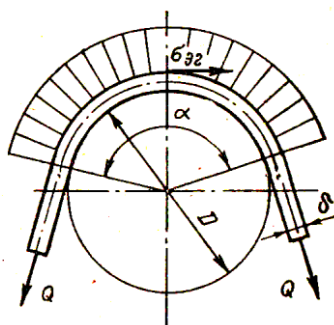
Shkivni qamrovchi tasma uchun:

$$y = \delta/2; \quad \rho = D/2.$$

Demak,

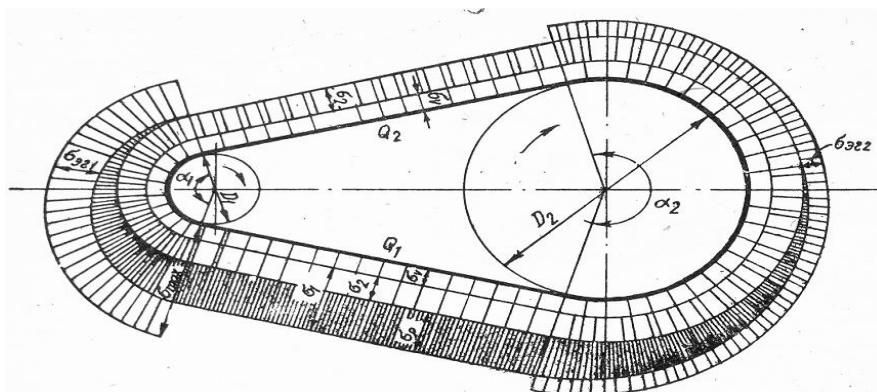
$$\varepsilon = \delta/D; \quad \sigma_{eg} = \delta \cdot E / D$$

bo`ladi. Shunday qilib, tasmaning yetaklovchi tarmog`idagi kuchlanishlarning yig`indisi quyidagicha bo`ladi (76shakl).



$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{eg} = \sigma_0 + \frac{\sigma_F}{2} + \sigma_v + \sigma_{eg} \quad (156)$$

bu yerda $\sigma_F = F/S$ - foydali kuchlanish. Uni $\sigma_F = \sigma_1 - \sigma_2$ sifatida ham aniqlash mumkin. Tasmani tortish qobiliyatini F kuch yoki foydali σ_F kuchlanish orqali ifodalash mumkin (shaklda σ_ρ)



76- Tasma tarmoqlaridagi kuchlanishlar epyurasi

Boshlang`ich taranglikdan hosil bo`lgan kuchlanish ortishi bilan foydali kuchlanish ham ortadi:

$$\sigma_F = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (157)$$

Lekin σ_0 ning qiymatini xaddan tashkari oshirib bo`lmaydi, chunki σ_0 ning ortishi tasma chidamligining kamayishiga sabab bo`ladi. Texnologiya va mashinasozlik Markaziy ilmiy-tekshirish instituti (SNIITMASH) ning ittifoqimizda ishlab chiqarilgan har xil tasmalar bilan o`tkazgan tajribalariga ko`ra, boshlang`ich taranglikdan hosil bo`lgan kuchlanish 1,5-2,0 MPa oralig`ida bo`lganda tasmali uzatma eng yaxshi natija bilan ishlaydi.

Ma`lumki, uzatmalar loyixalashda uzatma o`lchamlarining iloji boricha kichik bo`lishiga harakat qilinadi. Buning uchun D/δ kichik bo`lishi kerak. Vaxolanki, D/δ ning kichraytirilishi σ_{eg} ning ortishiga, bu esa, uz navbatida, tasma chidamligining kamayishiga olib keladi. Shuning uchun amalda σ_{eg} ning qiymati D/δ ning ruxsat etilgan kichik kiymati bilan chegaralaniladi. Shuni nazarda tutish kerakki, tasmaning chidamligi faqat σ_{eg} ning qiymatigagina bog`liq bo`lib qolmay, balki uning ta`sir etish harakteriga va siklning qanchalik tez takrorlanib turishiga (chastotasiga) ham bog`liqdir. Siklning takrorlanish tezligi tasmaning shkivni vaqt birligida aylanib o`tish soni bilan

o'lchanadi. Tasmaning bir sekunda shkivni necha marta aylanib utishni quyidagicha aniqlash mumkin:

$$i = g/l, \quad (158)$$

bu yerda g - aylana tezlik, m/s; l -tasmaning uzunligi; $m.i$ ning qiymati qanchalik katta bo'lsa, tasmaning chidamligi shunchalik kichik bo'ladi. Chunonchi:

$$\text{yassi tasmlar uchun } i \leq 3 \dots 5; \quad (159)$$

$$\text{ponasimon tasmlar uchun } i \leq 10 \dots 20.$$

Tajriba shuni ko'rsatdiki, yuqorida tavsiya etilganlarga rioya qilib loyixalangan uzatmalarda tasmlarning o'rtacha chidamligi 2000.....3000 soatdan kam bo'lmaydi.

Tasmaning shkivlarda sirpanishi

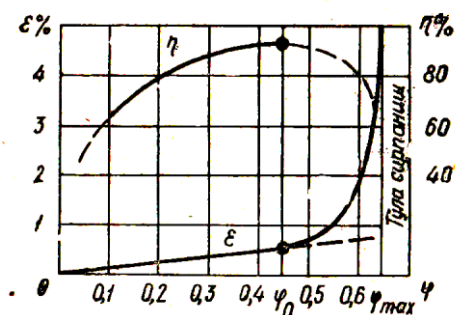
N.E.Jukovskiyning ilmiy tadqiqotlari sirpanish hodisasini quyidagi ikki turga ajratib o'rganish zarurligini ko'rsatdi:

a) elastik sirpanish; bu sirpanish uzatmaga qanday nagruzka tushganligidan qat'iy nazar sodir bo'laveradi;

b) to'la sirpanish; tasmaga o'ta nagruzka tushuvidan sodir bo'ladi. Tasmaning A nuqtasi V nuqtasiga yaqinlashgani sari shkivdan orqada qola boshlaydi. Ana shu hodisa elastik sirpanishdir. Uzatmaga qanchalik katta nagruzka tushsa, sirpanish hodisasi shunchalik ko'p seziladi. Agar harakatdagi uzatmaning yetaklanuvchi shkividagi karshilik moenti ma'lum qiymatdan ortib ketsa, shkiv butunlay aylanmay qoladi. Bu xolatda tasma yetaklanuvchi shkiv ustidan sirpanib ketaveradi. Bu hodisa to'la sirpanish hodisasi deyiladi. Tasmaning bunday sharoitda ishlashiga yo'l quymasligi kerak.

Sirpani va foydali ish koeffisienti egri chiziklar

Hozirgi vaqtda tasmani uzatmaning yuklanish qobiliyati sirpanish va foydali ish koeffisienti egri chiziklar asosida baholanadi (77-shakl).



Bunday grafiklar turli tasmlarni tajribada tekshirish natijasida tuziladi. Grafikda ordinatalar o'qiga sirpanish koeffisienti va foydali ish koeffisienti η , abscissalar o'qiga esa uzatmaning tortish koeffisienti φ orqali ifodalangan yuklanishi qo'yiladi. Tortish koeffisienti quyidagicha ifodalanadi:

$$\varphi = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1 + Q_2} = \frac{F}{2Q_0} \quad (160)$$

Tortish koeffisienti φ dastlabki taranglik, $2Q_0$ ning qancha qismi foydali F kuchni uzatishga sarflanayotganligini ko'rsatadi. Biroq foydali kuch faqat dastlabki taranglik $2Q_0$ gagina emas, balki tasma tarmoqlaridagi taranglikning ayirmasiga ham bog'liq. Bu

$$F = Q_1 - Q_2$$

ayirmaning mavjudligi tasmaning shkiv ustida sirpanishiga olib keladi. Sirpanish miqdori sirpanish koeffisienti bilan ifodalanadi:

$$\varepsilon = \frac{n_2 - n_1}{n_2} \cdot 100\% \quad (161)$$

bu yerda n_2 – yetaklanuvchi shkivning haqiqiy aylanishlar soni; n_2 – shu shkivning nazariy aylanishlar soni.

Ma`lumki, tasmaning dastlabki tarangligidan maksimal foydalanish uchun tortish koeffisienti φ ning qiymatini kattalashtirishga harakat qilinadi. Biroq φ ning qiymati ma`lum miqdordan oshirib yuborilsa, uzatmadagi zarali hodisa-ro`y beradi. Demak, har bir tasma uchun φ ning shunday qiymatini aniqlash mumkinki (77-shaklda φ_0), uning bu qiymatida sirpanishning salbiy ta`siri uncha katta bo`lmagani xolda mumkin qadar ko`p nagruzka uzatiladi, natijada uzatmaning foydali ish koeffisienti maksimal qiymatiga yetadi. Buni sirpanish egri chizig`i grafigidan yaqqol ko`rish mumkin. Tortish koeffisientining qiymatini ifodolovchi (160) kasrning surati va maxraji tasmaning ko`ndalang kesim yuzi $S=b\delta$ ga bo`linsa yo quyidagi ifoda kelib chiqadi;

$$\varphi = \frac{F}{2Q_0} = \frac{F/S}{2Q_0/S} = \frac{\sigma_F}{2\sigma_0} \quad (162)$$

bu yerda σ_F - foydali kuchlanish; σ_0 – tasmaning dastlabki tarangligidan hosil bo`lgan kuchlanish. Tasmalarda σ_0 ning qiymati 1.52 MPa bo`lganda uzatmaning eng yaxshi natija bilan ishlashi yuqorida aytib o`tilgan edi. Ana shuni e`tiborga olib, har bir tasma uchun foydali kuchlanishni, qolaversa, bu tasma vositasida uzatilishi mumkin bo`lgan aylana kuchning optimal qiymatini aniqlash mumkin. Buning uchun yuqorida keltirilgan formulani quyidagicha ifodalaymiz.

$$\sigma_F = 2\sigma_0\varphi_0 \quad (163)$$

bundan tashqari,

$$F = \sigma_F \cdot S$$

yoki

$$N = \frac{F_v}{1000} \text{ kVt} \quad (164)$$

bo`ladi. Shunday qilib, sirpanish egri chizig`i vositasida turli tasmalar uchun ular uzata olishi mumkin bo`lgan aylana kuch hamda quvvatning optimal qiymatini aniqlash mumkin.

Hozirgi vaqtda tasmali uzatmalar ana shu yo`sinda topilgan foydali kuyalanishining ruxsat etilgan qiymati asosida hisoblanadi. Shuning uchun bunday hisoblash sirpanish egri chizig`i buyicha hisoblash deb yuritiladi. Bir qancha tasmaning egri chiziqlarini tekshirish natijasida foydali kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati bilan chidamlilik belgisi δ/D_1 orasida quyidagicha bog`lanish borligi aniqlanadi:

$$[\sigma_F]_0 = A - W \frac{\delta}{D_1} \quad (165)$$

Hisobga oluvchi tuzatmalar kiritiladi. Shunday kilib, hisoblanayotgan aniq uzatma uchun:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 S_0 S_1 S_2 S_3 \quad (166)$$

19-JADVAL.

Foydali kuchlanishning yassi tasmalar uchun ruxsat etilgan qiymatlari $[\sigma_F]_0$, Mpa.

Tasm aning turi	D1/σ									
	20	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Rezinalangan	---	(2,1)	2,17	2,21	2,25	2,28	2,3	2,33	2,37	2,4
Charmdan tayyorlangan	(1,4)	1,7	1,9	2,04	2,15	2,23	2,3	2,5	2,5	2,6
Ip-gazlamadan tayyorlangan	(1,35)	1,5	1,6	1,67	1,72	1,77	1,8	1,85	1,9	1,95
Jundan tayyorlangan	(1,05)	1,2	1,3	1,37	1,47	1,47	1,5	1,55	1,6	1,65

e s l a t m a : 1) jadval $\sigma_0=1,8$ MPa kilib olingan xol uchun tuzilgan. Agar $\sigma_0=2,0$ Mpa kilib olinsa, jadvalda keltirilgan $[\sigma F]_0$ ning qiymati 10% oshiriladi, $\sigma_0=1,6$ Mpa kilib olinganda esa 10% kamaytiriladi; 2) agar shkiqlar plastmassalardan tayyorlangan bulsa, $[\sigma F]$ ning qiymati 20% oshiriladi; 3) nam va chang sharoitda ishlaydigan uzatmalar uchun $[\sigma F]_0$ ning qiymati 10...30% kamaytiriladi.

20-jadval

Foydali kuchlanishning ponasimon tasmalar uchun ruxsat etilgan qiymatlari.

Tasmaning turi	O			A			B			V				G			D			E			
D1, mm	70	80	≥ 90	100	112	≥ 125	140	160	≥ 180	200	225	250	≥ 280	320	360	400	≥ 450	500	560	≥ 630	800	900	≥ 1000
$[\sigma F]_0$, MPa	1,45	1,57	1,65	1,51	1,61	1,77	1,51	1,67	1,74	1,51	1,66	1,84	1,91	1,51	1,72	1,91	1,92	1,51	1,72	1,92	1,51	1,73	1,92

e s l a t m a : jadval $\sigma_0 = 1,2$ MPa kilib olingan xol uchun tuzilgan. Agar $\sigma_0=1,5$ MPa kilib olinsa, jadvalda keltirilgan $[\sigma F]_0$ ning qiymati 12% oshirilishi, $\sigma_0=0,9$ MPa kilib olinganda esa 20% kamaytirilishi kerak.

Bo'ladi: bu yerda $[\sigma F]_0$ – ruxsat etilgan foydali kuchlanishning jadvalga keltirilgan qiymati; C0 – kamrov burchagi qiymatining tortish qobiliyatiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient (21-jadval); S1 tezlikning uzatma ishiga ta'sirini xisobga oluvchi koeffitsient (22-jadval); S2 – ishlash rejimini hisobga oluvchi koeffitsient (23-jadval); S3 – uzatmaning gorizantal tekislikka nisbatan joylashuvini va tasmani taranglash usulini xisobga oluvchi koeffitsient (24-jadval).

21-jadval.

Kamrov burchagi koeffitsienti.

Tasmaning turi	Kamrov burchagi α°					
	80	120	140	160	180	200
Yassi.....	---	0,82	0,88	0,94	1,0	1,12
Ponasimon.....	0,62	0,83	0,90	0,96	1,0	1,08

22-jadval.

Tezlik koeffitsienti S1

Tasmaning tezligi, m/s	1	5	10	15	20	25	30
Yassi tasmalar uchun.....	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68
Ponasimon tasmalar uchun.....	1,05	1,04	1,0	0,94	0,85	0,74	0,60

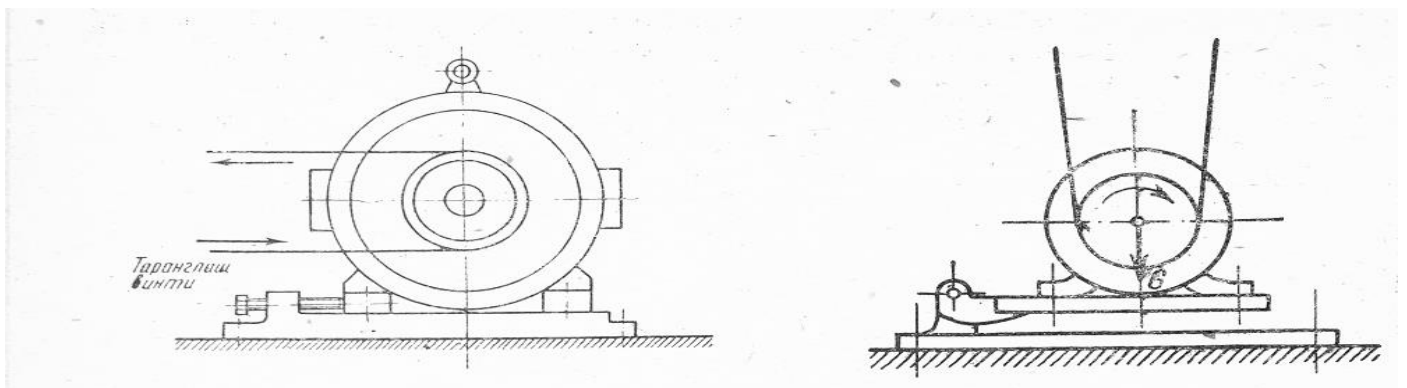
23-jadval.

Ish rejimi koeffitsienti S2

Nagruzkaning xarakteri	Mashina turi	S2
Bir tekis	Ventilyatorlar, markazdan kochirma nasos va kompressorlar, tokarlik va parmalash stanoklari	1,0
Nagruzkaning uzgarishi me'yorida bulgan xollar	Porshenli nasos va kompressorlar, plastinkali transportyorlar, avtomat stanoklari	0,9

Nagruzkaning uzgarishi sezilarli darajada katta bulgan xollar	Gox bir tomonga, gox ikkinchi tomonga xarakatlanib turadigan yuritmalar, randalash stanoklari, elevatorlar	0,8
Nagruzkaning uzgarishi notekis bulgan va zarb bilan ta`sir kilgan xollar	Kutargichlar, ekskavatorlar, xar xil presslash mashinalari, bolgalash uskunalari va shu kabilar	0,7

Hozirgi vaqtda tasmalarning zarur tarangligini ta`minlovchi har xil usullar mavjud. Bulardan ko`proq ishlatiladigani tasmani zarurat tugilganda taranglab turishga imkon beradigan vintli qurilmalardir(78-shakl). Bunda tasmaning tarangligi vaqt-vaqti bilan kuzatib turiladi va kerak bo`lgan taqdirda vint buralib yetaklovchi shkiv biriktirilgan elektrik dvigatel` maxsus salaskada joyidan



78 – shakl. Tasmaning vintli qurilma vositasida taranglanishi

qo`zg`atiladi. Bu uslning kamchiligi shuki, uzatmaning ishi doimo nazorat qilib turilishi kerak.

Taranglikni ta`minlashning eng oddiy usullaridan biri joyidan oson siljiydigan qilib o`rnatilgan elektrik dvigatelini prujina bilan tortib quyish yoki uni uz og`irilig ta`sirida tasmani tortib turadigan tarzda osishdir (79-shakl). Bunday xollarda tasmaning tarangligi doimo bir xil bulib turadi. Shuni xam takidlab o`tish kerakki, uz nagruzka bilan ishlayotgan uzatmada taranglikning uzgarmay turishi uning ish ko`rsatkichlarini pasaytiradi. Shuning uchun so`nggi yillarda tasmaning tarangligini nagruzkaning o`zgarishiga monand ravishda avtomatik uzgartirib turuvchi ko`rilmalardan foydalanilmoqda. Bunday qurilmalardan biri 80-shaklda ko`rsatilgan. Bunday xollarda elektrik dvigateldan tebranuvchi richak 2dagi shkiv 1 ga tishli gildiraklar jufti vositasida uzatiladi. Tebranuvchi richag etaklanuvchi g`ildirak 3 ning o`qi hisoblanadi.

