

**ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ
ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ
НАМАНГАН ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ**

С.Х.Абдуллаев

«Машина деталлари»
фанидан

УСЛУБИЙ ҚЎЛЛАНМА

Наманган – 2006

ЎЗБЕКИСТОН РЕСПУБЛИКАСИ
ОЛИЙ ВА ЎРТА МАХСУС ТАЪЛИМ ВАЗИРЛИГИ

НАМАНГАН ДАВЛАТ УНИВЕРСИТЕТИ

«Машина деталлари»
фанидан

УСЛУБИЙ ҚЎЛЛАНМА

5142000-Меҳнат таълими бакалаврият йўналишлари бўйича
таълим олаётган талабалар учун мўлжалланган.

Муаллиф: доцент Абдуллаев С.Х.

Такризчилар: доцент Улуғханов И.Т.
 доцент Умаралиев Т.И.

Услубий қўлланма «Умумтехника фанлари ва касб таълими»
кафедраси йиғилишида кўриб чиқилган ва маъқулланган.

Мажлис баёни № «___» _____ 2006 й

Услубий қўлланма «Физика-математика» факультети услубий
кенгашида кўриб чиқилган ва тасдиқланган.

Мажлис баёни № «___» _____ 2006 й

НамДУ Услубий Кенгашида тасдиқланган.

Мажлис баёни № «___» _____ 2006 й

НАМАНГАН – 2006

Сўз боши

Мазкур «Услубий қўлланма» 5142000-Меҳнат таълими бакалаврият йўналиши бўйича таълим олаётган талабалар учун мўлжалланган бўлиб, Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлиги ва Низомий номидаги Тошкент Давлат педагогика университети ҳамкорлигида ишлаб чиқилган ва Ўзбекистон Республикаси Олий ва ўрта махсус таълим вазирлигининг 2002 йил 21 февралдаги 54-сонли буйруғи билан тасдиқланган ва ҳаётга жорий қилинган стандартга мувофиқ «Машина деталлари» фани бўйича мавзуларини ўз ичига олган.

Ёш мутахассис кадрларни тайерлашда техник адабиётларнинг, шу жумладан дарслик ва ўқув қўлланмаларининг тутган ўрни бекиёсдир. Лекин бугунги кунда «Машина деталлари» фани бўйича мавжуд адабиётларнинг сон жиҳатдан ҳам, сифат жиҳатдан ҳам талаб даражасида эмаслиги ҳеч кимга сир эмас.

Бу йўналишдаги муаммоларни биров бўлсада ҳал қилиш, «Машина деталлари» фанини талабалар томонидан чуқур ўзлаштиришга эришиш мақсадида мазкур «услубий қўлланма» тузилди.

"Машина деталлари" фани бўйича ушбу услубий қўлланмани тайёрлаш ишлари меҳнат таълими йўналишидаги бакалаврлар тайёрлашга қўйиладиган талаблар, фан ва техника ютуқлари асосида тузилган намунавий ўқув режа бўйича олиб борилди.

"Машина деталлари" фани умумтаълим, умуммуҳандислик фанлари "Олий математика", "Физика", "Чизма геометрия", "Назарий механика", "Материаллар қаршилиги", "Материаллар технологияси", "Машина ва механизмлар назарияси" ва бошқа фанлар билан узвий боғланган ҳолда шу каби фанларга асосланган.

"Машина деталлари" фани халқ хўжалигини бир қатор соҳалари учун муҳандислар ва муҳандис-педагоглар тайёрлаш учун асосий умуммуҳандислик фанларидан ҳисобланади.

Муаллиф.

I БОБ. ДЕТАЛНИНГ КОНСТРУКЦИЯСИГА НИСБАТАН ҚЎЙИЛАДИГАН АСОСИЙ ТАЛАБЛАР

Лойиҳаланадиган деталь, биринчидан, айна шароитда ишлаш лаёқатига эга, яъни маълум вақт давомида ўз мустаҳкамлигини тўла сақлайдиган, ортиқча таъмирлаш ишларини талаб қилмайдиган бўлиши, иккинчидан, тўғри ишлаши, учинчидан, машинадан фойдаланишда одам учун хавф туғдирмайдиган бўлиши, тўртинчидан, тайёрланиши технологик нуқтаи назардан қулай ва тежамли, яъни мустаҳкамлигини сақлагани ҳолда ўлчамлари кичик, имкони борича енгил бўлиши ва арзон туриши лозим.

Бинобарин, ҳар бир конструктор лойиҳалаган маҳсулот юқори сифатли бўлиши учун у юқорида баён этилган барча талабларни ҳисобга олмоғи зарур.