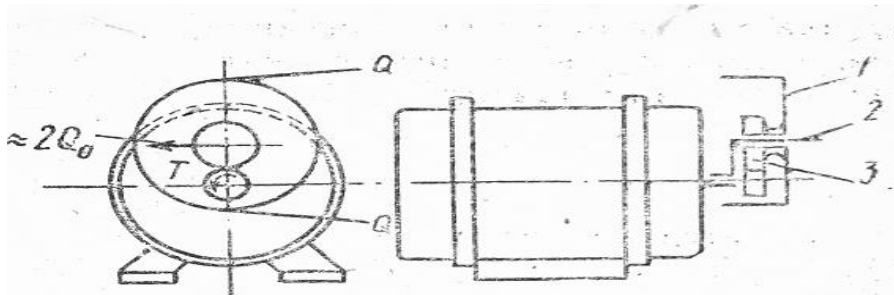
79 – shakl. Tasmaning elektrik dvigatel og`irli bilan taranglanishi

24-jadval

Tasmali uzatmaning turi	Uzatmaning gorizonta tekislikka nisbatan joylashuv yuurchagi		
	0° dan 60° gacha	60° dan 80° gacha	80° dan 90° gacha
Tasmaning tarangligi avtomatik ravishda ta`minlanadigan uzatmalar	1,0	1,0	1,0
Ochik va taranglovchi moslamasi bo`lgan uzatmalar	1,0	0,9	0,8
Aykash uzatmalar	0,9	0,8	0,7
Yari aykash va yo`naltiruvchi rolikli uzatmalar	0,8	0,7	0,6

shunday yasalganki, tishli g`ildiraklarning aylana kuchi tasma uchun zarur taranglikka ($2 Q_0$) teng bo`lib, shkiv aylanayotgan tomonga teskari yo`nalgan. Nagruzkaning o`zgarishi elektrik dvigatel`

burovchi momentining o'zgarishiga, bu esa, o'z navbatida, g'ildiraklarga aylana kuchning, ya'ni taranglik kuchining o'zgarishiga olib keladi. Bunday qurilmaning tuzilishi murakkabrok bo'lsa-da, mavjud afzalliklari ulardan yanada kengroq foydalanishga undaydi.



80- shakl. Tasmaning avtomatik ravishda taranglanish qurilmasi

Xulosa: Tasmali uzatmalar sanoatda keng miqyosida ishlatiladi. Chunki tasmali uzatmalar yordamida harakatni yaxshi uzatish mumkin. Tasmali uzatmalardan foydalanib katta quvvatli harakatni uzatib bo'lmaydi, chunki bunday tasmali uzatmalarda katta quvvatni uzatishda ishqalanish oqibatida yaxshi uzatilmay qoladi.

Takrorlash uchun savollar:

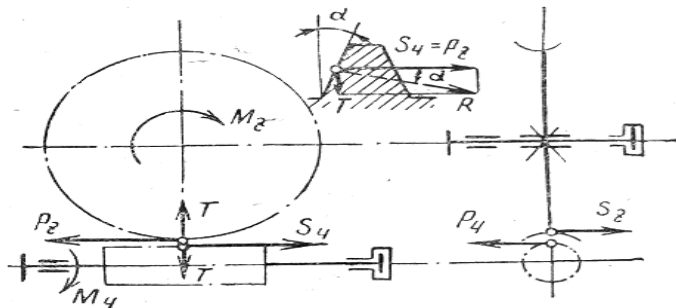
1. Tasmali uzatma deganda nimani tushunasiz?
2. Tasmali uzatmalarning qanday afzalliklari va kamchiliklari bor?
3. Tasmali uzatmalarni hissoqlash qanday bajariladi?
4. Tasmali uzatmalarning kinematikasi va geometriyasi haqida gapirib bering?
5. Tasma tarmoklaridagi kuchlar va ular orasidagi munosabat qanday bo'ladi?
6. Tasmadagi kuchlanishlar qanday bo'ladi?
7. Tasmali uzatmalarning shakllari nima?

18-mavzu. Zanjirli uzatmalar.

Reja:

1. Umumiy ma'lumotlar.
2. Zanjirli uzatmaning umumiy karakteristikasi.
3. Zanjir va yulduzchalarining tuzilishi.

Zanjirli uzatma maxsus tuzilishdagi tishli ikkita g'ildirak (yulduzcha) va ularga kiydirilgan cheksiz zanjirdan tuzilgan bo'ladi (136-shakl).



136-shakl. Zanjirli uzatma: 1-zanjir; 2-yulduzchalar.

Mashinasozlikda zanjirli uzatmalarning harakatga keltiruvchi mexanizm - yuritma, yuk tashish va tortish uchun mo'ljallangan turlari ishlatiladi. Uzatma turlarining har birida o'ziga mos zanjir ishlatiladi. Yuk tashish uchun ishlatiladigan zanjirlar harakat tezligi katta bo'lmagan yuk ko'taruvchi

mexanizmlarda yukni osib qo'yish va uni ko'tarib-tushirish uchun hizmat qiladi. Odatda, bunday zanjirlarning qadami 15 dan 140 mm gacha bo'ladi. Qadam zanjirning asosiy ko'rsatkichi bo'lib, t harfi bilan belgilanadi va zanjir zvenolarini birlashtiradigan valiklar orasidagi masofani ko'rsatadi.

Tortish uchun mo'ljallangan zanjirlar elevator, konveyer va eskalator kabi yuk tashish mexanizmlarida ishlatiladi. Bunday zanjirlarning qadami 60 dan 1250 mm gacha qilib tayyorlanadi. Mashina detallari kursida asosan stanoklarda, qishloq xo'jalik mashinalarida keng tarqalgan va harakatga keltiruvchi mexanizm sifatida ishlatiladigan zanjirli uzatmalar o'rganiladi. Bunday uzatmalar, ularda foydalanilgan zanjirning turiga qarab vtulkali, vtulka-rolikli, rolikli va tishli xillarga, zanjirlarning soniga qarab esa bir qatorli yoki bir necha qatorli xillarga bo'linadi. Bundan tashqari, zanjirli uzatmalar ochiq yoki yopiq (maxsus kojux ichiga olingan) bo'lishi mumkin.

Zanjirli uzatmalarning afzalliklari: a) harakatni nisbatan (tishli uzatmalarga qaraganda) uzoq masofaga uzata oladi - vallar orasidagi masofa 5 m ga etadi; b) foydali ish koeffisienti yetarli darajada yuqori; v) vallarga tushadigan kuch tasmali uzatmalardagiga qaraganda kichik; g) zanjirlar ilashish prinsipi asosida ishlaganligi tufayli sirpanish hodisasi ro'y bermaydi, natijada uzatish soni katta qiymatga ega bo'ladi.

Bunday uzatmalarning kamchiliklari jumlasiga qo'yidagilarni kiritish mumkin: a) tannarxi yuqori; b) yulduzchalar tayyorlash bir muncha murakkab; v) e'tibor bilan qarab turishni va sinchiklab montaj qilishni talab etadi; g) zanjir elementlarining yeilishi zvenolar uzunligining ortishiga va qo'shimcha dinamikaviy kuchlarning paydo bo'lishiga sabab bo'ladi, bu esa uzatmaning notekis ishlashiga olib keladi.

Zanjirli uzatmalar qishloq xo'jalik mashinalarida, transportda va ximiya sanoatida, stanoksozlikda hamda ko'tarish-tashish mashinalarida tasmali uzatmalardan foydalanish yetarli darajada ishonchli bo'lmagan hollarda ishlatiladi.

Zanjirli uzatmaning umumiy harakteristikasi

Uzatmaning quvvati:

$$N = \frac{F_t v}{1000} \kappa BT \quad (292)$$

Hozirgi vaqtda ishlatilayotgan uzatmalarda uzatilayotgan quvvatning qiymati bir necha ming kVt ga etadi. Biroq katta quvvatga mo'ljallangan uzatmalarning tannarxi tishli uzatmalarnikiga qaraganda yuqori bo'ladi. Shuning uchun, ko'pincha, zanjirli uzatmalar quvvati 100 kVt gacha bo'lgan vallar orasida ishlatiladi.

$$v = \frac{z \cdot t \cdot n}{60 \cdot 1000} m/s \quad (293)$$

bu yerda z - yulduzcha tishlarining soni; t -zanjirning qadami, mm; n - yulduzchanning aylanish chastotasi, min^{-1} .

Mashinasozlikda ishlatiladigan uzatmalarda $v=10m/s$ gacha, $n= 500 min^{-1}$ gacha bo'ladi. Shu bilan bir qatorda, aylanish tezligi minutiga 3000 ga yetadigan uzatmalar ham bor. Bunjay hollarda zanjir elementlari tez yeilib, zarbli dinamikaviy kuchlarning paydo bo'lishiga olib keladi.

Uzatmaning uzatish soni:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (294)$$

Mashinasozlikda foydalanilayotgan zanjirli uzatmalarda u ning qiymati uzog'i bilan 10 ga etadi. Uzatish sonining qiymati bundan katta bo'lgan hollarda zanjirli uzatmalardan foydalanish nomaqbul. Uzatma FIK ning o'rtacha qiymati 0,96 - 0,98 oralig'ida bo'ladi.

Markazlararo masofa va zanjir uzunligi. Markazlararo masofaning eng kichik qiymati

yulduzchalar oralig'ining kamida 30 ... 50 mm bo'lishi hisobga olingani holda aniqlanadi:

$$a_{\min} = \frac{D_{T1} + D_{T2}}{2} + (30 \dots, 50) \text{mm} \quad (295)$$

bu yerda D_{T1} va D_{T2} - yulduzchalarning sirtqi diametrlari.

Zanjirning chidamliligi yetarli darajada bo'lishini ta'minlash maqsadida

$$a = (30 \dots, 50)t \text{ mm} \quad (296)$$

qilib olish tavsiya etiladi. Bunda uzatish soni ortishi bilan a ning kattalashuvini nazarda tutish lozim.

Zanjirning uzunligi xuddi tasmaning uzunligini topishdagi kabi aniqlanishi mumkin. Odatda, zanjirning uzunligi qadamlar soni bilan belgilanadi, uning qiymati qo'yidagicha ifodalanadi:

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right) \frac{t}{a}. \quad (297)$$

L_t ning topilgan qiymati butun songacha yaxlitlanadi. Zanjirning uchlarini ulashga maxsus o'lagich zvenolar ishlatmaslik maqsadida L_t qiymatining juft son bo'lishi tavsiya etiladi.

L_t ning qiymati shu tartibda belgilangach, a ning qiymati L_t ga bog'lik ravishda qayta aniqlanadi:

$$a = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2} \right] \quad (298)$$

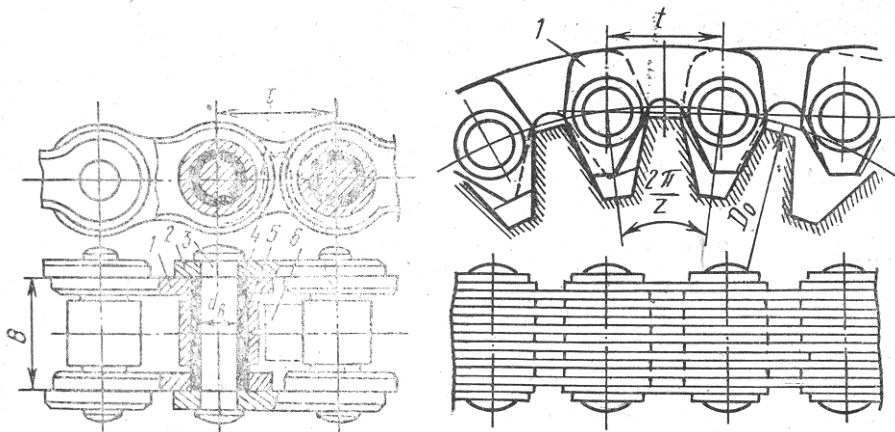
Uzatmaning normal ishlashi uchun zanjir ma'lum darajada shalki bo'lishi kerak. Buning uchun a ning qiymati taxminan (0,002 ... 0,004) a qadar kamaytiriladi, elementlarning yeilishi natijasida zanjirning uzunligi, qolaversa saklilik ham ortadi. Bu hol uzatma ishiga salbiy ta'sir ko'rsatadi. Shuning uchun zanjirli uzatmalar loyihalashda ulardagi salkilikning me'yorida bo'lishini ta'minlovchi qurilma ham nazarda tutilishi lozim. Odatda, bunga tayanchlarning birini qo'zgaluvchan qilish yoki alohida taranglovchi yulduzchadan foydalanish bilan erishiladi.

Zanjir va yulduzchalarning tuzilishi

Hozirgi vaqtda mashina va mexanizm yuritmalarida ishlatiladigan vtulka-rolikli, vtulkali va tishli zanjirlarning hamma o'lchamlari standartlashtirilgan va ular ixtisoslashtirilgan zavodlarda ishlab chiqariladi. Vtulka rolikli zanjir (137-shakl) tashqi zveno 2 ga presslab o'rnatilgan valik 3, ichki zveno 1 ga presslab joylashtirilgan vtulka 4 va vtulkaga uning atrofida bemalol aylanadigan qilib kiydirilgan rolik 5 dan tuzilgan. Zanjir yulduzchaga roliklar vositasida ilashadi. Rolikning yulduzcha tishiga tekkanda aylanib ketishi sirpanib ishqalanishni dumalab ishqalanishga aylantiradi. Bu hol tishlarning yeilishini susaytiradi va uzatma ishini yaxshilaydi. Katta tezlik va nagruzka bilan ishlaydigan uzatmalarda bunday zanjirlarning ko'p qatorli turi ishlatiladi.

Vtulkali zanjirning vtulka-rolikli zanjirdan farqi shuki, unda vtulka ustiga kiydirilgan rolik 5 bo'lmaydi. Buning natijasida zanjirning og'irligi va tannarxi kamayadi. Biroq vtulkali zanjirning hamda u bilan ilashishda bo'lgan yulduzchalarning tishlari nisbatan tez yeiladi. Shuning uchun ulardan ka

avsiya etiladi.



137-shakl. Vtulka polikli zanjirning tuzilishi:

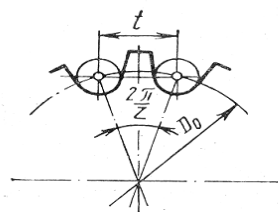
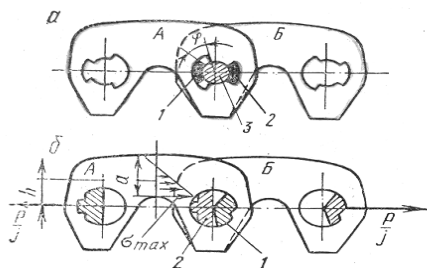
138-shakl. Tishli uzatmaning sxemasi.

Tishli zanjirlar ikki uchida tishga o'xshash chiqiqlari bo'lgan plastinkalar majmuidan iborat (138-shakl). Yulduzchalarning tishlari plastinka chiqiqlari orasiga joylashgan holda ilashishda bo'ladi. Bunday zanjirlarning afzalligi shundaki, qadami o'zgartirilmagan holda plastinkalar sonini oshirib, zanjir enini talab etilganicha kattalashtirish mumkin. Shuning uchun bu xildagi zanjirlardan katta quvvat uchun mo'ljallangan uzatmalarda foydalaniladi. Tishli zanjirlar plastinkalarining konstruksiyasi har xil bo'ladi. Plastinkalar orasidagi asosiy farq ular uchun mo'ljallangan sharnirning tuzilishidadir. Sharnirlar sirpanib ishqalanish yoki dumalab ishqalanish prinsipi asosida ishlaydigan qilib tayyorlanadi (139-shakl). Plastinkalar o'zaro va zanjirning eni bo'ylab valik 3 vositasida yig'iladi. Valik ustiga ikki vkladish o'rnatiladi. Ulardan chap tomondagisi 1 ung tomondagi plastinka B bilan, o'ng tomondagisi 2 esa chap tomondagi plastinka A bilan mahkamlangan bo'ladi. Sharnirlar plastinkalarning o'zaro ma'lum burchakka burilishiga imkon beradi. Odatda, bu burchak zanjirning tuzilishi: $\varphi_{\max} = 30^0$ bo'ladi va u yulduzcha tishlarining eng kam sonini belgilovchi faktor hisoblanadi, ya'ni:

$$z_{\min} = \frac{360^0}{\varphi_{\max}} = 12 \quad (299)$$

Uzatmani loyihalashda kichkina yulduzcha tishlarining sonini 55-jadvaldan olish mumkin.

Zanjirli uzatmalarda foydalaniladigan yulduzchalarning tuzilishi tishli g'ildiraklarning tuzilishiga ko'p jihatdan o'xshash bo'ladi.



139-shakl. Tishli zanjirlar sharnirining tuzilishi:

140-shakl. Yulduzchaning bo'lish aylanasini aniqlashga doir sxema.

Yulduzchaning bo'lish diametri u bilan ilashishda bo'lgan zanjir valiklarining markazidan o'tadi va qiymati qo'yidagicha aniqlanadi (140-shakl):

$$D_0 = \frac{t}{\sin(\pi / z)} \quad (300)$$

Tishli zanjirning tuzilishi shundayki, u yulduzcha bilan ilashishda bo'lgan valik markazlaridan o'tgan aylana yulduzchaning tashqarisida joylashadi. Lekin bu aylananing diametrini ham (300) ifoda yordamida aniqlash mumkin.

Bo'lish diametri ma'lum bo'lgach, yulduzchaning qolgan geometrik o'lchamlari tegishli standartdan olinadi. Odatda, zanjir elementlari hamda yulduzchalar uglerodli yoki ligerlangan po'latlardan (15, 20, 20X, 40X, 45 va boshqa markali po'latlardan) tayyorlanadi va yeilishga

chidamliligini oshirish maqsadida ular turli usulda termik ishlanadi.

55-jadval

Kichkina yulduzcha uchun tishlar sonining tavsiya etilgan qiymati.

Zanjir turi	Uzatish soni, u					
	1-2	2-3	3-4	4-6	5-6	>6
Rolikli	30-27	27-25	25-23	23-21	21-17	17-15

Xulosa: Zanjirli uzatma maxsus tuzilishdagi tishli ikkita g'ildirak (yulduzcha) va ularga kiydirilgan cheksiz zanjirdan tuzilgan bo'ladi. Mashinasozlikda zanjirli uzatmalarning harakatga keltiruvchi mexanizm – yuritma, yuk tashish va tortish uchun mo'ljallangan turlari ishlatiladi. Uzatma turlarining har birida o'ziga mos zanjir ishlatiladi. Zanjirli uzatmalarning asosiy afzalligi ularning katta tezlikda yuqori quvvat uzata olish qobiliyatidir. Shuning uchun bu turdagi uzatmalar sanoatda keng miqyosida qo'llaniladi.

Takrorlash uchun savollar:

1. Zanjirli uzatma deb nimaga aytiladi?
2. Zanjirli uzatmaning sanoat o'rni haqida ma'lumot bering?
3. Zanjirli uzatmalar qanday afzalliklarga ega?
4. Zanjirli uzatmalar qanday kamchiliklarga ega?
5. Zanjirli uzatmalarning umumiy xarakteristikasini tushuntiring?
6. Zanjir va yulduzchalarning tuzilishini tushuntiring?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to'plami. O'qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

19-mavzu. Vallar va o'qlar.

Reja:

1. **Umumiy ma'lumot.**
2. **Vallarni hisoblash.**
3. **Vallarning mustaxkamligini hisoblashning takribiy usuli.**
4. **Vallarning mustaxkamligini hisoblashning aniqlashtirilgan usuli.**
5. **Vallarning bikrligini aniqlash.**
6. **Vallarning vibrabardoshligini hisoblash**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Vallar va o'qlar haqida umumiy tushunchaga ega bo'lish, vallarni hisoblashni o'rganish, vallarning mustahkamligini hisoblashning aniqlashtirilgan usuli bilan tanishish, vallarning bikirligini hisoblash bilan tanishish, vallarning vibrabardoshligini hisoblashni o'rganish, vallar va o'qlarni sanoatda ishlatilishi haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish.

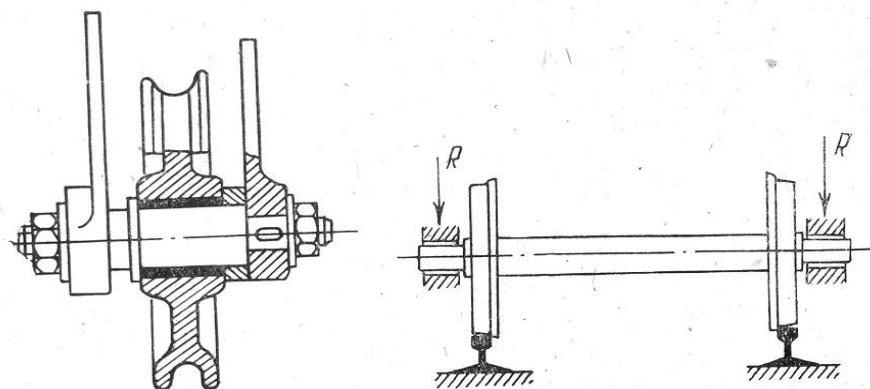
Tayanib boralar: Val, o'q, ship, sapfa, bo'yin, valning mustaxkamlik chegarasi, vallarning vibrabardoshligi, yetaklanuvchi val, yetaklovchi val, vallarning chidamlilik chegarasi, burovchi moment, g'ildirak, eguvchi moment, mufta, aylana kuch, sterjin, bol't, gayka, vint.

Vallar va o'qlar - tishli g'ildirak, shkv va shu kabi aylanuvchi qismlarni o'rnatish uchun ishlatiladigan asosiy detallar. Ko'pincha ular silindrik sterjenga o'xshash bo'ladi. Tuzilishi jixatidan olganda o'q bilan valning deyarli hech qanday farqi bo'lmaydi. Lekin bajaradigan vazifasiga qarab, ular bir-biridan katta farq qiladi. O'qlarning asosiy vazifasi detallarning mo'ljaldagi joyda aylanishiga sharoit yaratib berishdir. Bunda o'qning o'zi detal bilan birga aylanishi ham, aylanmasligi ham mumkin. Masalan, temir yo'l vagonlarining g'ildiraklari o'q bilan birga aylanadi (143-shakl), yuk

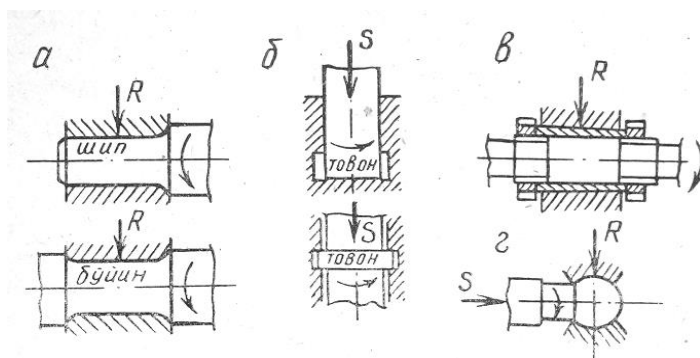
ko'taruvchi mashinalar tarkibidagi blok o'qlari esa qo'zg'almas bo'ladi.

Vallarining vazifasi undagi detallarning aylanishini ta'minlash bilan birga, burovchi moment uzatishdan ham iborat.

Demak, o'q bilan valning tuzilishi, ko'pincha bir xil bo'lsa-da, ishlash sharoiti har xil: o'q faqat eguvchi kuchlanish ta'sirida, val esa eguvchi kuchlanish bilan bir vaqtda burovchi momentdan xosil bo'ladigan kuchlanish ta'sirida ishlaydi.



Ayrim xollarda o'qlar bilan vallar tuzilishi jixatidan xam farq qiladi. O'qlar doim to'g'ri bo'lgani xolda vallar tirsakli (ichki yonuv dvigatellarida) yoki egiluvchan (Tish davolashda ishlatiladigan mashinalarda) qilib tayyorlanadi. Val va o'qlarning tayanchlarga mo'ljallangan qismi *sapfa* deyiladi. Val yoki o'qning ichida joylashgan sapfa *ship* deb, o'rtasida joylashgani *bo'yin* deb ataladi. Agar val yoki o'qning salfasi ularning uzunligiga tik tekislikda joylashgan bo'lsa, bunday sapfa *tovon* deyiladi. (144 shakl). Qaysi shakldagi ship yoki tovon ishlatilishi valning ishlash sharoitiga bog'liq.



144 shakl

Vallarining ichidan boshqa detal' o'tishi uchun yoki vallarning og'irligini kamaytirish maqsadida ular ichi kovak qilib tayyorlanadi.

To'g'ri val va o'qlar, ko'pincha, uglerodli yoki legirlangan po'latlardan tayyorlanadi: Termik ishlanmaydiganlari st 5 markali po'latdan, termik ishlanadiganlari 45 yoki 40X markali po'latdan, tez aylanadigan va sirpanish podshipniklarida ishlaydigani esa 20 yoki 20X markali po'latdan tayyorlanadi.

Vallarni hisoblash

Vallarning eguvchi moment M va burovchi moment T ta'siriga chidamliligi, birligi xamda vibrabardoshligi hisoblanadi. O'qlarni hisoblash vallarni hisoblashning $T=0$ bo'lgandagi xususiy xolidir. Shuning uchun o'qlarni hisoblash haqida aloxida to'xtalib o'tirishning xojati yo'q. Odatda, vallarning mustaxkamligini hisoblash asosida loyixalash ishi quyidagi tartibda bajariladi:

1. Ma'lum aylanish chastotasi xamda quvvat asosida valning taxminiy diametri aniqlanadi. Buning uchun faqat burovchi moment ta'siridagi valning mustaxkamlik shartidan foydalaniladi:

$$T = W_p [\tau] \quad (323)$$

bu yerda $T = 9550 \frac{N}{n}$ Nm, N – quvvat, kVt; val ko'ndalang kesimining polyar qarshilik momenti; $[\tau]$ - burovchi moment ta'siridan xosil bo'ladigan kuchlanishning ruxsat etilgan qiymati. Yuqoridagilarga binoan quyidagi ifodani yozish mumkin:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 10^3 N}{0,2[\tau]n}} \quad (324)$$

bunda $\sqrt[3]{\frac{9550 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = C$ deb olib, valning diametri uchun quyidagi formulani xosil qilamiz:

$$d = C \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \quad (325)$$

bu yerda S - soniy koeffisient, uning miqdori $[\tau]$ ning qiymatiga qarab 60-jadvaldan olinishi mumkin.

60-jadval

$[\tau]$ MPa	10	12	15	21	30	40	50
C	168	158	147	130	116	106	98,5

Odatda, transmissiya vallari uchun

$$d = (110 \dots 130) \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm}$$

reduktor vallari uchun

} (326)

$$d = (150 \dots 170) \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ mm}$$

qilib olinadi.

2. Topilgan taxminiy diametrga asoslanib, valning tuzilishi chama bilan chizib olinadi. Bunda valning istalgan kesimidagi kuchlanishning iloji boricha bir xil bo'lishiga harakat qilish lozim. Buning uchun valning aylanuvchi detal' o'rnatilgan o'rta qismini yo'g'onroq qilib, tayanchlarga yaqinlashilgan sari ingichkalashtirib borish tavsiya etiladi. Valning chetki qismi diametrini tanlashda

uni standartdan olinadigan dumalash podshipniklariga yoki elektrik dvigatellar valiga mos keltirish kerakligini nazarda tutish lozim. Bundan tashqari, pog'onali vallarning diametrlari o'zgaradigan joyda ortiqcha kuchlanishlar konsentrasiyasi xosil bo'lmasligi uchun bu joy qirrali bo'lmasdan, ma'lum radius bilan dumaloqlanishi (galtel` xosil qilinishi) kerak.

3.Valning tuzilishi quyilgan talabga to'la javob berishiga ishonch xosil qilingach, uning mustaxkamligi tekshirib ko'riladi. Buning ikki xil usul bilan amalga oshirish mumkin:

a) ruxsat etilgan kuchlanishlar hamda keltirilgan moment bo'yicha tekshirish usuli (takribiy usul);

b) xavfli kesimdagi kuchlanishlar konsentrasiyasini e'tiborga oluvchi va extiyot koeffisientini topish asosida tekshirish usuli (aniqlashtirilgan usul).

Agar valning mustaxkamligini tekshirish qoniqarli natijani bermasa, uning tuzilishiga zarur o'zgarishlar kiritilib, mustaxkamligi qayta hisoblanadi.

Vallarning mustaxkamligini hisoblashning takribiy usuli. Bu usulga ko'ra keltirilgan moment ta'siridan valning xavfli kesimida xosil bo'ladigan kuchlanish aniqlanib, ruxsat etilgan kuchlanish qiymati bilan solishtiriladi. Demak, bu xolda val kesimi uchun mustaxkamlik sharti quyidagicha ifodalanadi:

$$\sigma = \frac{M_v}{W} = \frac{10^3 \sqrt{M^2 + T^2}}{0,1d^3} \leq [\sigma_{-1}] \quad (327)$$

bu yerda M - uchlanish aniqlanadigan kesimga ta'sir etayotgan eguvchi moment, Nm; T - shu kesimdagi burovchi moment, Nm; W - xisoblanayotgan kesimning egilishga bo'lgan qarshilik momenti, mm³.

Agar valga ta'sir etuvchi kuchlar har xil tekislikda yotsa, ularni o'zaro perpendikulyar bo'lgan gorizontaal xamda vertikal ikkita tekislik bo'yicha ta'sir etadigan qilib olish, so'ngra ma'lum usullar bilan tayanchlardagi reaksiyalarni topish va ulardan foydalanib eguvchi moment epyuralarini ko'rish lozim. Bu xolda har bir kesimga umumiy ta'sir etadigan eguvchi moment ikki tekislik bo'yicha tuzilgan momentlarning geometrik yig'indisi sifatida aniqlanadi, ya'ni

$$M_y = \sqrt{M_z^2 + M_e^2} \quad (328)$$

Shundan so'ng, burovchi moment epyurasi ko'rib, keltirilgan momentning qiymati aniqlanadi:

$$M_v = \sqrt{M_y^2 + T^2}$$

Masalan, 145-shaklda keltirilgan, qiya tishli g'ildirak o'rnatilgan val uchun:

$$M_y = \sqrt{\left(F_r \frac{ab}{l} + M_x \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \frac{ab}{l} + F_{tM} \frac{ca}{l}\right)^2}$$

$$T = 9550 \frac{N}{n} Nm :$$

$$M_v = \sqrt{M_y^2 + T^2}; \quad (329)$$

bu yerda F_{TM} - ulanadigan val uchlarining o'qdosligini aniq ta'minlashning iloji bo'lmaganligi tufayli muftada xosil bo'ladigan qo'shimcha kuch; uning qiymati har xil muftalar uchun har xil bo'ladi; taxminiy hisoblashlarda $F_{TM} = (0,2-0,5)F_t$ qilib olinadi, bu yerda muftaga ta'sir etuvchi aylana kuch; bu kuchning yo'nalishi valda F_t dan xosil bo'ladigan deformatsiyani oshiradigan qilib olinadi; F_t g'ildirakdagi aylana kuch; F_x uk bo'ylab yo'nalgan kuch; F_r valga tik yo'nalgan kuch. Taqribiy hisoblash natijalaridan foydalanib, val qismlarining tuzilishi va o'lchamlari yetarli darajada aniq belgilanadi. Shundan so'ng hisoblashning aniqlashtirilgan usulidan foydalanib, valning mustaxkamligi tekshirib ko'riladi.

Vallarning mustaxkamligini hisoblashning aniqlashtirilgan usuli

Bu usulning taqribiy usuldan asosiy farqi shuki, bu usul bilan hisoblashda ta'sir etuvchi mometlardan tashqari, xavfli kesimlardagi kuchlanishlar konsentrasiyasi, valning geometrik o'lchamlari hamda sirt tozaligining kuchlanishlar qiymatiga ta'siri ham e'tiborga olinadi. Bu usulga ko'ra, valning xavfli kesimi uchun extiyot koeffisienti aniqlanib, ruxsat etilgan qiymati bilan solishtiriladi, ya'ni

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n] \geq 1,5, \quad (330)$$

bu yerda $n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_\sigma}{\varepsilon_M \varepsilon_P} + \psi_\sigma \sigma_m}$ faqat egilish bo'yicha aniqlangan extiyot koeffisienti;

$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{\varepsilon_M \varepsilon_P} + \psi_\tau \tau_m}$ - faqat buralish bo'yicha aniqlangan extiyot koeffisienti.

Bu yerdagi ψ_σ va ψ_τ kuchlanishlar sikli o'zgarmas qismining mustaxkamlikka ta'sirini e'tiborga oluvchi koeffisientlar qiymati 61-jadvaldan olinadi.

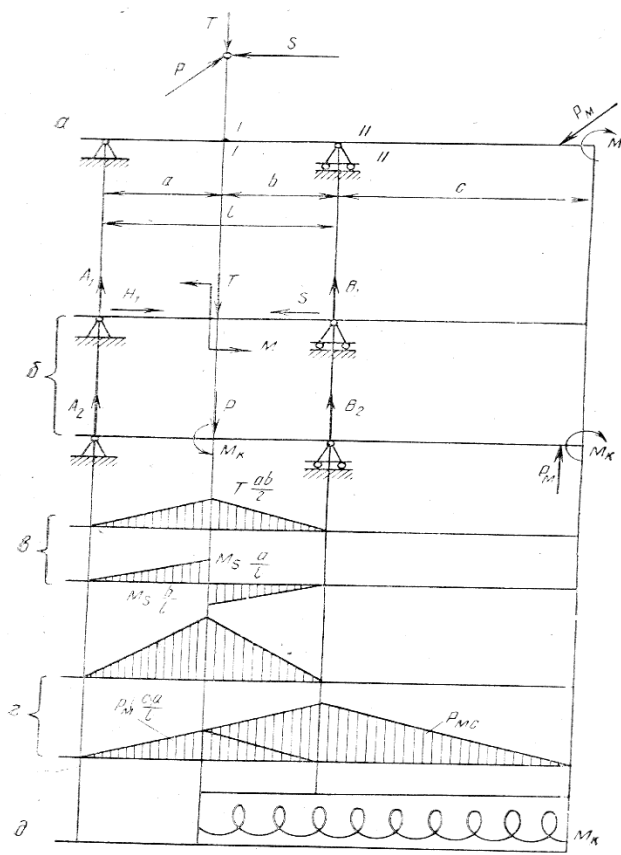
Ma'lumki, σ_a va τ_a kuchlanishlar siklining o'zgaruvchan qismi, o'zgarmas qismi, σ_m va τ_m

$$\left. \begin{aligned} \sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{eg} = \frac{M_y}{0,1d^3} \\ \tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{1}{2} \frac{T}{0,2d^3} \end{aligned} \right\} \quad (331)$$

bu ifodalardagi τ_{-1} va σ_{-1} ning qiymatlari, materialga qarab, maxsus jadvallardan yoki quyidagi taqribiy munosabatlar asosida aniqlanishi mumkin:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1} &\approx (0,4 \dots 0,5) \sigma_B \\ \tau_{-1} &\approx (0,2 \dots 0,3) \sigma_B \\ \tau_B &\approx (0,55 \dots 0,65) \sigma_B \end{aligned} \right\} \quad (332)$$

bu ifodalardagi τ_{-1} va τ_a ning qiymatlari, materialga qarab, maxsus jadvallardan yoki quyidagi taqribiy munosabatlar asosida aniqlanishi mumkin:



61-jadval

Po'latlarning xili	Koeffitsientlar	
	φ_{σ}	φ_{τ}
Uglerodli yumshoq po'lat	0,15	0,05
O'rtacha uglerodli po'lat	0,20	0,10
Ligerlangan po'latlar	0,25	0,15

ε_M diametri har xil bo'lgan vallardagi chidamlilik chegarasining har xil bo'lishini hisobga oluvchi koeffitsient (bu koeffitsient 146-shakldagi grafikdan aniqlanadi); ε_n - detal' sirti tozalik darajasining chidamlilik chegarasiga ta'sirini hisobga oluvchi koeffitsient (bu koeffitsient 147-shaldagi grafikdan

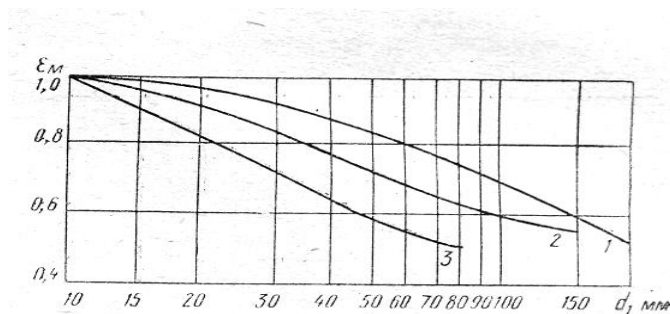
topiladi); K_{σ} va K_{τ} kuchlanishlar konsentrasiyasini hisobga oluvchi koeffitsientlar (bu koeffitsientlar 62-jadvaldan olinadi).

62-jadval

Konsentrasiya manbai	K_{σ}		K_{τ}	
	σ_B, MPa			
	≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Galtel $r/d=0,02$	2,5	3,5	1,8	2,1
$(\frac{D}{d} = 1,25 \dots 2) 0,06$	1,85	2,0	1,4	1,53
0,10	1,6	1,64	1,25	1,35
O'yiqcha $r/d=0,02$	1,9	2,35	1,4	1,7
$(t=r) 0,06$	1,8	2,0	1,35	1,65
0,10	1,7	1,85	1,25	1,5
Ko'ndalangiga o'tkazilgan teshik $a/d=(0,05 \dots 0,025)$	1,9	2,0	1,75	2,0
Shponka uchun mo'ljallangan o'yiqcha	1,7	2,0	1,4	1,7
Shlislar	1	1	1	1
Presslab o'tkazish	2,4	3,6	1,8	2,5
Rez'kali birikma	1,8	2,4	1,2	1,5

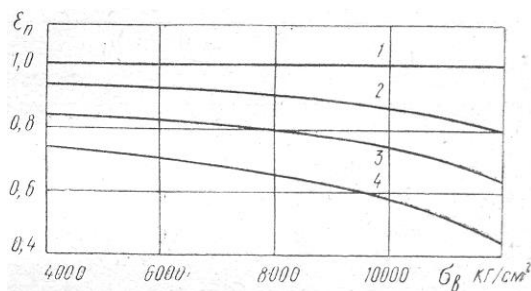
Vallarning bikrligini aniqlash

Vallarning ish jarayonida egilishi ularning xamda ular bilan bog'liq bo'lgan detallarning ishiga salbiy ta'sir ko'rsatadi.



146 –shakl. ε_m ni aniqlash grafigi.