1.1. Деталларнинг ишлаш лаёқати ва уни таъминлаш.

Мустаҳкамлик, бикрлик, иссиқбардошлик, титрашга ва ейилишга чидамлилиқ деталнинг ишлаш лаёқатини аниқлайдиган асосий белгилардир.

Деталнинг ишлаш лаёқатини қайси белгига қараб аниқлаш лозимлиги шу деталнинг ишлаш шароитига боғлиқ. Масалан, сирпаниш подшипнигининг ишлаш лаёқатини аниқлаш учун асосий белги ейилишга чидамлилиқ бўлса, болтлар учун, мустаҳкамлик, валлар учун эса бикрлик, мустаҳкамлик ва титрашга чидамлилиқдир.

Мустаҳкамлик. Ишлаш шароитида деталнинг деформацияланиши меъёрида бўлгани ҳолда, синмай ва бенуксон ишлай олиш хусусияти унинг мустаҳкамлиги дейилади.

Янги деталлар лойиҳалашда, аввало, уларнинг мустаҳкам бўлишини таъминлаш зарур.

Бикрлик. Баъзи деталлар, айниқса куч таъсирида ишлайдиган деталлар учун мустаҳкамликнинг ўзи етарли бўлмайди. Масалан, маълум куч моменти таъсирида айланаётган вал мустаҳкам бўлишига қарамай, рухсат этилганидан ортиқ эгилиши мумкин. Бундай вал ишлатилмаслиги керак, чунки валга ўрнатилган деталлар, масалан, тишли ғилдираклар орасидаги масофа чегараланган бўлади. Валнинг рухсат этилганидан ортиқ эгилиши бу деталларнинг мўлжалдагидан илгари ишдан чиқишига сабаб бўлади. Шунинг учун бундай деталларнинг мустаҳкамлигидан ташқари, бикрлиги ҳам таъминланиши лозим. Бунинг учун деталнинг қай ери кўпроқ эгилиши мумкин бўлса, ўша еридаги деформациянинг қиймати аниқланади ва рухсат этилган қиймати билан таққосланади. Агар ҳисоблаш натижасида топилган қиймати рухсат этилганидан кичик ёки унга тенг бўлса, деталнинг бикрлиги қониқарли деб топилади.

Шуни назарда тутиш керакки, баъзи деталларнинг ҳаддан ташқари бикр бўлиши уларнинг чидамлилигига салбий таъсир кўрсатади. Масалан, пўлатдан тайёрланган тишли ғилдирак тишларининг ортиқ даражада бикр бўлиши ишлаш вақтида динамик кучларнинг пайдо бўлишига ва шовқиннинг

кучайишига олиб келади. Демак, зарур ҳолларда деталларнинг маълум даражада берилувчан бўлиши талаб этилади. Деталларнинг берилувчанлиги материаллар қаршилиги курсида келтирилган усуллар билан аниқланади.

Титрашга чидамлилик. Машиналар ишлаш тезлигининг тобора оширилиши ва деталлар оғирлигининг камайтирилиши ҳар-хил титрашларнинг пайдо бўлиши учун имконият туғдиради. Маълумки, титрашлар машинанинг ишлашига салбий таъсир кўрсатиб, деталларнинг толиқиш оқибатида ишдан чиқишини тезлатади. Бу борада резонанс ҳодисаси айниқса хавфлидир. Одатда, деталларнинг титрашга чидамлилигини таъминлаш учун резонанс ҳодисасини келтириб чиқарадиган омилларни йўқотиш керак. Маълумки, резонанс ҳодисаси деталнинг ўзида ҳосил бўладиган хусусий тебраниш частотаси ташқи куч таъсирида бўладиган тебраниш частотаси билан бир хил бўлиб қолганда рўй беради. Шунинг учун, бу икки частотани ҳисоблаб, бир-бирига тенг бўлиб қолмаслигини таъминлаш керак. Бундан ташқари, машиналарда титраш ҳодисасини камайтириш учун титроқ сўндиргичлардан, яъни махсус эластик элементлардан ҳам фойдаланилади.

Иссиқга чидамлилик. Таркибида бир-бири билан ишқаланувчи деталлар бўлган машиналарда температуранинг маълум даражадан ортиб кетиши кўпчилик деталларнинг ишига салбий таъсир кўрсатади. Шунинг учун бундай машиналар лойиҳалашда уларда ҳосил бўладиган иссиқликнинг меъёридан ортиб кетмаслигига, яъни

$$Q \geq Q_1$$

бўлишига эришмоқ зарур, бу ерда Q_1 – машинада ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори; Q_1 –машинадан ташқарига тарқалувчи иссиқлик миқдори.

Ейилишга чидамлилик. Ишлаш вақтида ишқаланувчи деталларнинг ишлаш даври ейилиш даражасига қараб белгиланади. Ейилиш натижасида деталнинг ўлчамлари ўзгаради, бу эса ўз навбатида ейилган деталнинг нотекис ишлашига сабаб бўлади; метал кесиш станогининг деталлари ейилганда эса бу станокда тайёрланган маҳсулот ноаниқ чиқади. Шунинг учун деталнинг ейилиши маълум даражага етгандан сўнг уни алмаштириш тавсия этилади. Деталнинг тез ёки секин ейилиши унинг ишлаш шароитига, мойланиш даражасига, контакт кучланишнинг қийматига ва бошқа омилларга боғлиқ. Шу сабабли ейилишга чидамликни таъминловчи аниқ бир ҳисоблаш усулини тавсия этиш қийин. Лекин, амалда қўлланиладиган бир қанча усул бор. Шулардан энг кўп тарқалгани солиштирма босим p ва шартли коэффициент p_v ни аниқлаб, уларни рухсат этилган катталиклар билан солиштириш усулидир:

$$p \leq [p]; p_v \leq [p_v],$$

бу ерда v – ишқаланиш тезлиги.

Ишқаланувчи деталларни зарур даражада мойлаб туриш, ейилишга чидамли материаллар – бронза, пластмасса ва шу кабилар ишлатиш ейилишни камайтириш тадбирларидандир.

Сўнгги йилларда машиналарнинг ишончли ишлайдиган бўлишига катта эътибор берилмоқда. машиналарнинг қанчалик ишончли ишлаши эса уларнинг тўхтаб қолмай ишлаш даражасига қараб белгиланади. Масалан, двигателни ишга тушириш учун 100 марта ҳаракат қилинганда, у 95 марта ишлаб кетса, бу

машинанинг ишончлилик коэффициенти 0,95 бўлади. Ҳозирги вақтда инженер-конструкторларнинг асосий вазифаларидан бири лойиҳаланаётган машинанинг мўлжалланган вақт давомида бенуқсон ишлашига эришишдан иборат.

Умуман айтганда, юқорида тилга олинган белгиларнинг кўпчилик деталлар учун зарур бўлган энг асосийси мустаҳкамликдир. Чунки мустаҳкам бўлмаган деталлар мутлақо ишлай олмайди.

Деталнинг мустаҳкамлигини таъминлаш учун таъсир этаётган куч ёки моментдан хавфли кесим ёки юзада ҳосил бўладиган кучланишни топиш ва уни рухсат этилган қиймати билан солиштириш лозим. Агар ҳисоблаш натижасида топилган кучланишнинг қиймати рухсат этилган қийматидан кичик ёки унга тенг бўлса, деталнинг мустаҳкамлиги таъминланган бўлади.

Умумий ҳолда мустаҳкамлик шартини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\sigma = f(P, M, a, b, c) \leq \frac{\sigma_{\text{ч}}}{n} = [\sigma]$$

бу ерда (σ ёки τ) куч, момент ва кесим ўлчамлари функцияси сифатида аниқланади. Рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ эса чегаравий кучланиш $\sigma_{\text{ч}}$ нинг мустаҳкамлик запаси, яъни эҳтиёт коэффициенти n га бўлган нисбатига тенг.

Мустаҳкамлик шартидан яъна деталь лойиҳалашда ёки мавжуд деталнинг мустаҳкамлигини текширишда фойдаланилади. Деталларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда шуни назарда тутиш керакки, хавфли юзадаги кучланиш рухсат этилган кучланишдан кичик бўлиши билан бирга, ундан катта фарқ қилмаслиги лозим. Бу шарт бажарилмаган тақдирда деталь оғирлашиб кетади ва қимматга тушади. Бироқ, айрим ҳолларда, талаб этилган бикрликни таъминлаш учун деталнинг ўлчамларини катталаштиришга, яъни ундаги кучланишнинг қийматини рухсат этилган қийматидан бир мунча камайтиришга тўғри келади.