Shu sababli vallarning egilishidan xosil bo'ladigan salkilikning xamda tayanchga nisbatan qiyalik burchagining qiymati ma'lum chegaradan ortib etmasligi lozim. Vallarning bikrligini hisoblashdan asosiy maqsad anna shu talablarning qanchalik qondirilishini tekshirishdir. Egilishdan xosil bo'ladigan salqilik hamda egilish chizig'ining tayanchga nisbatan xosil qilgan qiyalik burchagi materiallar qarshiligi kursida keltirilgan usullar bilan aniqlanadi.



147- shakl. ε_n ni aniqlash grafigi.

Salqilikning ruxsat etilgan qiymati valning tuzilishi, ishlash shart-sharoiti xamda quyilgan talablarga ko'ra, har bir xoll uchun aloxida belgilanadi. Masalan, tishli g'ildiraklar o'rnatiladigan vallar uchun salqilikning ruxsat etilgan qiymati quyidagicha bo'ladi:

$$[y] \approx 0,01m \quad \text{- silindrik g'ildirakli uzatmalar uchun;}$$

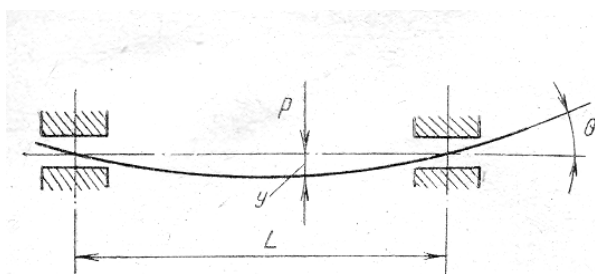
$$[y] \approx 0,005m \quad \text{konussimon g'ildirakli va gipoid uzatmalar uchun;}$$

bu yerda m - ilashish moduli.

Stanoksozlikda ishlatiladigan umumiy vallar uchun:

$$[y] = (0,0002 \dots 0,0003)L,$$

bu yerda L - tayanchlar orasidagi masofa



148- shakl. Sirpanish podshipnigiga o'rnatilgan valning egilishi.

Egilgan vallarning tayanchlarga nisbatan qiyalik burchagi sirpanish podshipniklari uchun (148-shakl) $[\theta] = 0,001$ radian; dumalash radial podshipniklari uchun esa $[\theta] = 0,01$ radian deb qabul qilinadi.

Vallarning egilishidan xosil bo'ladigan salqilikni kamaytirish uchun vallarga o'rnatilgan detallar tayanchlarga iloji boricha yaqin qilib joylashtirilishiga hamda mumkin qadar yengil bo'lishiga harakat qilish lozim.

Vallarning vibrabardoshligini hisoblash

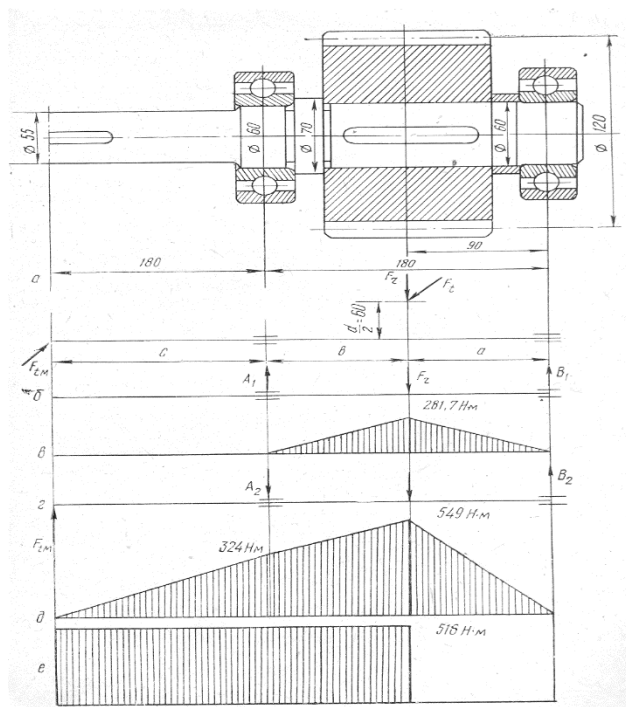
Bunday hisoblashdan asosiy maqsad vallarning sinishiga sabab bo'ladigan rezonans xodisasi yo'l qo'ymaslikdir. Vallarda rezonans xodisasi boshlanadigan aylanish tezligi aylanish chastotasining kritik qiymati bilan belgilanadi. Har bir valning tuzilishi hamda ishlash sharoitiga qarab, aylanishlar chastotasining kritik qiymati har xil bo'ladi.

Vallarning haqiqiy aylanish chastotasi kritik qiymatiga yetganda tashqi kuchlarning ta'sir etish chastotasi xususiy tebranish chastotasiga mos kelib qoladi. Bunday xollarda tebranish amplitudasi keskin kattalashadi va, oqibatda val sinadi. Demak, rezonans sodir bo'lmasligi uchun vallarning mazkur sharoitdagi aylanish tezligi qiymati aylanishlar chastotasining kritik qiymatiga teng bo'lib qolmasligi kerak. Aylanish chastotasining kritik qiymati quyidagicha topiladi:

$$n_{kr} = \frac{30\omega_{kr}}{\pi} = \frac{30}{\pi} \sqrt{q/Y_{st}} \quad (333)$$

bu yerda ω_{kr} tashqi kuch ta'sir etish chastotasining (burchagiy tezlining) kritik qiymati; $q=9,81$, yer tortish kuchidan xosil bo'ladigan tezlanish; y_{st} - valda xosil bo'ladigan statik salqilik.

Demak, statikaviy usul bilan aniqlangan salqilik qiymatidan foydalanilsa, kritik aylanish chastotasi juda oson topiladi. Shuni nazarda tutish kerakki, aylanish chastotasi kritik qiymatga yetgan vallar to'satdan sinib ketmaydi. Shu sababli, talab qilingan xollarda vallarning (masalan, tish davolashda ishlatiladigan mashinalar egiluvchan vallarning) haqiqiy aylanish chastotasi kritik qiymatidan katta bo'lishi ham mumkin. Bunday xollarda kritik aylanish chastotasi bilan ishlash xolatidan tez o'tishni ta'minlash lozim. Bundan tashqari, rezonans hodisasi kritik



aylanish chastotasining karrali qiymatlarida ($2n_{kr}$, $3n_{kr}$ va x.k.) takrorlanib turadi, buni esa esdan chiqarmaslik kerak.

Odatda, rezonans xodisasi ro'yi bermasligi uchun bikr vallarda $n \leq 0,7n_{kr}$ egiluvchan vallarda esa $n \geq 1,3n_{kr}$ bo'lishini ta'minlash dardkor

78. Masalalar

13-masala. Quyida berilganlarga asoslanib, silindrik g'ildirakli reduktordagi yetakchi val hisoblansin. Uzatiladigan quvvat $N=40$ kVt, aylanish chastotasi $n_1=740$ min⁻¹ ($\omega=100$ rad/s) val materiali 50 markali uglerodli po'lat, bunday po'lat uchun $\sigma_B = 600$ MPa shesternya bo'lish aylanasining diametri $d_1=120$ mm; shesternya gupchagi uzunligi $l=80$ mm; valning bir uchiga mufta o'rnatilgan bo'lib, undan $F_{tm}=1800$ N kuch ta'sir etadi. Bu kuch shesternyadagi aylana kuchdan valda xosil bo'ladigan deformatsiyani oshiradi (149-rasm).

Echish: 1 (326) formulaga ko'ra, valning taxminiy diametrini aniqlaymiz:

$$d = 160\sqrt[3]{N/n} = 160\sqrt[3]{40/740} \approx 60 \text{ mm}$$

2. Val konstruksiyasini chizib, uning taxminiy o'lchamlarini belgilaymiz: podshipnik o'rnatiladigan joyning diametri $d_p=60$ mm; shesternya o'rnatiladigan joyning diametri $d_{sh}=65$ mm; mufta o'rnatiladigan joyning diametri $d=55$ mm; $l=180$ mm; $a=b=90$ mm; $s=180$ mm.

3. Ta'sir etuvchi aylana va radial kuchlarni topamiz:

$$T = 9550 \frac{40}{740} = 516 \text{ N} \cdot \text{m};$$

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 516}{0,12} = 8600 \text{ N};$$

$$F_r = F_t \cdot \text{tg} \alpha = 8600 \cdot 0,364 = 3130 \text{ H}$$

4. ning ta'siridan tayanchlarda xosil bo'ladigan reaksiyalar:

$$A_1 \cdot 0,180 - F_r \cdot 0,09 = 0, \text{ bundan } A_1 = \frac{3130 \cdot 0,09}{0,18} = 1565 \text{ N};$$

$$-B_1 \cdot 0,18 + F_t \cdot 0,18 = 0, \text{ bundan } B_1 = \frac{3130 \cdot 0,18}{0,18} = 3130 \text{ N}.$$

5. Shesternya o'rnatilgan joyda vertikal yo'nalishda ta'sir etuvchi eguvchi moment:

$$M_B = B_1 \cdot 0,09 = 3130 \cdot 0,09 = 281,7 \text{ Nm}.$$

6. F_{tm} va F_t ta'siridan tayanchlarda gorizontalka tekislikda xosil bo'ladigan reaksiya:

$$F_{tm} \cdot 0,36 - A_2 \cdot 0,18 - F_t \cdot 0,09 = 0$$

bu yerdan

$$A_2 = \frac{1800 \cdot 0,36 - 8600 \cdot 0,09}{0,18} = -700 \text{ N};$$

$$F_{tm} \cdot 0,18 + F_t \cdot 0,09 - B_2 \cdot 0,18 = 0$$

bundan
$$B_2 = \frac{1800 \cdot 0,18 + 8600 \cdot 0,09}{0,18} = 6100 N;$$

7. Shesternya o'rnatilgan gorizontaal yo'nalishda ta'sir etuvchi moment:

$$M_r = B_2 \cdot 0,09 = 6100 \cdot 0,09 = 549 \text{ Nm};$$

chap tomondagi podshipnikda ish yo'nalishida ta'sir etuvchi eguvchi moment

$$M_r' = F_{tM} \cdot 0,18 = 1800 \cdot 0,18 = 324 \text{ Hm}$$

8. Shesternya o'rnatilgan joy xavfli kesim bo'lgani uchun shu yerdagi eguvchi momentlarning teng ta'sir etuvchisini topamiz:

$$M_y = \sqrt{M_e^2 + M_z^2} = \sqrt{(281,7)^2 + (549)^2} = 617 \text{ Nm}$$

Eguvchi xamda burovchi moment epyuralarini chizamiz (149-shakl, v, d, e)

$$\sigma_{eg} = \frac{M_y}{W} = \frac{617 \cdot 10^3}{23133} = 26 \text{ N/mm}^2 = 26 \text{ MPa}$$

9. Xavfli kesimdagi normal kuchlanish bu yerda val kesimining qarshilik momenti shponka o'rnatilishi e'tiborga olingani xolda

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}$$

bo'ladi. $d=65$ mm bo'lgan val uchun ST SЭV 189-75 dan yoki GOST 8788-68 dan valdagi shponka uchun mo'ljallangan uyiqling eni $b=20$ mm va chuqurligi $t=7,5$ mm buladi. U holda

$$W = \frac{3,14 \cdot 65^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (65 - 7,5)^2}{2 \cdot 65} = 23133 \text{ mm}^3$$

Burovchi moment ta'siridan xosil bo'lgan urinma kuchlanish

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{T}{2 \cdot W} = \frac{516 \cdot 10^3}{2 \cdot 23133} = 11,2 \text{ MPa}$$

(331) ifodaga ko'ra,

$$\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{eg} = 26 \text{ MPa}; \tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \tau = 5,6 \text{ MPa}$$

(332) tengliklardan chidamlilik chegarasini topamiz:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 \quad \sigma_B = 0,43 \cdot 600 = 258 \text{ MPa};$$

$$\tau_{-1} \approx 0,6 \quad \sigma_{-1} \approx 0,6 \cdot 258 = 154 \text{ MPa}.$$

(330) tenglikka binoan extiyot koeffisienti topiladi. Buning uchun avvalo n_σ va n_τ larni topamiz. 61 va 62-jadvallardan $K_\sigma = 1,7; K_\tau = 1,4; \psi_\sigma = 0,20; \varphi_\tau = 0,10$ ekanini aniqlaymiz.

146 va 147-shallardan $\varepsilon_M = 0,7; \varepsilon_{II} = 0,9$ bo'ladi. U xolda

$$n_\sigma = \frac{\sigma - 1\varepsilon_M\varepsilon_P}{\sigma_a K_\sigma} = \frac{258 \cdot 0,7 \cdot 0,9}{26 \cdot 1,7} = 3,67,$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_\tau}{\varepsilon M \varepsilon P} + \tau_m \psi_\tau} = \frac{154}{\frac{5,6 \cdot 1,4}{0,7 \cdot 0,9} + 5,6 \cdot 0,10} \approx 10$$

Shunday qilib,

$$n = \frac{3,67 \cdot 10}{\sqrt{(3,67)^2 + (9,9)^2}} \approx 3,54 > [n] = 1,5$$

Demak, valning mustaxkamligi yetarlidir.

14-masala. 13-masalada ko'rsatilgan valning bikrligi hisoblansin.

Yechish. Materiallar qarshiligi kursidan ma'lumki, 149-shalda ko'rsatilgan val uchun shesternya o'rnatilgan joyning gorizontal yo'nalishdagi salqiligi qo'iudagicha topiladi:

$$y_{FF} = \frac{1}{EJ} \left[F_t \frac{a^2 b^2}{3l} + F_{tM} \frac{ac(l^2 - a^2)}{6l} \right] mm,$$

bu yerda $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa = $2,1 \cdot 10^5$ N/mm²,

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 65^4}{64} = 875796 \text{ mm}^4$$

Shu joyning vertikal yo'nalishdagi salqiligi

$$y_{FB} = \frac{F_t a^2 b^2}{3EJl}$$

bo'ladi. Demak:

$$y_{FF} = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 875796} \left[8600 \frac{90^2 \cdot 90^2}{3 \cdot 180} + 1800 \frac{90 \cdot 180(180^2 - 90^2)}{66 \cdot 180} \right] = 0,009 mm;$$

$$y_{FB} = \frac{3130 \cdot 90^2 \cdot 90^2}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 875796 \cdot 180} = 0,002 mm$$

Umumiy salkilik:

$$y = \sqrt{y_{FF}^2 + y_{FB}^2} = \sqrt{0,009^2 + 0,002^2} \approx 0,009 mm$$

Ma'lumki, $[y] = 0,01 mm$ Demak, masalada ko'rsatilgan shesternya tishlarining moduli qanday bo'lishidan

qat`i nazar, valning bikrlilik sharti $y \prec [y]$ bajariladi.

Xulosa: Vallar va o`klar – tishli g`ildirak, shkiv va shu kabi ayldanuvchi qismlarni o`rnatish uchun ishlatiladigan asosiy detallar. Tuzilishi jixatidan olganja o`q bilan valning deyarli hech qanday farqi bo`lmaydi. Lekin bajaradigan vazifasiga qarab, ular bir-biridan katta farq qiladi. O`qlarning asosiy vazifasi detallarning mo`ljaldagi joyda aylanishiga sharoit yaratib berishdir. Bunda o`qning o`zi detal` bilan aylanishi ham, aylanmasligi ham mumkin. Vallarning vazifasi undagi detallarning aylanishini ta`minlash bilan birga, burovchi moment o`ztishdan ham iboratdir.

Takrorlash uchun savollar:

1. Val deb nimaga aytiladi?
2. O`q deb nimaga aytiladi?
3. Val va o`qlarning bir – biridan farqi nimada?
4. Vallarni hisoblash haqida nimalarni bilasiz?
5. Vallarning mustaxkamligini hisoblashning taqribiy usuli haqida nimalarni bilasiz?
6. Vallarning mustaxkamligini hisoblashning aniqlashtirilgan usulini tushuntiring?
7. Vallarning vibrabardoshlagi qanday hisoblanadi?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov “Mashina detallari” O`qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov “Detali mashin” Moskva, “Mashina stroenie” 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov “Mashina detallari” Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov “Mashina detallari” kursidan materiallar tuplami. O`qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov “Mashina detallarini layixalash” Fan. Toshkent. 1997 yil.

6-modul. Podshipniklar.

20-mavzu. Sirpanish podshipniklari.

Reja:

1. **Umumiy ma`lumotlar.**
2. **Sirpanish podshipniklari.**
3. **Podshipniklarning ishlash sharoiti va yemirilishi.**
4. **Suyuqlikda ishqalanishni ta`minlaydigan asosiy shartlar.**

Ushbu mavzuni o`zlashtirishdan maqsad: Podshipniklar haqida umumiy ma`lumotga ega bo`lish, podshipniklarni sanoatda qo`llanilishini o`rganish, sirpanish podshipniklari haqida tushunchaga ega bo`lish, podshipniklarning ishlash sharoiti va yemirilishi bilan tanishish, suyuqlikda ishqalanishni ta`minlaydigan asosiy shartlar bilan tanishish.

Tayanch iboralar: Podshipnik, sirpanish podshipniklari, chidamliligi, dumalash podshipniklari, podshipniklarning yemirilishi, suyuqlikda ishqalanishi, moy qatlami, nim chuqur, nim suyuqlik, sapfa, vkladish, qovushqoqlik, moy qatlamining qalinligi.

Podshipniklar val hamda o`qlarning shiplariga o`rnatilib, tayanch vazifasini o`taydi. O`q yoki val orqali tayanchga tushadigan kuchni bevosita podshipnik qabul qiladi. Mexanizmning foydali ish koefficientini kamayib ketishdan saqlash uchun podshipniklardagi ishqalanishga sarflanadigan quvvatni iloji boricha kamaytirishga harakat qilish zarur.

Mashinaning ishlash qobiliyati va chidamliligi podshipniklarning sifatiga ko`p jixatdan bog`liq.

Shuning uchun podshipniklar tanlash va ish jarayonida ularni kuzatib turish masalalariga alohida e'tibor berish lozim.

Aylanayotgan val yoki o'q shiplari podshipniklarda ishqalanadi. Ana shu ishqalanishning turiga qarab, podshipniklar sirpanish podshipniklari bilan dumalash podshipniklariga bo'linadi.

Sirpanish podshipniklarida sirpanib ishqalanib, dumalash podshipniklarida esa dumalab ishqalanish sodir bo'ladi. Bundan tashqari, val o'qiga tik kuchlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar radial podshipniklar deyiladi; val o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar tirak podshipniklar deb, val o'qiga tik kuch bilan bir vaqtda uning o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni ham qabul qilish uchun mo'ljallangan podshipniklar esa radial-tirak podshipniklar deb ataladi.

Yuqorida aytib o'tilgan podshipniklarning hamma turi ham mashinasozlikda keng ko'lamda ishlatiladi.