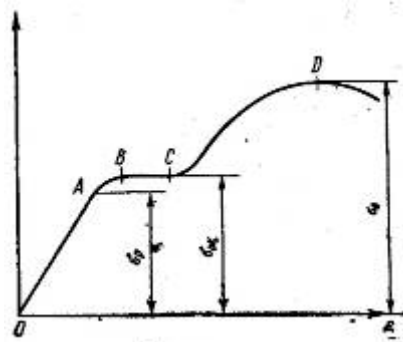
Юқорида эслаб ўтилганидек, ҳозирги замон машинасозлик техникасининг тараққиёти машиналар қувватини ва ишлаш тезлигини ошириш билан бирга, уларнинг енгил, ихчам ва арзон бўлишини талаб қилади. Шу нуқтаи назардан олганда мустаҳкамликни ҳисоблаш методларини аниқлаш ва рухсат этилган кучланишларнинг тўғри танлаш алоҳида аҳамиятга эга.

1.2. Рухсат этилган кучланишни аниқлаш

Рухсат этилган кучланиш деганда маълум нагрузка таъсиридаги деталнинг хавфли кесимида ҳосил бўладиган кучланишнинг йўл қўйилиши мумкин бўлган ва унинг етарли даражада мустаҳкам бўлишини ҳамда талаб этилган вақт ичида бенуқсон ишлашини таъминлайдиган энг катта қиймати тушунилади.

Кучланишнинг бу қийматини топиш учун чегаравий кучланиш ҳамда мустаҳкамлик запаси қийматлари аниқланган бўлиши керак. Маълумки, чегаравий кучланишнинг қиймати материалларнинг механикавий хоссаларига боғлиқ бўлиб, лабораторияда шу материалларнинг намуналарини синаш усули билан аниқланади. Масалан, пластик материалларнинг статик чўзилишини синаш натижасида 1-шаклда келтирилган эгри чизик ҳосил бўлади. Бунда А нуқтага тўғри келган кучланиш пропорционаллик чегараси деб, В нуқтага тўғри

келган кучланиш оқувчанлик чегараси деб, D нуқтага келган кучланиш эса мустаҳкамлик чегараси деб аталади.



1-шакл

Рухсат этилган кучланишнинг қийматини аниқлашда деталга таъсир этувчи кучнинг ва ишлатилган материалнинг хилига қараб, чегаравий кучланиш сифатида мустаҳкамлик чегараси σ_s (мўрт материаллар учун), оқувчанлик чегараси $\sigma_{ок}$ (пластик материаллар учун) ёки толиқиш чегараси σ_{-1} (нагрузка ўзгарувчан цикл билан таъсир этадиган материаллар учун) олиниши мумкин. Шундай қилинганда пластик материаллар учун

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

мўрт материаллар учун эса

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

бўлади. Бундан

$$n = \frac{\sigma_{ок}}{[\sigma]} \quad \text{ёки} \quad n = \frac{\sigma_s}{[\sigma]} \quad (3)$$

келиб чиқади. Демак, мустаҳкамлик запаси чегаравий кучланишнинг рухсат этилган кучланишга нисбатини кўрсатади. Унинг қиймати кўпгина факторларга, масалан: а) қабул қилинган ҳисоблаш методининг ва ҳисоб схемасининг аниқлигига; б) деталга таъсир этувчи куч ва моментнинг қанчалик тўғри ҳисобга олинганлигига; в) ишлатиладиган материалнинг бир жинслилик даражасига ва хоссаларининг қанчалик ўрганилганлигига; г) деталнинг шакли, ўлчамлари, сиртининг ҳолати ва сифатига; д) деталнинг муҳимлик даражасига боғлиқ.

Юқорида келтирилганлар мустаҳкамлик запасининг қийматига таъсир қилувчи факторларнинг асосийлари бўлиб, бундан ташқари, ҳисоблаш ёки тажриба йўли билан аниқланиши жуда қийин бўлган факторлар ҳам бор.

Мустаҳкамлик запасининг қийматини мумкин қадар аниқ топиш учун дифференциал усулдан фойдаланиш маъқул кўрилади. Бу усулга биноан, мустаҳкамлик запаси n учта хусусий коэффицентнинг кўпайтмаси сифатида топилади:

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3,$$

бу ерда n_1 – деталга таъсир қилувчи куч ва моментларнинг ҳақиқий қийматлари билан ҳисоблаш учун қабул қилинган қийматлар орасидаги фарқни ҳисобга олувчи коэффицент. Етарли даражада аниқ ҳисоблаш усулларидадан фойдаланилганда n_1 нинг қиймати 1,2...1,5 орасида бўлиши керак. Кучланиш аниқлик даражаси камроқ бўлган усуллар билан топилганда, шунингдек, бикрликка нисбатан юқори талаб қўйилганда $n_1 \cdot 2 \dots 3$, айрим ҳолларда эса ундан ҳам катта бўлиши мумкин.

Ҳисобланаётган деталлардаги кучланиш қийматини етарли даражада аниқ топиш имкони бўлса, $n_1 \cdot 1$ қилиб ҳам олинади.

n_2 – материалнинг бир жинслилигини, деталь тайёрлаш технологияси бузилган тақдирда материал механикавий хоссаларининг нормативда кўрсатилганидан фарқ қилишини ҳисобга олувчи коэффицент; пластик материаллар учун n_2 коэффицент $n_{ок}$ билан белгиланади ва унинг қиймати, материалнинг пластиклик даражаси $\sigma_{ок} / \sigma_{\epsilon}$ га қараб, 1,3 ... 2,2 оралиғида бўлади (1-жадвал).

1 – ж а д в а л

$\sigma_{ок} / \sigma_{\epsilon}$	0,45 ... 0,55	0,55 ... 0,70	0,70 ... 0,90
$n_2 = n_{ок}$	1,3 ... 1,5	1,4 ... 1,8	1,7 ... 2,2

Унча пластик бўлмаган ҳамда мўрт материаллар учун n_2 коэффицент n_{ϵ} билан белгиланади ва унинг қиймати 2 ... 6 оралиғида бўлади (2-жадвал).

2-жадвал

Материал характери	Мустаҳкамлик запаси $n_2 \cdot n_{\epsilon}$
Кам пластик пўлатлар	2 ... 3
Бир жинсли мўрт материаллар	3 ... 4
Ўта мўрт, кўп жинсли (керамикавий) материаллар . . .	4 ... 6

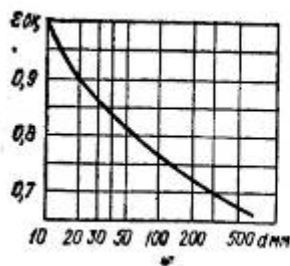
n_3 – коэффицент жуда мустаҳкам бўлиши талаб этиладиган муҳим деталларнинг мустаҳкамлик запасини қўшимча равишда ошириш мақсадида киритилади. Одатда, унинг қиймати 1, ... 1,5 оралиғида бўлади.

Юқорида айтилганларга кўра, деталларга таъсир қилувчи нагрузка вақт мобайнида ўзгармас бўлган ҳолларда, рухсат этилган кучланишнинг нисбатан аниқ қиймати (1) ва (2) формулалар ёрдамида қуйидагича топилади:

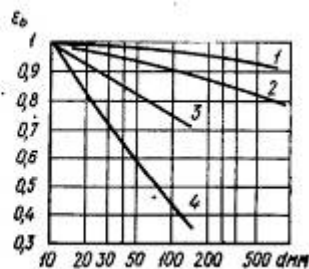
а) пластик материаллар учун

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{ок} \cdot \epsilon_{ок}}{n_1 \cdot n_2 \cdot n_3}, \quad (4)$$

бу ерда $\epsilon_{ок} = (\sigma_{ок})_d / (\sigma_{ок})_{10}$ бўлиб, кесим диаметри d бўлган деталь materiali оқувчанлик чегарасини диаметри 10 мм бўлгандаги оқувчанлик чегарасига нисбатини кўрсатади. Демак, $\epsilon_{ок}$ деталнинг ўлчамлари ортиши билан оқувчанлик чегарасининг камайишини кўрсатувчи коэффицентдир;



2-шакл.

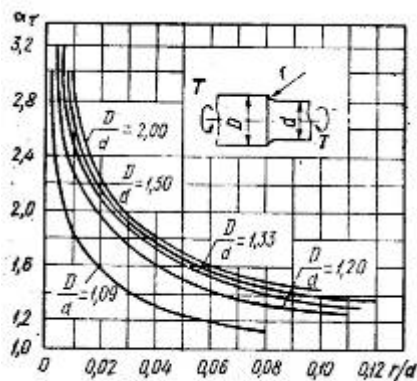


3-шакл

б) кам пластик ва мўрт материаллар учун:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\epsilon} \cdot \epsilon_{\epsilon}}{K_s n_1 n_2 n_3}, \quad (5)$$

бу ерда $\epsilon_{\epsilon} = (\sigma_{\epsilon})_d / (\sigma_{\epsilon})_{10}$ бўлиб, кесим диаметри d бўлган деталь materiali мустаҳкамлик чегарасининг диаметри 10 мм булгандаги мустаҳкамлик чегарасига нисбатини кўрсатади. Демак, ϵ_{ϵ} деталнинг ўлчамлари ортиши билан мустаҳкамлик чегарасининг камайишини кўрсатувчи коэффициентдир. $\epsilon_{ок}$ ва ϵ_{ϵ} нинг қийматларини 2 ва 3-шаклдан олиш мумкин. K_s — диаметрлари поғонали ўзгарувчан ва шпонка учун ўйиқлари балган деталларда ҳосил бўладиган кучланиш концентрациясини (тўпланишини) ҳисобга олувчи коэффициент. Одатда, K_s назарий йўл билан топилган концентрация коэффициенти α_{σ} ёки α_{τ} га тенг деб ҳисобланади. K_s нинг қиймаи $\frac{D}{d}$ ва $\frac{r}{d}$ нисбатларга боғлиқ бўлиб, махсус диаграммалардан олинади (r — поғонанинг юмалоқланиш радиуси). 4-шаклда шундай диаграммалардан бири келтирилган.