Sirpanish podshipniklari

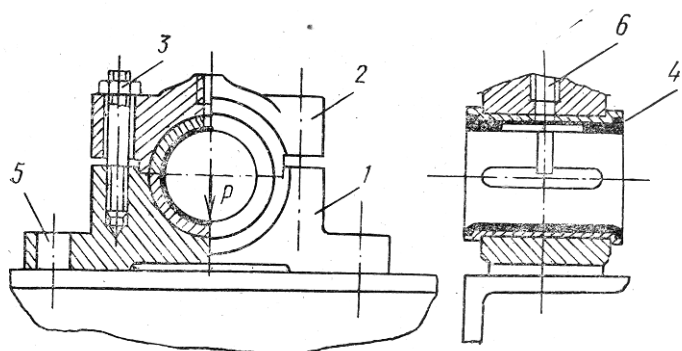
Sirpanish podshipniklari tuzilishi jixatidan olganda, ajralmaydigan va ajraladigan podshipniklarga bo'linadi. Hozirgi vaqtda ajraladigan podshipniklardan ko'proq foydalaniladi. Bunday podshipnikning tuzilishi 150-shaklda ko'rsatilgan. U quyidagi qismlardan iborat: 1) tayanchga tushuvchi kuchni qabul qilib oladigan asosiy detal - podshipnik korpusi 1; 2) podshipnikning yuqori tomonidan berkitib turuvchi qismi - qopqoq 2; 3) podshipnikning eng muxim qismi - ikki palladan iborat vkladish 4; 4) korpus bilan qopqoqni biriktirish boltlari 3; 5) korpusni fundamentga biriktirish boltlari 5; 6) moylagich 6.

Umuman olganda, sirpanish podshipniklarining hozirgi zamon mashinamozligida ishlatilishi so'nggi yillarda sezilarli darajada kamaydi; chunki ular o'rniga bir qator afzalliklari bo'lgan dumaloq podshipniklari ishlatila boshladi. Lekin sirpanish podshipniklarida quyidagi afzalliklar bo'lganligi uchun ayrim xollarda ulardan foydalanish ma'qul ko'riladi.

1. Katta (1000 min^{-1} gacha) chastota bilan ishlash xollarida dumalash podshipniklariga qaraganda ko'pga chidaydi.

2. Vallarni talab qilingan darajada aniq yo'nalishda o'rnatish imkonini beradi.

3. Ajraladigan qilib tayyorlanganligi uchun uni valning istalgan qismiga o'rnatish mumkin. Bu xoll ayniqsa tirsakli vallar uchun qo'llaniladi.



150 – shakl. Sirpanish podshipnigining tuzilishi.

4. Zarb bilan ta'sir qiladigan kuchlar mavjud bo'lgan xollarda podshipnikdagi moy qatlami bu kuchlarning salbiy ta'sirini kamaytiradi.

5. Dumalash podshipniklaridan foydalanish mumkin bo'lmagan agressiv muxitli sharoitda

(masalan, suvda) bemalol ishlay oladi.

6. Diametri xaddan tashqari (1 m dan ortiq) bo'lgan vallar uchun hozircha standartlashtirilgan dumalash podshipniklari ishlab chiqarilmaydi, sirpanish podshipniklari esa istalgan kattalikda qilib tayyorlanishi mumkin.

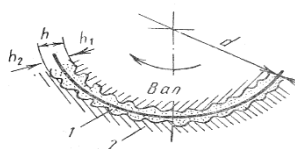
Podshipniklarning ishlash sharoiti va yemirilishi

Val aylana boshlashi bilan uning sirti podshipnikdagi vkladish ustida sirpanib ishqalana boshlaydi. Bunday ishqalanish natijasida ma'lum miqdor issiqlik xosil bo'ladi. Bu issiqlik podshipnik korpusi, val hamda moy vositasida tashqariga olib ketiladi. Podshipnikning normal ishlashi uchun, hosil bo'layotgan issiqlik miqdori mavjud imkoniyatlar vositasida olib ketilayotgan issiqlik miqdoridan ortiq bo'lmasligi kerak. Aks xolda podshipnikning qizishi ruxsat etilgan darajadan ortib, vkladish suyuqlanib ketishi mumkin. Demak, podshipnik haddan tashqari qizib ketishi uni ishdan chiqaruvchi asosiy sabablardan biridir. Bundan tashqari, sapfaning vkladish ustida sirpanib ishqalanishi natijasida yeyilish prosessii ham sodir bo'ladi. Vkladish sirtining yeyilishi ma'lum chegaradan ortib ketsa, mexanizmning ishlashi yomonlashadi. Shuning uchun bunday podshipniklar yemirilgan deb topiladi.

Podshipnikning chidamliligi, asosan, yeyilish sur'ati bilan belgilanadi. Ularning sinib ketishi esa kam uchraydi. Yeyilishning sur'ati ko'p jixatdan ishqalanish prosessii sodir bo'layotgan sirtlar orasidagi muxitga bog'liq. Ana shu muxitga qarab, ishqalanish uch turga bo'linadi.

1. *Quruq ishqalanish* - moylanmagan sirtlar orasidagi ishqalanish.

2. *Suyuqlikda ishqalanish*. Bunda ishqalanayotgan sirtlar o'zaro qovushoq moy qatlami bilan batamom ajralgan xolda bo'ladi.



151- shakl. Suyuqlikda ishqalanish holatida val bilan vkladishning o'zaro joylashuvi (kattalashtirilgan):

1-moy; 2-vkladish; 3-moy qatlami.

Harakat vaqtida moyning val bilan vkladish sirtiga tegib turgan sirtqi qismi ular bilan birga harakat qiladi, natijada ishqalanish asosan moy qatlami ichidagi zarrachalar orasida ro'y beradi. Moy qatlamining qalinligi sapfa hamda vkladish sirtlarida ishlov berishdan hosil bo'lgan notekisliklar yig'indisidan albatta katta bo'lishi kerak (151-shakl):

$$h > R_{z1} + R_{z2}$$

Bu shart bajarilganda tashqi nagruzkani moy qatlami qabul qiladi, natijada ish sirtlarining yeyilish prosessi sodir bo'lmaydi. Suyuqlikda ishqalanishning harakatga ko'rsatadigan qarshiligi juda kichik (ishqalanish koeffitsienti 0,005 chamasida) bo'ladi. Demak, bunday sharoitda

ishlaydigan sirpanish podshipniklarining foydali ish koeffisienti xatto dumalash podshipniklarinikidan ham oshadi. Shuning uchun sirpanish podshipniklaridan foydalanilganda suyuqlikda ishqalanish bo'ladigan sharoit yaratishga iloji boricha harakat qilish kerak.

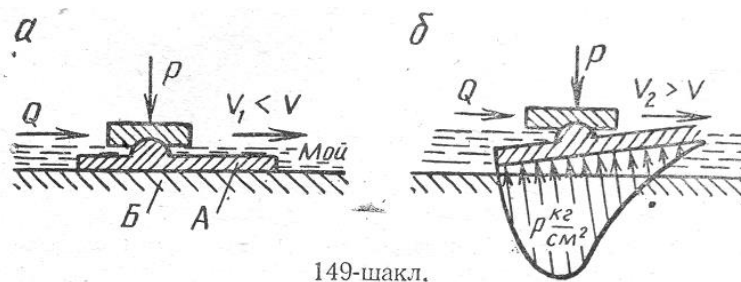
3. Nim kuruk yoki nim suyuqlikda ishqalanish. Bunda ish sirtlari yetarli darajada moylansa ham, ammo ikki sirtni batamom ajratib turadigan moy qatlami bo'lmaydi. Ishqalanish ko'proq quruq ishqalanishga yaqin bo'lsa, nim quruq ishqalanish, suyuqlikda ishqalanishga yaqin bo'lsa, nim suyuqlikda ishqalanish deyiladi.

Suyuqlikda ishqalanishni ta'minlaydigan shartlardan birortasi bajarilmasa, podshipnik nim suyuqlikda yoki nim quruq ishqalanish bilan ishlaydi. Nim suyuqlikda ishqalanish sodir bo'lganda ishqalanish koeffisienti 0,008 ... 0,1 oralig'ida, nim quruq ishqalanish ro'y berganda esa 0,1 ... 0,2 oralig'ida bo'ladi. Ishqalanishning yuqoridagi xillaridan sirpanish podshipniklari uchun suyuqlikda ishqalanish eng yaxshi sharoitdir. Lekin bunday sharoitni hamma vaqt ta'minlab bo'lavermaydi. Buning uchun bir necha shartning bajarilishi kerak.

Suyuqlikda ishqalanishni ta'minlaydigan asosiy shartlar

Suyuqlikda ishqalanish rejimiga taalluqli masalalarni yoritishda 1883 yilda N.P.Petrov yaratgan nazariyaga - moylanishning gidrodinamikaviy nazariyasiga asoslaniladi. Bu nazariya qovushoq suyuqlikning gidrodinamikasiga tegishli differensial tenglamalar vositasida bosim, tezlik va siljishga ko'rsatiladigan qarshilik kabi faktorlarni bir-biri bilan bog'laydi. Biz bu yerda mazkur nazariyadan podshipnikning suyuqlikda ishqalanish rejimiga taalluqli masalalarni yoritish uchun zarur bo'lgan ma'lumotlarni keltiramiz.

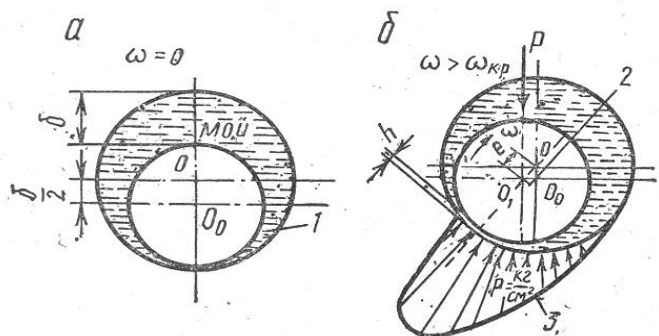
Moy bilan to'ldirilgan muxitda ikkita A va B yassi jism (152-shakl) ustma-ust joylashtirilgan bo'lsin. Bunda Q kuch ta'sirida A jism B jismga nisbatan v tezlik bilan harakatlanadi. Harakat boshlanishida tezlik kichik bo'lgani tufayli A jism B jismning sirtidagi moyni sidirib harakatlanadi. Bunda ishqalanish nim quruq yoki nim suyuqlikda ishqalanish rejimida sodir bo'ladi.



V tezlik kattalashgan sari jismlarning xolati o'zgarib boradi. Tezlik ma'lum qiymatga yetganda A jism moyni sidirib ulgura olmaydi; natijada u moy qatlami ustiga ko'tarilib, chap tomonga engashgan xolda harakatni davom ettira boshlaydi. Yuqorida eslatib o'tilgan nazariyaga ko'ra, o'zaro harakatlanayotgan ikki jism orasidagi zazor bir tekisda bo'lmay, bir tomondan ikkinchi tomonga torayib boradigan ponasimon shaklda bo'lsa, jismlar o'rtasida gidrodinamikaviy bosim r hosil bo'ladi. Bu bosimning qiymati tashqi nagruzkaning (A jism massasining) miqdoriga yetgach, A jism B jismning ustidan ko'tariladi. Natijada A jism bilan B jismning orasida moy qatlami hosil bo'ladi, ya'ni harakat suyuqlikda ishqalanish rejimida davom etadi. Demak, o'zaro harakatda bo'lgan ikki jism orasida suyuqlikda ishqalanish rejimi xosil bo'lishi uchun ular orasidagi zazor albatta ponasimon shaklda bo'lishi shart. Shunday qilib, suyuqlikda ishqalanish rejimini hosil qilish uchun quyidagi shartlarning bajarilishi zarur, ya'ni: a) o'zaro ishqalanayotgan sirtlar orasidagi zazor ponasimon shaklda bo'lishi; b) jismlarning bir-biriga nisbatan harakatlanish tezligi moy qatlamida tashqi

nagruzkaga teng keladigan gidrodinamikaviy bosim hosil qila oladigan bo'lishi; v) ma'lum qovushoqlikda moy yetarli darajada va uzluksiz yetkazib berilishi lozim.

Odatdagi podshipniklarda sapfa bilan vkladish orasidagi zazor doimo ponasimon shaklda bo'ladi, chunki sapfa bilan vkladish orasida zarur zazor hosil qilish uchun ularning diametrlari birobiridan farq qilish kerak. Harakatsiz turgan val o'z og'irligi bilan vkladishga bosib turadi, ya'ni bunday xolda past tomonda ular orasida hech qanday zazor bo'lmaydi (153-shakl, a) Yuqori tomonda zazor ruzsat etilgan maksimum qiymatiga yetadi. Valning harakat tezligi ma'lum kritik qiymatdan oshib, zazordagi moyning gidrodinamikaviy bosimi valning og'irligini yengadigan darajaga yetgach, sapfa bilan vkladish orasida moy qatlami hosil bo'lib, ish sirtlari bir-biridan batamom ajraladi (153-shakl, b)



153 – shakl. Sirpanish podshipnigida suyuqlikda ishqalanish proessining hosil bo'lishi:

1-ponasimon zazor; 2-tezlikning ortishi bilan sapfa markazining siljishi; 3-moy qatlamidagi bosim epyurasi.

Valning aylanish chastotasi ortgan sari moy qatlamining qalinligi kattalashib, sapfaning markazi vkladish markaziga yaqinlashib boradi. Biroq ularning markazi hech vaqt bir nuqtaga to'g'ri kelib qolmaydi, chunki bunday xolda ponasimon zazor va buning natijasida gidrodinamikaviy bosim yuqolib, val o'zining og'irligi ta'sirida past tomonga siljiydi. Bu degan so'z har qanday sharoitda ham, qanday bo'lishidan qat'iy nazar, ponasimon zazor saqlanadi.

Tadqiqotlarning ko'rsatishicha ma'lum o'lchamli podshipnikda hosil bo'ladigan moy qatlamining qalinligi h ish rejimini belgilaydi va $\frac{\mu\omega}{\rho}$ tarzida ifodalanadigan parametrning funksiyasi hisoblanadi:

$$h = \Phi\left(\frac{\mu\omega}{\rho}\right), \quad (334)$$

bu yerda μ qovushoqlik $N*s/m^2$; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ valning burchagiy tezligi, s^{-1} ; $\rho = \frac{R}{ld}$ - podshipnikdagi solishtirma bosim, N/m^2 (Pa); l - podshipnikning uzunligi; d - podshipnikning diametri

Demak, $\frac{\mu\omega}{\rho}$ o'lchovsiz miqdordir.

Ko'rinib turibdiki, moy qatlamining qalinligi moyning qovushoqligiga hamda valning aylanish tezligiga to'g'ri, solishtirma bosim miqdoriga esa teskari proporsionaldir.

Xulosa: Podshipniklar val hamda o'qlarning shiplariga o'rnatilib, tayanch vazifasini o'taydi. O'q yoki val orqali tayanchga tushadigan kuchni bevosita podshipnik qabul qiladi. Mexanizmning

foydali ish koeffisienti kamayib ketishdan saqlash uchun podshipniklardagi ishqalanishga sarflanadigan quvvatni iloji boricha kamaytirishga harakat qilish zarur. Mashinaning ishlash qobiliyati va chidamliligi podshipniklarning sifatiga ko'p jixatdan bog'liq. Shuning uchun podshipniklar tanlash va ish jarayonida ularni kuzatib turish masalalariga aloxida e'tibor berish lozim.

Takrorlash uchun savollar:

1. Podshipnik deb nimaga aytiladi?
2. Podshipniklar qanday turlarga bo'linadi?
3. Sirpanishdagi podshipniklarga qanday podshipniklar kiradi?
4. Dumalanishdagi podshipniklarga qanday podshipniklar kiradi?
5. Podshipniklarning ishlash prinsipi?
6. Podshipniklar sanoatda qanday ahamiyatga ega?

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar toplami. Ukituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

21-mavzu. Dumalash podshipniklari

Ma'lumki, sirpanish podshipniklarining asosiy kamchiliklaridan biri ishqalanish koeffisientining nisbatan kattaligidir. Dumalash podshipniklarida sirpanib sirpanib ishqalanish o'rniga dumalab ishqalanishning mavjudligi ishqalanishga sarflanadigan quvvatni keskin ravishda kamaytirishga imkon beradi, ya'ni bu podshipniklarning foydali ish koeffisienti yuqori bo'ladi. Shuning uchun hozirgi vaqtda vallarning tayanchlari sifatida, asosan, dumalash podshipniklari ishlatiladi. Dumalash podshipniklarining tuzilishi ularni standartlashtirilgan maxsulot sifatida ko'plab ishlab chiqarishga imkon beradi. Bu esa maxsulotning tannarxini kamaytiradi. Bulardan tashqari, dumalash podshipniklarida yana quyidagi afzalliklar ham bor:

1) ishqalanish kuchi va undan hosil bo'ladigan issiqlik miqdori kichik; vallarning aylana boshlashi uchun zarur bo'lgan qo'zgatish momenti sirpanish podshipniklaridagiga qaraganda bir necha marta (5-10 marta) kichik;

2) sarflanadigan moy miqdori kam;

3) uzunlik bo'yicha o'lchami sirpanish podshipniklarinikiga qaraganda birmuncha qisqa;

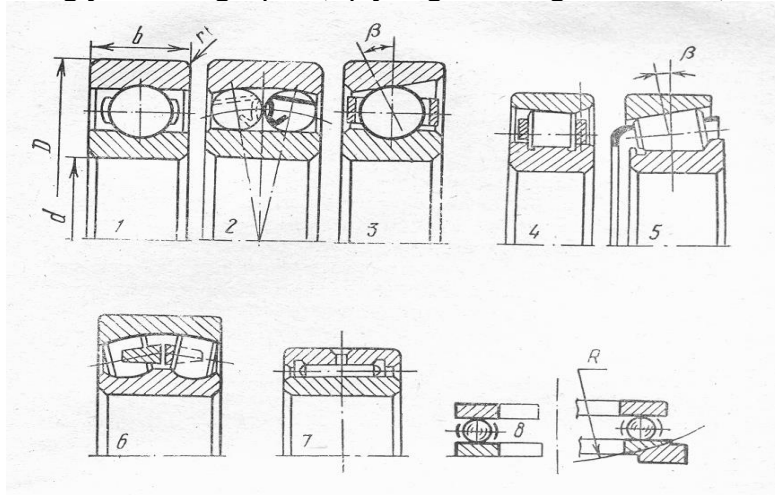
4) rangli metall ishshlatishni talab etmaydi.

Dumalash podshipniklarining asosiy kamchiligi shuki, ularning

dinamikaviy kuchlar ta'siriga bardosh berish xususiyati past, nagruzka qabul qiladigan yuzasining kichikligi tufayli bo'yu zada katta qiymatli kontakt kuchlanish hosil bo'ladi. Bu esa podshipnikning ishlash davrini qisqartiradi.

Ittifoqimizda podshipnik sanoati yuksak darajada rivojlangan bo'lib, hozirgi vaqtda 1000 xildan ortiq dumalash podshipniklari ishlab chiqariladi va bundagi proseslar avtomatlashtirilgan.

Ishlab chiqarilayotgan podshipniklarning sirtqi diametri 1 mm dan to 2,6 m gacha, og'irligi esa 0,5 g dan 3,5 t gacha yetadi. Bu podshipniklar, dumalaydigan detallarining tuzilishiga qarab, sharikli va rolikli shakliga qarab, uzun va qisqa rolikli; konussimon rolikli; bochkasimon rolikli; ignasimon rolikli podshipniklarga bo'linadi. Bundan tashqari, dumalash podshipniklarining har bir turi qabul qila oladigan kuchlarning yo'nalishiga qarab, quyidagi uch turga bo'linadi (160-shakl):



160 – shakl. Dumalash podshipniklarining asosiy turlari:

1-sharikli; 2-sharikli sferik; 3-sharikli radial tirak; 4-rolikli radial; 5-rolikli radial tirak; 6-rolikli sferik; 7-ignali radial; 8-sharikli tirak.