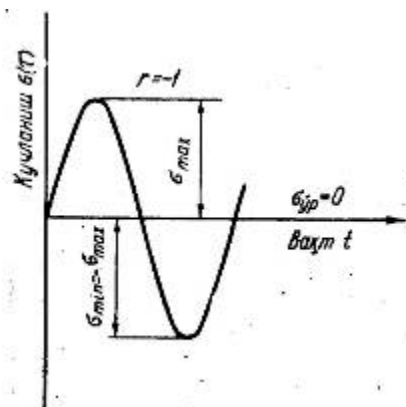


4-шакл

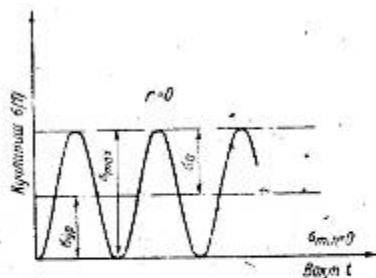
Юқорида биз деталга таъсир этувчи нагрузка вақт ўтиши билан ўзгармас бўлган ҳолларда рухсат этилган кучланишни топиш усулларини кўриб чикдик.

Маълумки, машина узелларини ташкил этувчи аксарият деталлар ҳаракатда бўлади. Бундай ҳолларда деталларга таъсир этувчи нагрузка (юкланиш) ва ундан ҳосил бўладиган кучланиш вақт ўтиши билан ўзгариб туради. Шунинг учун бундай деталларнинг чидамлилиги ҳисобланади. Чидамликка рухсат этилган кучланишнинг қиймати эса деталга таъсир этаётган нагрузканинг ўзгариш характериға кўп жиҳатдан боғлиқ. Одатда,

таъсир этувчи нагрузка ва ундан ҳосил бўладиган кучланишлар симметрик (5-шакл) ёки пульсацияланувчи (6-шакл) цикл билан ўзгаради.



5-шакл. Симметрик цикл



6-шакл. Пульсацияланувчи цикл

Кучланишларнинг максимал ва минимал қийматлари йиғиндисининг ярми циклнинг ўртача кучланиши, айирмасининг ярми эса циклнинг амплитудаси дейилади. Демак:

$$\sigma_{\text{ур}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

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

Шартли равишда, $\sigma_{\text{ур}}$ - циклнинг ўзгармас қисми, σ_a эса ўзгарувчан қисми деб ҳисобланади. Циклнинг характери аниқлаш учун симметрилик коэффиценти киритилади. Унинг қиймати: $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$. Масалан, симметрик цикл билан ўзгарувчи кучланишлар учун

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

пульсацияланувчи цикл билан ўзгарувчи кучланишлар учун эса

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

бўлади. Ана шунинг учун ҳам деталдаги кучланиш симметрик цикл билан ўзгарганда чегаравий кучланиш σ_{-1} билан, пульсацияланувчи цикл билан ўзгарганда эса σ_0 билан белгиланади.

Таъсир қилувчи нагрузка ўзгарувчан бўлганда, деталдаги кучланиш оқувчанлик чегарасидан ҳам кичик бўлишига қарамай, деталь иш жараёнида синиб кетиши мумкин. Бунинг сабаби шуки, ўзгарувчан кучланиш таъсирида бўлган деталнинг кўндаланг кесим юзи ўзгарадиган жойларида концентрацияланган (тўпланган) қўшимча кучланишлар таъсирида деталда аввал жуда кичик дарзлар пайдо бўлади, сўнггра улар катталаша бориб, деталнинг синишига олиб келади. Деталнинг бу ҳолатда синиши толиқиш деб аталади. Деталнинг толиқишга қанчалик бардош беришини ҳисоблаш учун чидамлилик чегараси деб аталадиган тушунча киритилади ва кучланиш симметрик цикл билан ўзгарганда рухсат этилган кучланиш қуйидагича аниқланади:

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

бу ерда K_{σ} - ҳақиқий концентрация коэффиценти. Унинг қиймати назарий йўл билан топиладиган концентрация коэффиценти α_{σ} дан кичик бўлиб, қуйидагича аниқланади.

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

Демак, K_{σ} коэффиценти деталда кучланиш концентрацияси бўлмаган ҳолатдаги чидамлилиқ чегарасининг шу деталь кучланиш концентрацияси пайдо бўладиган қилиб ясалган ҳолатдаги чидамлилиқ чегарасига нисбатини кўрсатади. K_{σ} тажриба йўли билан аниқланади. Деталларни ҳисоблашда бу коэффицентнинг қийматлари деталларнинг шакли ва материаллига қараб, справочникларда келтирилган жадваллардан олинади.

ε_{σ} - деталь кесим ўлчамларининг чидамлилиқ чегарасининг қийматига таъсирини кўрсатувчи коэффицент. Бу коэффицент қуйидагича аниқланади:

$$\varepsilon_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_d}{(\sigma_{-1})_{10}}$$

бу ерда $(\sigma_{-1})_d$ диаметри d бўлган деталнинг чидамлилиқ чегараси; ____ - диаметри 10 мм қилиб олинган ва лабораторияда синалган деталнинг чидамлилиқ чегараси. Одатда, ε_{σ} масштаб фактори деб юритилади ва унинг қиймати, деталнинг материали ҳамда ўлчамларига қараб, справочникларда бериладиган графиклардан олинади.

β - деталь сирти ҳолатининг толиқиш чегарасига таъсирини ҳарактерловчи коэффицент; у лойиҳаланаётган деталь толиқиш чегарасининг сирти жилولاتган намуна деталнинг толиқиш чегарасига бўлган нисбатига тенг:

$$\beta = \sigma'_{-1} / \sigma_{-1}$$

Демак, β коэффицент толиқиш чегарасининг ортиши ёки камайиши мумкинлигини кўрсатади. Лойиҳаланаётган деталнинг сирти намуна деталниқидан ёмон бўлганда, $\beta < 1$, яхши бўлганда $\beta > 1$ бўлади.

Деталнинг толиқиш чегарасини ошириш мақсадида унинг мустаҳкамлигини оширишнинг ҳар хил усулларидадан фойдаланилади. Бундай ҳолларда β нинг қиймати 1 ... 3 оралиғида бўлади.

Нагрузканинг ўзгариш цикли пульсацияланувчи бўлганда рухсат этилган кучланиш қуйидагича топилади:

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

бу ерда ψ - ўзгариш цикли симметрик бўлмаган кучланишнинг материал мустаҳкамлигига таъсирини кўрсатувчи коэффицент. У қуйидагича аниқланиши мумкин:

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

Кўриниб турибдики, ψ - коэффициент σ_{-1} билан σ_0 га боғлиқ. Айрим пўлат турлари учун σ_{-1} ва ψ нинг қийматлари 3-жадвалда келтирилган:

3 – ж а д в а л

σ_a МПа	σ_{-1} , МПа	ψ
1	2	3
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

Юқорида биз рухсат этилган кучланишни аниқлашнинг дифференциал усули билан танишдик. Бу усул бошқа усулларга қараганда аниқ натижа берсада, бирмунча мураккаб бўлиб, ундан машинасозлик, тракторсозлик ва шу кабилар фойдаланилади. Бошқа ҳолларда эса жадвал усули кўпроқ ишлатилади.

Рухсат этилган кучланишни жадвал усули билан танлаш жуда қадимдан маълум. Бунинг учун биринчи устунида материалнинг номи, кейингиларида эса рухсат этилган кучланиш қийматлари келтирилган жадваллардан фойдаланилади. Бундай жадваллар махсус лабораторияларда ҳар хил материаллардан тайёрланган намуна деталларни синаш йўли билан тузилади ва тегишли адабиётда берилади.

Илгари тузилган жадвалларда рухсат этилган кучланишнинг қиймати фақат материалнинг механикавий хоссаларигагина боғлиқ ҳолда келтирилар эди. Сўнгги йилларда жадваллар мукаммаллаштирилди, уларда келтирилган қийматлар деталь учун ишлатиладиган материалнинг механикавий хоссалари, таъсир этувчи куч ва моментларнинг характери, деталнинг ишлаш жойи ва шароити эътиборга олинган ҳолда, дифференциал усуллардан фойдаланиб тузилади. Шунинг учун, рухсат этилган кучланишни жадвалдан танлаш усули амалда жуда кенг қўлланилади.