1) val o'qiga tik yo'nalgan kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan radial podshipniklar;

2) val o'qi bo'ylab ta'sir etuvchi kuchlarni qabul qilishga mo'ljallangan tirak podshipniklar;

3) val o'qiga tik bo'lgan kuch bilan bir vaqtda uning o'qi bo'ylab yo'nalgan kuchlarni ham qabul qilishga mo'ljallangan radial-tirak podshipniklar.

Dumalash podshipniklari orasida tuzilishi jixatidan eng oddiysi va arzoni sharikli radial podshipniklardir. Ular kichik qiymatli, o'q bo'ylab yo'nalgan kuchni ham qabul qilish bilan birga, ish jarayonida vallarning ma'lum darajada egilishidan ortiqcha shikastlanmaydi. Shuning uchun mashinasozlikda bunday podshipniklardan keng foydalaniladi. Tayanchga tushadigan kuch katta bo'lgan xollarda rolikli podshipniklar ishlatish tavsiya etiladi.

Ignasimon roliklardan foydalanish podshipnikning diametr bo'ylab o'lchamini kichraytirishga imkon beradi.

Dumalash podshipniklarining har biri nagruzka jixatidan yengil L, o'rta S va og'ir T seriyali qilib tayyorlanadi. Har bir podshipnikning raqam va harflardan tuzilgan shartli belgisi bo'ladi. Bu belgining o'ng tomonidagi birinchi ikki raqam podshipnikning ichki diametrini ko'rsatadi. Ichki diametri 20 dan 495 mm gacha bo'lgan podshipniklar uchun bu raqamlar ichki diametrning 5 ga bo'linganiga teng qilib olingan, ya'ni bunday podshipniklar ichki diametrining haqiqiy qiymatini topish uchun keltirilgan ikki raqamni 5 ga ko'paytirish kerak.

O'ng tomondan uchinchi raqam podshipnikning qaysi seriyali ekanligini bildiradi. Bunda yengil seriya 2, urta seriya 3, og'ir seriya esa 4 bilan belgilanadi. Masalan, ichki diametri 50 mm bo'lgan sharikli podshipnik 210 bilan belgilangan bo'lsa, yangli seriyali, 310 bilan belgilangan bo'lsa, o'rtacha seriyali, 410 bilan belgilanganda esa og'ir seriyali ekanligi tushuniladi.

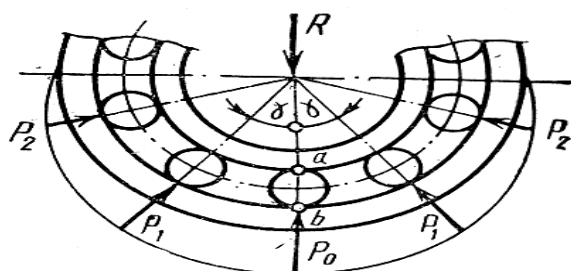
Shartli belgining o'ng tomondan to'rtinchi raqami podshipnikning turini, beshinchi va oltinchi raqamlari esa podshipnikning tuzilishidagi aloxida xususiyatlarni ifodalaydi. Shartli belgining oldida

uchrashish mumkin bo'lgan harflar aniqlik klassini ko'rsatadi. Agar belgining oldida harf bo'lmasa, aniqlik klassi normal deb tushuniladi.

Dumalaydigan podshipniklari, asosan, to'rtta detaldan: sirtqi va ichki halqalar, separator va dumalaydigan elementdan tuzilgan bo'ladi. Detallari juda mustahkam, podshipniklar uchun muljallangan maxsus po'latdan yasaladi. So'nggi yillarda dumalaydigan detallarning hamda separatorning AG-4V stekloplastdan, tekstolitdan va kaprondan tayyorlanganligini uchratish mumkin bo'lib qoldi. Bunday detallarga ega bo'lgan podshipniklar shovqinsiz ishlaydi va dinamikaviy kuchlarning salbiy ta'siri deyarli sezilmaydi.

161 – shakl. Podshipnikdagi shariklarga tushadigan nagruzka.

Podshipnikning ishlash sharoiti. Radial va radial-tirak podshipniklarning ishlashida ikkita asosiy xoll bo'lishi mumkin :



1) podshipniklarning ichki halkasi valga mahkamlangan bo'lib, val bilan birga aylanadi, bunda sirtqi halka qo'zg'almaydi;

2) podshipnikning ichki halqasi o'z o'qi atrofida aylanmaydigan bo'lib, sirtki halqasi unga mahkamlangan detal bilan birga aylanadi; qo'zg'almas o'qqa o'rnatilgan g'ildirak podshipniklari, ko'pincha shu prinsipda ishlaydi.

Podshipnikning qay tarzda ishlashidan qat'i nazar, sharik va roliklarning pastki va yuqorigi yarmi nagruzkali, qolgan yarmi esa nagruzkasiz bo'ladi. Masalan, podshipnikning pastki yarim pallasidagi shariklarning nagruzkali xolatda bo'lishini ko'rib chiqaylik (161). Undagi muvozanat shartidan foydalanib, ta'sir etuvchi kuchning shariklar orasida qay tarzda taqsimlanishini aniqlash mumkin, ya'ni:

$$R = P_0 + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos \gamma + \dots + 2P_n \cos n\gamma \quad (344)$$

Bu yerda $\gamma = 360^\circ / z$; z - shariklar soni.

O'tkazilgan tadqiqotlar R_0 , R_1 , R_2 va xokazo kuchlar orasidagi bog'lanish

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_0 \cdot \cos^{3/2} \gamma \\ \dots & \dots \dots \dots \\ P_n &= P_0 \cdot \cos^{3/2} n\gamma \end{aligned} \right\} \quad (345)$$

ekanligini ko'rsatdi. Shuni e'tiborga olib, (344) ifodadan R_0 ning qiymatini topish mumkin:

$$P_0 = \frac{R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \quad (346)$$

Podshipniklardagi shariklarning qancha bo'lishidan qat'i nazar

$$z / (1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma) \approx 4,37$$

ekanligi hisoblab topilgan. Demak:

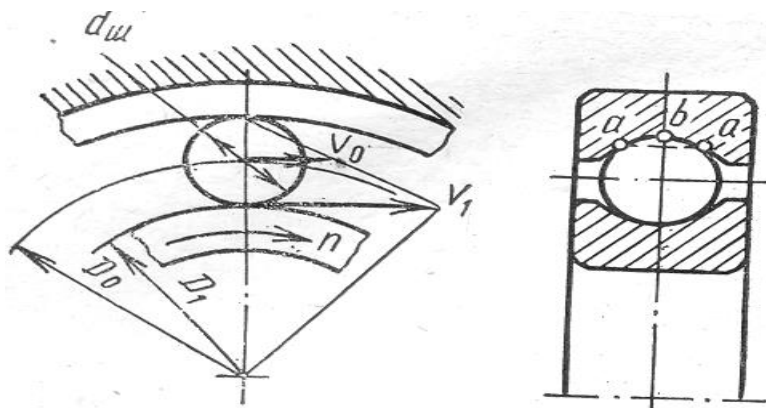
$$P_0 = \frac{4,37 R}{z}$$

Detallar tayyorlashda yo'l qo'yilishi mumkin bo'lgan noaniqliklarni va radial zazorning podshipnik ishiga ta'sirini e'tiborga olib, amaliy hisoblash uchun

$$P_0 = \frac{5R}{z},$$

$$P_n = \frac{5R}{z} \cos^{3/2} n\gamma$$
(347)

deb qabul qilish mumkin.



162 – shakl. Podshipnik detallari uchun tezliklar plani

R_0, R_1, \dots, R_n larning qiymatlari ma'lum bo'lgach, har bir sharik sirtida hosil bo'ladigan kontakt kuchlanishning qiymatini aniqlash mumkin. Odatdagi loyihalash ishlarida podshipniklarning mustaxkamligini hisoblash talab etilmagani tufayli; bu yerda kontakt kuchlanishni aniqlashga imkon beradigan formulalar keltirilmadi.

Podshipnikning kinematikasi. Podshipnik kinematikasini tushunish uchun ichki halqasi aylanadigan qilib o'rnatilgan podshipnik detallari uchun tuzilgan tezliklar planidan foydalanamiz (162-shakl). Unda:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n}{60} \text{ m/s}; \quad v_0 = v_1 / 2 \text{ m/s}$$

Sharikning (yoki rolikning) o'z o'qi atrofida aylanish chastotasi

$$n_{uu} = \frac{60v_0}{\pi d_{uu}} = \frac{60v_1}{2\pi d_{uu}} = \frac{nD_1}{2d_{uu}} \text{ min}^{-1} \quad (348)$$

bo'ladi. Separatorning aylanish chastotasi sharikning val o'qi atrofida aylanish chastotasiga teng bo'lib, quyidagicha ifodalanadi:

$$n_c = \frac{60v_0}{\pi D_0} = \frac{n}{2} \cdot \frac{D_1}{D_1 + d_{uu}} \approx n/2 \quad (349)$$

Demak, separator val bilan bir yo'nalishda uning aylanish chastotasidan ikki marta kichik tezlik bilan aylanadi.

Shariklar halqa sirtiga *aba* yoy bo'yicha tegib turadi. Sharik o'z o'qi atrofida aylanganda *a* va *b* nuqtalarning aylana tezliklari turlicha bo'ladi. Bu degan so'z, shariklar halqa sirtida sof dumalash bilan harakatlanmay, balki sirpanish hodisasi ham sodir bo'ladi, demakdir. Bu xoll shariklarning yeyilishiga va qo'shimcha quvvat sarflanishiga olib keladi.

Rolik sirtining har bir nuqtasi rolikning o'qida bir xil masofada joylashadi. Shuning uchun roliklar sof dumalash bilan harakatlanadi. Demak, bu podshipniklarda bekorga sarflanadigan quvvat sharikli podshipniklardagidan kam bo'ladi.

Podshipniklarning yemirilishi va hisoblanishi. Dumalash podshipniklari, asosan, ulardagi detallar ish sirtlarining yemirilishi oqibatida ish qobiliyatini yo'qotadi. Ish sirtining yemirilishi deganda sharik va halqa sirtlarining yeyilishi va uzoq vaqt ishlaganda toliqish hodisasi ro'y berib, sirtlarning uvalanib ketishi nazarda tutiladi. Bundan tashqari, separatorlarning sinishi, sharik va roliklarning burdalanib ketishi, halqalarning darz ketish xollari ham tez-tez uchrab turadi. Og'ir nagruzkali podshipniklarda halqa sirtidagi ariqchalarning ezilishi natijasida podshipnik ishini yomonlashtiruvchi botiqliklar ham hosil bo'lishi mumkin.

Hozirgi vaqtda dumalash podshipniklarini hisoblash usuli sirtlarning uvalanishiga chidamliligini hamda plastik deformatsiya (ezilish) jixatidan olganda statik yuk ko'tara olish qobiliyatini aniqlashga asoslangan. Yemirilishning qolgan turlarini hisobga oluvchi usul haqida hozircha biror narsa deyish qiyin, chunki u juda ko'p tasodifiy faktorlarga bog'liq. Umuman olganda, amalda mashinalar loyihalashda dumalash podshipniklari hisoblanmaydi, balki tayanchga ta'sir etuvchi kuch va boshqa zarur faktorlar e'tiborga olingani xolda standart jadvallaridan tanlab olinadi.

Xulosa: Podshipniklar val hamda o'qlarning shiplariga o'rnatilib, tayanch vazifasini o'taydi. O'q yoki val orqali tayanchga tushadigan kuchni bevosita podshipnik qabul qiladi. Mexanizmning foydali ish koeffisienti kamayib ketishdan saqlash uchun podshipniklardagi ishqalanishga sarflanadigan quvvatni iloji boricha kamaytirishga harakat qilish zarur. Mashinaning ishlash qobiliyati va chidamliligi podshipniklarning sifatiga ko'p jixatdan bog'liq. Shuning uchun podshipniklar tanlash va ish jarayonida ularni kuzatib turish masalalariga aloxida e'tibor berish lozim.

Takrorlash uchun savollar:

7. Podshipnik deb nimaga aytiladi?
8. Podshipniklar qanday turlarga bo'linadi?
9. Sirpanishdagi podshipniklarga qanday podshipniklar kiradi?
10. Dumalanishdagi podshipniklarga qanday podshipniklar kiradi?
11. Podshipniklarning ishlash prinsipi?
12. Podshipniklar sanoatda qanday ahamiyatga ega?

Adabiyotlar:

6. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O'qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
7. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
8. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
9. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar tuplami. Ukituvchi. 1990 yil.
10. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini layixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

7-modul. Muftalar.

22-mavzu. Muftalar haqida umumiy ma'lumot

Reja:

- 1. Umumiy ma'lumot.**
- 2. Doimiy biriktirilgan muftalar.**
- 3. Prujina bilan ta'minlangan tishli muftalar.**
- 4. Boshqariladigan ulovchi muftalar.**
- 5. Kulachokli muftalar.**

Ushbu mavzuni o'zlashtirishdan maqsad: Muftalar haqida umumiy ma'lumotga ega bo'lish, prujina bilan ta'minlangan tishli muftalar haqida ma'lumot olish, boshqariladigan ulovchi muftalari bilan tanishish, kulachokli muftalar haqida ma'lumot olish, doimiy biriktirilgan muftalar bilan tanishish.

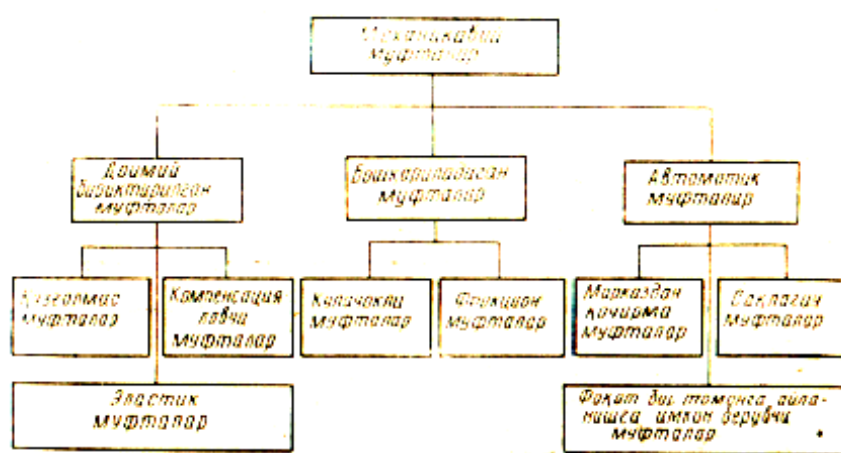
Tayanch iboralar: Prujina bilan ta'minlangan tishli muftalar, boshqariladigan ulovchi muftalar, kulachokli muftalar, doimiy biriktirilgan muftalar

Muftalar, val, truba va shu kabi detallarning uchlarini bir-biriga ulash uchun ishlatiladi va mexanikaviy, elektrik, g'idravlik turlarga bo`linadi.

Mashina detallari kursida faqat vallarga mo`ljallangan mexanikaviy muftalargina o`rganiladi. Bunday muftalarning asosiy vazifasi vallarni o`zaro biriktirish bilan birga ularning biridan ikkinchisiga burovchi moment uzatish hamdir. Bundan tashqari, muftalar bir qancha boshqa funksiyalarni ham bajarishi mumkin. Shuning uchun mashinasozlikda ishlatiladigan muftalarning turi ko`p (161- shakl). Ular vazifasi hamda tuzilishiga ko`ra, quyidagi uch gruppaga bo`linadi:

1. Doimiy biriktirilgan muftalar; bunday muftalardan foydalanilganda mashina ishini to`xtatmay turib, vallarini bir-biridan ajratishning mutlaqo iloji bo`lmaydi.

2. Boshqariladigan ulovchi muftalar; bunday muftalar vositasida mashina ishini to`xtatmagan holda, zarur bo`lgan hollarda vallarni ulash yoki ajratish mumkin.



161 – shakl. Muftalarning klassifikasiyasi

3. O`z-o`zini boshqaruvchi (avtomatik) muftalar; bunday muftalar, ko`pincha, saqlagich sifatida ishlatiladi, ya`ni mashinaning normal ishlashi uchun talab qilingan sharoit taminlanganmaga hollarda bunday muftalar avtomatik ravishda vallarni bir-biridan ajratadi va talab qilingan normal sharoit yaratilishi bilan ajratilgan vallar mufta vositasida avtomatik ravishda yana ulanadi.

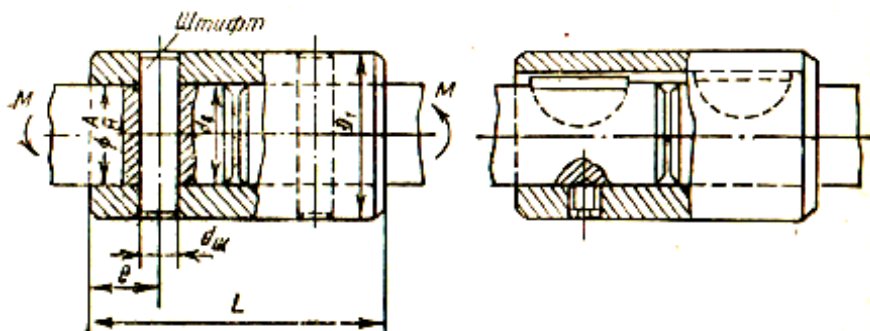
Quyida mashinasozlikda keng ko`lamda ishlatiladigan asosiy muftalarning ishlashi, tuzilishi va ularni hisoblash usullari bilan bog`liq bo`lgan masalalarga to`xtalib o`tamiz.

Doimiy biriktirilgan muftalar

Muftalarning bu gruppasiga vallarni bir-biriga nisbatan biror yo`nalishda siljishiga yo`l qo`ymaydigan qilib biriktiradigan qo`zg`almas muftalar hamda vallarning turli yo`nalishda siljishiga ma`lum darajada imkon beradigan qo`zg`aluvchi muftalar kiradi. Qo`zg`almas muftalar bir valdan ikkinchi valga burovchi moment uzatish bilan bir vaqtda, vallarda ish jarayonida paydo bo`ladigan eguvchi momentni va o`q bo`ylab yo`nalgan kuchlarni ham uzatadi. Biroq eguvchi moment hamda o`q bo`ylab yo`nalgan kuchlarning mavjudligi muftaning mustahkamligiga salbiy ta`sir ko`rsatganligidan, bu xildagi nagruzkalarning bo`lmagani ma`qul. Bunday nagruzkalarga barham berish maqsadida muftalar val tayanchiga mumkin qadar yaqin o`rnatiladi. Qo`zg`almas muftalar, o`z navbatida, qo`yidagi turlarga bo`linadi:

- a) vtulka ko`rinishidagi muftalar;
- b) bo`laklarga ajraladigan sirti val o`qiga tik joylashgan flanesli muftalar;
- v) bo`laklarga ajraladigan sirti va o`qiga parallel joylashgan muftalar.

Qo'zralmas muftalarning eng oddiyisi vtulka ko'rinishidagi muftadir. Vallarni bunday mufta vositasida biriktirish uchun vallarning uchlari ichki diametri ularning sirtqi diametriga teng bo'lgan vtulkalarning ikki tomonidan kiritiladi va shift yoki shponkalar vositasida qo'zg'almas qilib mahkamlab qo'yiladi (162-shakl).



Prujina bilan ta'minlangan tishli muftalar

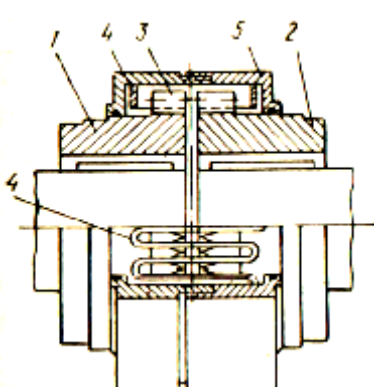
Bunday muftalar elastik elementi metall dan tayyorlangan kompensasiyalovchi muftalar ichida nisbatan ko'p ishlatiladiganlaridir. Ular maxsus shakldagi tishli ikkita yarim muftadan (168-shakl, 1 va 2) iborat. Yarim mufta tishlari 3 ilon izi qilib o'ralgan prujina 4 vositasida bir-biriga bog'lanadi. Prujinaning qo'zg'alib ketmasligi va detallarning changdan saqlanishi uchun yarim muftalar ikki qismdan iborat kojux 5 bilan berkitiladi; kojux esa boltlar vositasida biriktiriladi. Kojux muftaga moy berib turadigan idish vazifasini o'taydi. Shuning uchun uning yarim mufta ustiga bevosita tegib turadigan qismiga zichlagich qo'yiladi.

Yarim muftalardagi ish tishlarining ko'ndalang kesimi ikki xil bo'lishi mumkin (169-shakl, a va b). Ulardan biri mufta bikrligining o'zgaras, ikkinchisi esa o'zgaruvchan bo'lishini ta'minlaydi. Ko'ndalang kesimining birinchi xili uchun ta'sir etayotgan kuchlar orasidagi masofa, nagruzkaning katta-kichikligidan qat'iy nazar, o'zgaras miqdorga - 2α ga teng bo'lsa, ikkinchi xili uchun bu masofa nagruzkaning miqdoriga qarab o'zgaradi.

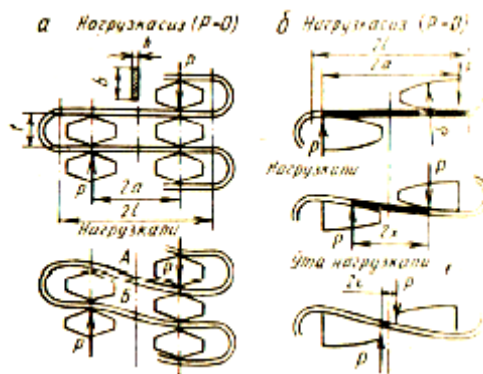
Prujina bilan ta'minlangan muftalarning o'lchamlarini quyidagicha olish tavsiya etiladi: tishlar soni $z = 59 \div 100$; muftaning sirtqi diametri $D = (3 \div 3,5) d$; kojuxning eni $V = (1,35 \div 2) d$; yarim muftalardagi tishlar balandligining o'rtasidan o'tgan aylana diametri $D_o'r = (0,7 \div 0,8) d$; tishning qadami. $t = \pi D_o'r / z$; prujinaning eni $b = (0,8 \div 1) t$; prujinaning qalinligi $h \approx 0,2b$.

Bunday o'lchamli muftalar vallarning o'q bo'yicha siljishining $\Delta_t = 4 \div 20$ mm, radial siljishining $\Delta_r = 0,5 \div 3$ mm va burchagi siljishining $\Delta_\alpha = 1'015'$ bo'lishiga imkon beradi.

elastik elementi metallmas materialdan tayyorlangan kompensasiyalovchi muftalardan nisbatan ko'p ishlatiladigani vtulkabarmoqli muftadir.

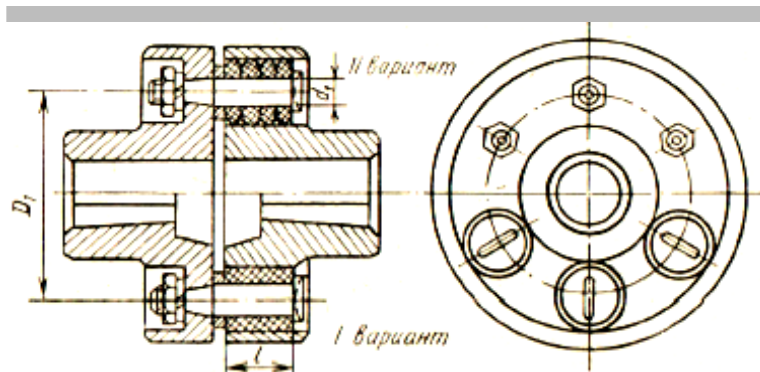


168- shakl. Prujina bilan ta'minlangan tishli mufta



169- shakl. Prujina bilan ta'minlangan tishli muftalar tishining tuzilishi

Bu muftaning tuzilishi flanesli muftanikiga o'xshash bo'lib, ikkita yarim muftadan iborat (170- shakl)



170-shakl. Vtulka – barmoqli mufta

Yarim muftalar bir uchida rez`basi bo`lgan barmoqlar yordamida bir-biri bilan biriktiriladi. Barmoqlarning yarim muftalardan birida joylashgan qismiga elastik materialdan (rezinadan) tayyorlangan vtulka (I variant) yoki ko`ndalang kesimi trapesiya shaklida bo`lgan bir necha xalqa o`rnatilgan bo`ladi. Vtulka yoki xalqa kesimining balandligi nisbatan katta bo`lmaganligi tufayli, kichik qiymatli ($\Delta_r=0,3\div0,6$ mm; $\Delta_a=1^0$ gacha bo`lgan) siljishlargagina imkon beradi. Bunday muftalar, ko`pincha, elektrik dvigatel vali bilan yuritma valini biriktirish uchun ishlatiladi. Ular burovchi momentning qiymati hamda valning o`lchamlariga qarab, **GOST (MN2096-64)** jadvallaridan tanlab olinadi. Tanlab olingan muftalarning mustahkamligini tekshirib ko`rishda barmoqlar egilishga hamda rezina detalning barmoqqa tegib turgan sirti bo`yicha ezilishga hisoblanadi. Buning uchun avvalo har bir barmoqqa to`g`ri keladigan kuch topiladi:

$$R=2M_bK/D_1^2 \quad \text{kG}, \quad (368)$$

bu yerda M_b —muftaga ta`sir etuvchi burovchi moment; D_1 --barmoqlar joylashgan aylananing diametri; K —ish rejimini hisobga oluvchi koeffisient; bu koeffisient, ko`pincha, $1,5\div2,5$ qilib olinadi.

Barmoq va elastik element qo`yidagi formulalar asosida hisoblanadi:

$$\sigma_{eg}=M_{eg}/0,1d_1^3=Pl/2Z0,1d_1^3 \leq [\sigma_{eg}] \quad (369)$$

$$\sigma'_{eg}=2M\sigma K/D_1d_1lz \leq [\sigma_{ez}] \quad (370)$$

bu yerda z —muftadagi barmoqlar soni; l —barmoqning elastik element joylashtirilgan qismi uzunligi; d_1 - barmoqning diametri; $[\sigma_{eg}]$ —ruxsat etilgan eguvchi kuchlanish (bu kuchlanishning qiymatini 45 markali po`lat uchun $800\div1000$ kG/sm² qilib olish tavsiya etiladi); $[\sigma_{ez}]$ —elastik element uchun pyhsat etilgan ezuvchi kuchlanish; uning qiymati $18\div20$ kg/sm² qilib olinadi.

23-mavzu. Boshqariladigan (ilashish va ishqalanish asosida boshqariladigan) va avtomatik boshqariladigan muftalar.

Boshqariladigan ulovchi muftalar

Boshqariladigan ulovchi muftalar aylanayotgan yoki tinch turgan vallarni istalgan vaqtda ulash yoki ajratish uchun ishlatiladi. Bunday muftalar ishlash prinsipiga qarab ikki gruppaga bo`linadi:

- ilashish asosida ishlaydigan (kulachokli va tishli) muftalar;
- ishqalanish asosida ishlaydigan (friksion) muftalar.

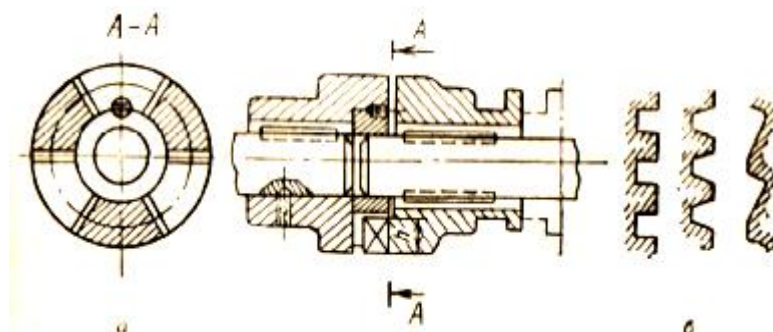
Boshqariladigan muftalar vallarning siljishiga imkon bera olmaydi. Ulardan foydalanilganda vallarning albatta qat`iy o`qdosh bo`lishi talab qilinadi.

Friksion muftalarni boshqarish mexanizmlarining juda ko`p turi ma`lum. Ular tuzilishi va ishlash prinsipiga qarab bir-biridan farq qiladi. Harakatga keltirish prinsipiga ko`ra, bu mexanizmlar elektromagnitaviy, pnevmatik, gidravlik va mexanikaviy turlarga bo`linadi.

Kulachokli muftalar

Bu muftalar ko`ndalang sirtida ilashish uchun mo`ljallangan tishlari (kulachoklari) bo`lgan ikkita yarim muftadan iborat (171-shakl).

Ish jarayonida yarim muftalardan birining tishlari ikkinchisidagi tishlar orasiga kiradi. Yarim muftalardan biri valga ma`lum tig`izlik bilan o`tkaziladi va shponka vositasida mahkamlab qo`yiladi, ikkinchisi esa val o`qi bo`ylab bemalol surila oladigan qilib, yo`naltiruvchi shponka vositasida o`rnatiladi. Bu hol ikkala yarim muftani bir-biriga istalgan vaqtda ulash yoki bir-biridan istalgan vaqtda ajratish imkonini beradi. Buning uchun qo`zg`aluvchan qilib o`rnatilgan yarim mufta maxsus qurilma, vositasida val bo`ylab chapga yoki o`ngga siljiriladi. Yarim muftalardagi tishlarning (kulachoklarning) shakli har xil bo`lishi mumkin. Ulardan ko`proq ishlatiladiganlari 171- shaklda tasvirlangan. Etakchi val goh bir tomonga, goh ikkinchi tomonga aylanadigan bo`lsa, trapesiya shakldagi tishlar ishlatilgani ma`qul. Agar yetakchi valning aylanishi doimo bir tomonga bo`lsa, tishlarning shakli nosimmetrik profilli bo`lgani yaxshi (171- shakl, b). Umuman shuni nazarda tutish kerakki, harakat vaqtida kulachokli muftanni ulash tishlarning sinish xavfini tug`diradi. Shuning uchun muftani val sekin aylanayotganda yoki butunlay to`xtatilganda ulash tavsiya etiladi. Kulachokli muftalarning ishlash muddati, asosan, tishlarning yeyilish darajasiga esa



171 – shakl. Kulachokli mufta

ularning sirtlarida hosil bo`ladigan ezuvchi kuchlanish qiymatiga bog`liq ezuvchi _ kuchlanishning taqribiy qiymati quyidagicha aniqlanadi:

$$[\sigma_{ez}] = 4KM_b / zbh(D-D_1) \leq [\sigma_{ez}] \quad (371)$$

bu yerda z –yarim muftadagi tishlar soni. Bundan tashqari, kulachoklarning eguvchi kuchlanish bo`yicha mustahkamligi ham tekshirib ko`riladi:

$$\sigma_{eg} - Pb / 2W_{eg} = KM_{eg}b / z(D+D_1)W_{eg} \leq [\sigma_{eg}] \quad (372)$$

bu yerda b - kulachokning balandligi;

$W_{eg} = h\delta^2 / 6$ –kulachok kesimining qarshilik momenti.

Kulachoklar ish sirtining yeyilishga chidamliligini oshirish uchun ular sementitlanadi; bunday muftalarni 15X, 20X markali po`latlardan tayyorlash tavsiya etiladi. Shunday qilinganda, tinch turganda ulanadigan muftalar uchun

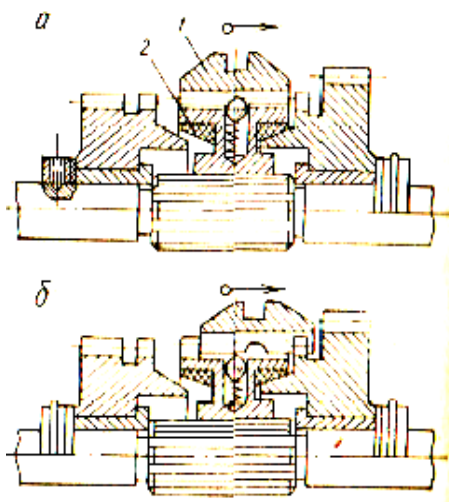
$$[\sigma_{ez}] = 900 \div 1200 \text{ kG/sm}^2,$$

sekin aylanayotganda ulanadigan muftalar uchun esa

$$[\sigma_{ez}] = 500 \div 700 \text{ kG/sm}^2.$$

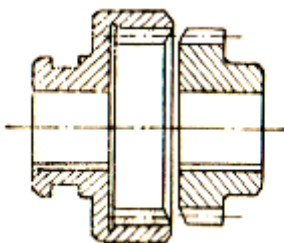
bo`ladi.

Boshqariladigan ulovchi muftalardan yana bir tishli muftalardir. Bu muftalar ham ikkita yarim muftadan iborat bo`lib, ulardan biri ichki tishli, g`ildirakka o`xshash bo`ladi (172-shakl). Bu g`ildiraklarning modullari va tishlari soni bir xil bo`ladi.



173-shakl. Sinxronizatorning tuzilishi

Muftani ulash yoki ajratish uchun yarim muftalardan biri val o`qi bo`ylab suriladi.



172-shakl. Boshqariladigan tishli muftaning tizilishi

Demak, tishli muftalarning ishlashi xuddi kulachokli muftalarniki kabidir. Biroq kulachokli muftalarda tishlar yarim muftalarning yon sirtida, tishli muftalarning esa silindrik sirtida bo`ladi.

Adabiyotlar:

1. I. Sulaymonov "Mashina detallari" O`qituvchi. Toshkent. 1981 yil.
2. M. N. Ivanov "Detali mashin" Moskva, "Mashina stroenie" 1984g.
3. A. Juraev, M. Shukurov "Mashina detallari" Fan. Toshkent. 1999 yil.
4. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov, I. Sulaymonov "Mashina detallari" kursidan materiallar to`plami. O`qituvchi. 1990 yil.
5. R. N. Tojiboev, M. M. Shukurov "Mashina detallarini loyixalash" Fan. Toshkent. 1997 yil.

Xulosa: Boshqariladigan ulovchi muftalar aylanayotgan yoki tinch turgan vallarni istalgan vaqtda ulash yoki ajratish uchun ishlatiladi. Bunday muftalar ishlash prinsipiga qarab ikki gruppaga bo`linadi:

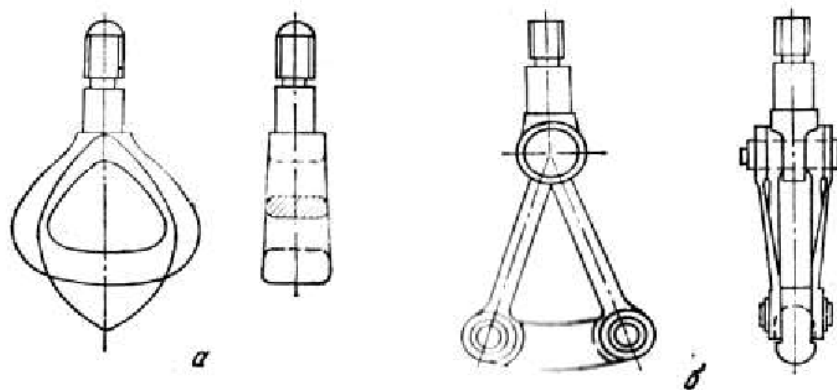
- a) ilashish asosida ishlaydigan(kulachokli va tishli) muftalar;
- b) ishqalanish asosida ishlaydigan (friksion) muftalar.

8-modul. Yuk ko`tarish va yuk tashish mashinalari.

24-mavzu. Yuk ko`tarish mashinalari haqida qisqacha ma`lumotlar.

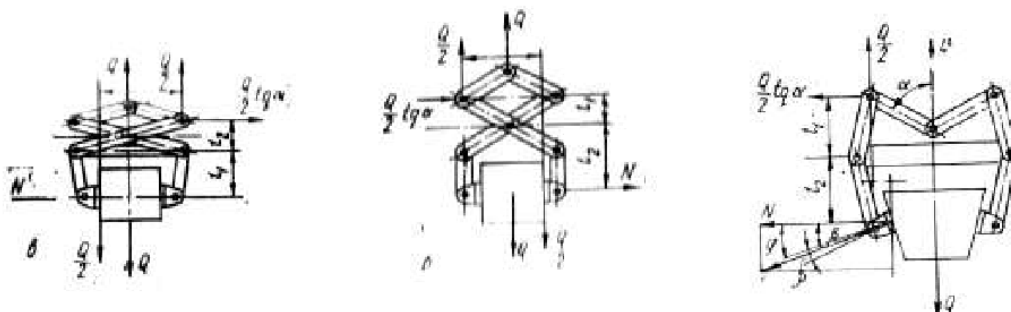
Hozirgi kunda yuk ko`tarish mashinalari qishloq xo`jaligi, mashinasozlik, bino va inshootlar qurish jarayonlarida muhim rol o`ynaydi. Kranning asosiy parametrlariga yuk ko`taruvchanligi prolyoti (oralig`i), bazasi, ilgakning ko`tarilish balandligi, yuk ko`tarish tezligi, ilgakning qulochi kattaligi, yuk momenti, kran va aravachaning harakatlanish tezligi, kranning burilish tezligi va ish rejimi kiradi. YUK ko`tarish mashinasini hisoblashda qabul qilingan yuk massasining tonna hisobidagi maksimal qiymati uning yuk ko`taruvchanligi deb ataladi. Bunda ilgakka ilingan yukka qisuvchi qurilma yoki idishning massasi ham qo`shib hisoblanadi. Montaj kranlar, remont va yig`ish tsexlarida ishlatiladigan kran uchun yuk ko`taruvchanlik asosiy parametrdir. Ortish – tushirish ishlari yoki texnologik jarayonga xizmat ko`rsatish uchun ishlatiladigan kranlarda

asosiy parametrlardan yana biri ularning ish unumdorligidir. Kran yoʻlidagi relislar oʻqi orasidagi gorizontaal masofa kran oraligʻi (prolyoti) deyiladi. YUKni tikkasiga koʻchirish tezligi yuk koʻtarish va tushirish tezligi deb ataladi. Vaqt birligi ichida kran oʻtgan yoʻl uzunligi kranning harakatlanish tezligi deyiladi. quloq qiymatining unga mos boʻlgan yuk koʻtarish kuchiga koʻpaytmasi yuk momenti deb ataladi. YUK momenti kranning texnologik imkoniyatlarini toʻliq tasvirlaydi va uning iqtisodiy samaradorligini baholashga imkon beradi. YUK koʻtarish mashinalari ish rejimini aniqlash uchun bir necha faktorlarni hisobga olinadi: mexanizmlarni yil boʻyi ishlatish koeffitsienti; mexanizm dvigatelining nisbiy ulanish davomiyligi; Sirtmoqlar. YUK ortish-tushirish ishlarida universal yuk osish organlari sifatida ilgaklardan tashqari, yaxlit bolgʻalangan va tarkibiy qismlardan tuzilgan sirtmoqlar ham ishlatiladi. Ularning shakli va oʻlchamlari standartlashtirilmagan va shuning uchun albatta mustahkamlikka hisoblanishi kerak. Bu holda yaxlit bolgʻalangan sirtmoq xuddi bika rama (statik aniqmas sistema) kabi hisoblanadi, tarkibli sirtmoq xuddi sharnir sistemali tortqi kabi choʻzilishga, koʻndalang balka kabi ezilishga tekshiriladi. Teshikning ichki yuzasi diametri yoʻnalishida ezilishga Lyame formulasi boʻyicha tekshiriladi, bunda ruxsat etilgan kuchlanish 100 MPa dan oshmasligi kerak. Kam uglerodli St 3,20 markali poʻlatdan tayyorlangan sirtmoq koʻndalang balkasining egilishga ruxsat etilgan kuchlanishi $[\sigma]_{br} = 80 \dots 100$ MPa chegarasida boʻlishi kerak. Bir xil yuk koʻtaruvchanlikka moʻljallangan sirtmoqlarning oʻlchamlari va ogʻirliklari ilgak ogʻirigidan kichik boʻladi, chunki sirtmoqqa taʼsir etuvchi momentlar nisbatan kichik boʻladi.



24.1-rasm. Sirtmoqlarning tuzilishi

Maxsus qisqichlar. Baʼzi yuklarni qisish va ilgakka osish uchun turli qisqichlar ishlatiladi. Bularga friksion, eksentrik, vaakumli qisqichlar va elektromagnitlar kiradi.



24.2-rasm. Omburli qisqich sxemalari

Omburli qisqichlar. Omburli friksion qisqichlarda yuk richagsimon jagʻlar orasida qisiladi. Omburli qisqichning hisobiy sxemasida (24.2-rasm) kerakli oʻlchamlar, taʼsir etuvchi kuchlar va reaksiyalar koʻrsatilgan.

Vertikal kuch Q taʼsirida hosil boʻladigan gorizontaal kuch:

$$N = \frac{Qg\Pi}{2tg(\varphi + \rho)}, \quad H \quad (24.1)$$

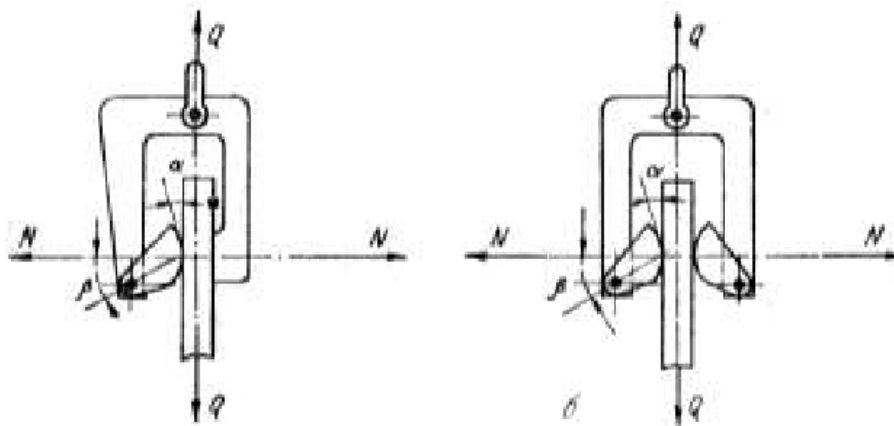
N-siquvchi kuch; Q-ko`tariladigan yukning massasi; P-siquvchi kuch uchun ehtiyot koeffitsienti; α -qiyalik burchagi; ρ -ishqalanish burchagi. Ekstsentrikli qisqich. Po`lat bloklar yoki listlarni vertikal holatda tashish uchun ekstsentrikli qisqichlar ishlatiladi (4-rasm). qichqich kran ilgagiga osiladi. Ekstsentrikni ko`tarishdan oldin, qisqich listining A nuqtasiga tegib turadi va uni ko`targanda ishqalanish quchi hisobiga list qisqichini rama tayanchiga siqiladi. List bilan rama tayanchi orasida hosil bo`ladigan ishqalanish kuchi hisobga list qisqichda tutib qolinadi. Odatda, α burchagining qiymati ko`tarishdan oldin 10ρ ga teng bo`ladi. Friksion qisqichlar bilan zararli, portlovchi yuklar shuningdek, yuqori bosimli gaz yoki havo ostidagi idishlarni qisib ko`tarish man etiladi.

Ekstsentrik qisqichlar ekstsentrik soniga qarab bir (24.3-rasm, a) va ikki (24.3-rasm, b) ekstsentrikli bo`ladi. Bir ekstsentrikli qisqichni hisoblash mustahkamlik sharti asosida siquvchi ehtiyot kuchni aniqlashdan iborat:

$$N = \frac{Q \cdot g\Pi}{tg(\alpha + 2\rho)}, H, \quad (24.2)$$

bunda N–siquvchi ehtiyot kuch, N; Q – ko`tarilayotgan yuk kuch massasi; P–siqish ehtiyot koeffitsienti; α -egri kulachokning ko`tarilish balandligi; ρ - ishqalanish burchagi.

Siqish ehtiyot koeffitsienti tgb/tgp nisbat bilan ham ifodalanadi.



24.3-rasm. Ekstsentrikli qisqich.

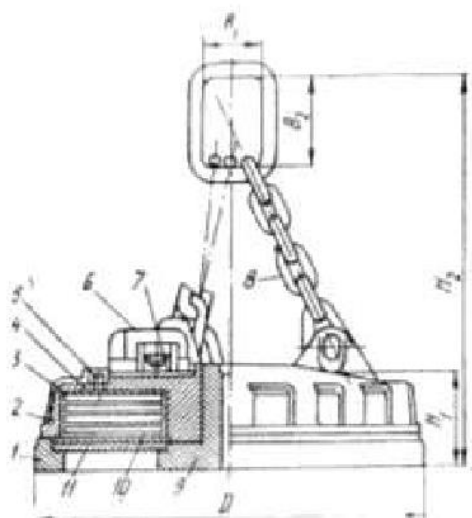
Ikki ekstsentrikli qisqichlar uchun mustahkamlik sharti quyidagi formuladan ifodalanadi:

$$N = \frac{Q \cdot g \Pi}{2 \operatorname{tg}(a + \rho)}, H, \quad (24.3)$$

Siqish ehtiyot koeffitsienti quyidagi nisbat bilan ham ifodalanadi:

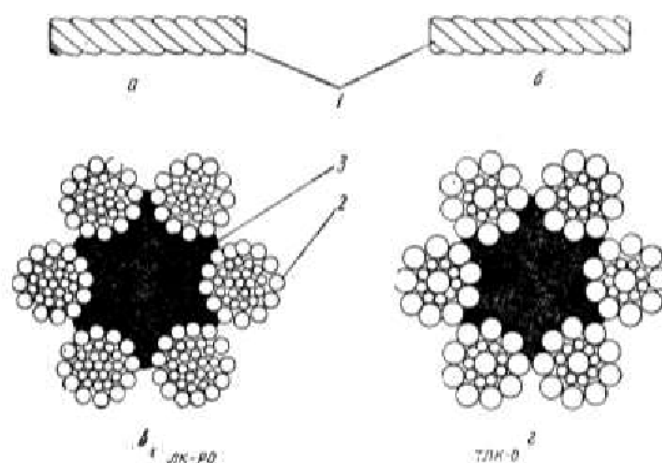
$$\Pi = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(a + \rho)}. \quad (24.4)$$

Elektromagnitlar. qora prokat metallar, cho`yan bo`laklari, metall qirindilar va har xil metall parchalarini transportga yuklash uchun elektromagnitlar ishlatiladi. Ular doira (M-22B, M-42B, M-40B, M-62B) va to`g`ri to`rtburchak (PM-15 va PM-25) shaklda ishlab chiqariladi. Doira shaklidagi elektromagnitlar plitalarni, metall g`o`llarni, cho`yan bo`laklari, po`lat list rulonlari, qirindi va hokazolarni ko`tarish uchun ishlatiladi. To`g`ri to`rtburchakli elektromagnit uzun po`lat buyumlar- shvellerlar, trubalar, rel`slar, balkalar, aylana va kvadrat profelli po`lat va boshqalarni ko`tarishda ishlatiladi. Ularning kamchiligi: yuk ko`taruvchanligi nisbatan kichik; to`xtovsiz ishlanganda ancha qiziydi. Doira shaklidagi elektromagnitda (5-rasm) ikkita: tashqi 1 va ichki 9 qutblar bor. Elektr toki kabel` orqali klitsa 7 bilan kontakt qisqichli quti 6 ga uzatiladi. Magnit zanjir 8 ga osiladi. Seksiya 10 li elektromagnit g`altagi 2 doirasimon po`lat korpus 3 ga joylashgan va pasti metall shayba 11 bilan, usti esa shayba 4 va tiqin 5 bilan berkitiladi. 1 va 9 qutblar, shuningdek, korpus kam uglerodli magnit o`tkazuvchanligi yuqori po`latdan quyiladi.



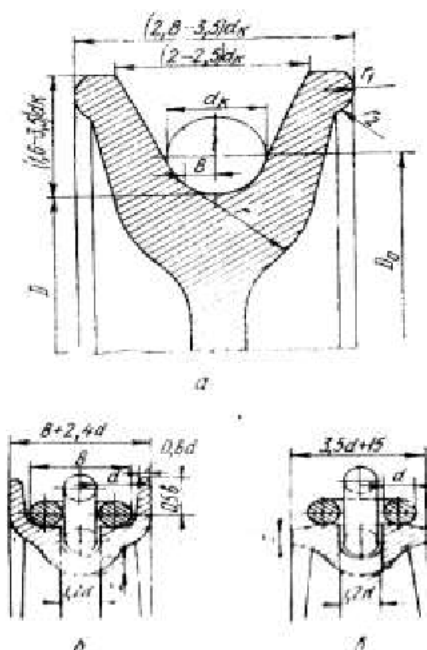
24.4-rasm. Doira shaklidagi elektromagnitning tuzilishi

Po`lat simli arqonlar. Ko`p marta cho`zilib, so`ngra termik va kimyoviy ishlov berilgan yaltiroq yoki ruxlangan po`lat simlardan (diametri 0,2 dan 3 mm) eshilgan arqon po`lat simli arqon deyiladi. Bu arqonlarning mustahkamlik chegarasi 1600. 2600 MPa bo`ladi. Po`lat simli arqonlar (6- rasm, a) har biri po`lat simlar 2 dan tarkib topgan o`rimlar 1 dan to`qilgan. O`rimlar kanop o`zak 3 atrofiga yoki o`rimlarning o`zidan yumshoqroq po`lat simdan qilingan o`zak atrofiga o`raladi.



24.5-rasm. Po`lat sim arqonlar

YUk ko`taruvchi mashinalarda ko`pincha qo`sh o`rimli arqonlar ishlatiladi: avval po`lat simlar markaziy sim atrofida eshilib, so`ngra o`rim o`zak atrofida eshilib, po`lat simli arqon hosil qilinadi. Arqondagi po`lat simlar va o`rimlar soni har xil bo`ladi. Ammo yuk ko`taruvchi mashinalarda asosan olti o`rimli arqonlar ishlatiladi. Ulardagi o`rimlar ichidagi po`lat simlar soni 19 va 37 ta bo`ladi. Sakkiz o`rimli po`lat arqonlar kranlarda va ko`targichlarda kichik diametrli barabanlar va shkivlar ishlatilganda qo`llaniladi. Ko`p qavat arqon o`raladigan barabanlarda ular ishlatilmaydi. Arqon tayyorlashda o`rimning alohida qatlamlari uchun bir xil diametrli simlar (B harfi bilan belgilanadi, chunonchi, CHU-B; LK-0) (6-rasm,v) qatlamlarining ustki qatlami uchun ikki xil diametrli simlar (X harfi bilan belgilanadi, jumladan CHU-X, LK-R, 6-rasm, e) o`rimning alohida qatlamlari uchun har xil va bir xil diametrli simlar (XB harflari bilan belgilanadi, masalan CHU-XB LK-RO) tanlanadi. Po`lat arqonlar bo`shladigan va bo`shalmaydigan xillarga ajratiladi. Bo`shalmaydigan arqonlar ilgagining balandligi katta bo`lgan yuk polisplastlari uchun juda qulaydir. Bloklar. Blok yuk ko`tarish uchun zarur bo`lgan kuchni kamaytirishga yoki bu kuchning yo`nalishini o`zgartirishga imkon beradi. 24.6-rasm a da blokning arqon ostidagi profili ko`rsatilgan. Payvand zanjirlar uchun blok o`lchamlaridagi bog`lanish 24.6-rasm, b da ko`rsatilgan. Konussimon gardish yuzali bortsiz qilib tayyorlangan bloklar (24.6-rasm, v) zvenoda ko`ndalang egilishdan hosil bo`ladigan kuchlanishni kamaytiradi. Ular kulrang cho`yandan yoki modifikatsiyalangan cho`yandan, shuningdek, po`latdan quyib tayyorlanadi.



24.6-rasm. Bloklarning sxemalari

Xulosa: Hozirgi kunda yuk ko'tarish mashinalari qishloq xo'jaligi, mashinasozlik, bino va inshootlar qurish jarayonlarida muhim rol o'ynaydi. Kranning asosiy parametrlariga yuk ko'taruvchanligi prolyoti (oralig'i), bazasi, ilgakning ko'tarilish balandligi, yuk ko'tarish tezligi, ilgakning qulochi kattaligi, yuk momenti, kran va aravachaning harakatlanish tezligi, kranning burilish tezligi va ish rejimi kiradi. YUk ko'tarish mashinasini hisoblashda qabul qilingan yuk massasining tonna hisobidagi maksimal qiymati uning yuk ko'taruvchanligi deb ataladi.

Nazorat savollari

1. YUk ko'tarish moslamasi qanday elementlardan tuzilgan?
2. YUk ko'tarish mashinalarining yuritmasini aytib bering?
3. Qanday yuk ko'tarish qurilmalari mavjud?

Foydalaniladigan asosiy darsliklar va o'quv qo'llanmalar ro'yxati

1. I. Sulaymonov. Mashinadetallari. Toshkent, 1981. 303 b.
2. SH. A. SHoobidov. Mashina detallari. Toshkent, 2000. 87 b.
3. SH. A. SHoobidov. Mashina detallari. Toshkent 2004.120 b.
4. M.N. Ivanov. Detali mashin. Moskva. «Vqsshaya shkola». 1991 g. 383 s.
5. Dunaev P.F., Lelikov O.P. Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin. Ucheb. posobie dlya mashinostroit. spets. vuzov. -M.: Vqsshaya shkola., 1985. - 416 s.

3.2 Qo'shimcha adabiyotlar

3.3

1. SH. A. SHoobidov, S. U. Musaev. Yuritmalar. Tasmali va zanjirli uzatmalami loyihalash. Toshkent. 2000. 82 b.

2. SH. A. SHOobidov, S. U. Musaev. Tishli va chervyakli uzatmalami loyihalash. Toshkent, 2005. 80 b.
3. Sh. A. Shoobidov, S.O' Musayev. Ko'tarish, trans'ort mashinalari. -T.: «SHARQ», 2007. -192 b.
4. CHemavskiy C.A., Bokov K.H. Kursovoe proektirovanie detaley mashin. Moskva «Alg'yans». 2005 g.
5. R. N. Tojiboev va boshqalar. Mashina detallari kursidan masalalar to'plami. Texnika oliy o'quv yurt, uchun o'quv kull. /R.N. Tojiboev, M.M. SHukurov, I. Sulaymonov. -T.: O'qiuvcchi, 1992. -144 b.
6. S.N. Nosirov. «Mashina detallari» fanidan kurs loyihasini bajarish. -T.: Yangi asr avlodi, 2008 y. -217 b.
7. R. N. Tojiboyev, A. J. Jo'rayev, R.X. Maksudov. Mashina detallari. —T.: “Fan va texnologiya”, 2010,216 b.

3.3. Elektron resurslar

1. Kafedrada yaratilgan mahruza matni.
2. «Mashina detallari» bo'yicha laboratoriya ishlari.
3. Oraliq nazorat o'tkazish bo'yicha savollar to'plami.

Mundarija

1.	1-modul. Mashinalar ishonchliligi haqida tushunchalar. 1-mavzu. Ruxsat etilgan kuchlanishlarni aniqlash.	
2.	2-modul. Birikmalar. 2-mavzu. Rezbali birikmalar.	
3.	3-mavzu. Rezbali birikmalarni mustahkamlikka hisoblash.	
4.	4-mavzu. Shponkali birikmalar haqida umumiy ma'lumotlar. Shponkali birikmalarni hisoblash.	
5.	5-mavzu. Shlitsali birikmalarning turlari va ularning qo'llanishi.	
6.	6-mavzu. Parchin mixli birikmalar haqida umumiy ma'lumotlar va ularning turlari.	
7.	7-mavzu. Payvand birikmalar.	
8.	3-modul. Tribotexnika asoslari. 8-mavzu. Ishqalanish va yeyilish.	
9.	4-modul. Uzatmalar. Mexanik uzatmalar haqida umumiy ma'lumotlar. 9-mavzu. Uzatmalarning asosiy parametrlari, foydali ish koeffitsiyenti, uzatish nisbati, uritmalar haqida qisqacha ma'lumot.	

10.	10-mavzu. Tishli uzatmalar.	
11.	11-mavzu. To'g'ri tishli silindrsimon uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.	
12.	12-mavzu. Konussimon tishli uzatmalar.	
13.	13-mavzu. Planetar uzatmalar va ularni hisoblashdagi xususiyatlar.	
14.	14-mavzu. Chervyakli uzatmalar.	
15.	15-mavzu. Chervyakli uzatmalarni mustahkamlikka hisoblash.	
16.	16-mavzu. Friksion uzatmalar va variatorlar.	
17.	17-mavzu. Tasmali uzatmalar.	
18.	18-mavzu. Zanjirli uzatmalar.	
19.	5-modul. Vallar va o'qlar. 19-mavzu. Vallar va o'qlarning tuzilishi va ular uchun ishlatiladigan materi-allar.	
20.	6-modul. Podshipniklar. 20-mavzu. Sirpanish podshipniklari.	
21.	21-mavzu. Dumalash podshipniklari to'g'risida umumiy ma'lumotlar va ularning tasnifi.	
22.	7-modul. Muftalar. 22-mavzu. Muftalar.	
23.	23-mavzu. Boshqariladigan (ilashish va ishqalanish asosida boshqariladigan) va avtomatik boshqariladigan muftalar.	
24.	8-modul. Yuk ko'tarish va yuk tashish mashinalari. 24-mavzu. Yuk ko'tarish mashinalari haqida qisqacha ma'lumotlar.	
25.	Adabiyotlar ro'yxati	