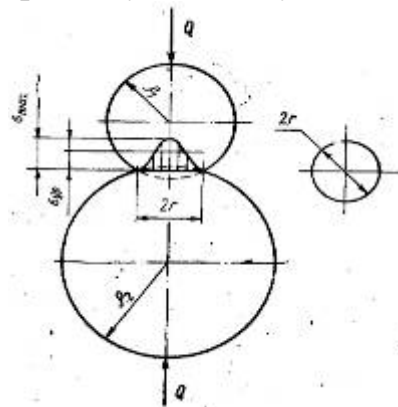
Гап мустақамлик тўғрисида борар экан, шуни ҳам таъкидлаб ўтиш керакки, деталь синиш натижасида ишдан чиқишдан ташқари, иш сиртининг бузилиши оқибатида ҳам ишга ярамай қолиши мумкин. Бу ҳол деталь сиртида ҳосил бўладиган контакт кучланишга боғлиқ. Контакт кучланиш бир-бирига уриниш юзалари ўлчами қолган ўлчамларидан бир неча бор кичик бўлган икки деталь сиртида ҳосил бўладиган кучланишдир. Масалан, бир-бирига сиқиб қўйилган икки шар ёки ролик сиртида ҳосил бўладиган кучланишлар контакт кучланишлардир. Агар деталь сиртидаги контакт кучланиш рухсат этилганидан катта бўлса, у ҳолда эзилиш оқибатида чақаланиш, дарз кетиш ва шу каби нуқсонлар пайдо бўлади. Натижада бундай детални алмаштириш зарурати туғилади. бундай ҳол фрикцион, тишли, червякли ва занжирли узатмаларда, шунингдек, юмалаш подшипникларида учрайди.

Радиуслари ρ_1 ва ρ_2 бўлган икки шар бир-бирига Q куч билан сиқилганда ҳосил бўлган эластик деформация оқибатида r радиусли сфермавий

сирт ҳосил бўлади (7-шакл). Пуассон коэффиценти $\nu = 0,3$ бўлганда бу радиус қуйидагича ифодаланади:

$$r = 1,109 \sqrt[3]{\frac{Q\rho_v}{E_v}}, \quad (7)$$

бу ерда $E_v = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ - келтирилган эластиклик модули; $\rho_v = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$ - келтирилган эгрилик радиуси; бу тенгликдаги минус ишораси бир-бирига сиқилиб турган сиртларнинг бири қавариик ва бири ботиқ бўлганда, плюс ишораси эса иккаласи ҳам қавариик бўлганда қўйилади.



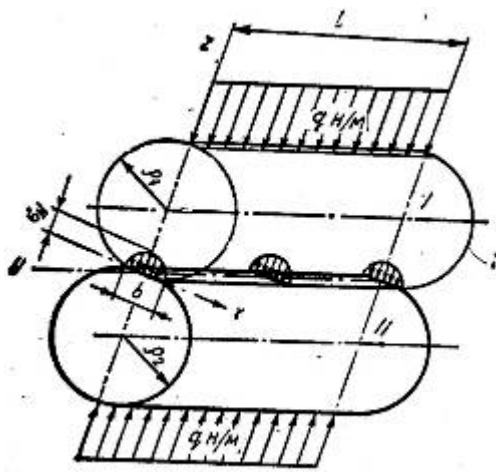
7-шакл

Ҳосил бўлган сиртдаги босим бир текис бўлмайди, бу босимнинг энг катта қиймати ўртача қийматидан 1,5 марта катта бўлиб, қуйидагича аниқланади:

$$p_{\max} = \frac{1,5Q}{\pi r^2} \quad (8)$$

Маълумки, кўриб чиқиладиган ҳолларда энг катта кучланиш сирт ўртасида пайдо бўлади. Демак, $\sigma_{\max} = -p_{\max}$. Шундай қилиб, (7) ва (8) формулалардан қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{QE_v^2}{\rho_v^2}} \quad (9)$$



8-шакл

Икки цилиндр бир-бирига сиқилганда контакт кучланиш узунлиги цилиндр узунлигига, эни эса b га тенг бўлган сиртга таъсир этади (8-шакл). Бундай ҳолда ҳосил бўладиган контакт кучланиш қиймати қуйидаги формула воситасида аниқланади:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{Q}{l\rho_v} \cdot \frac{E_v}{2\pi(1-\nu^2)}}$$

ёки

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_v} \cdot \frac{E_v}{2\pi(1-\nu^2)'}}$$

шунингдек, Пуассон коэффиценти $\nu = 0,3$ бўлган ҳоллар учун:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{QE_v}{l\rho_v}} = 0,418 \sqrt{\frac{qE_v}{\rho_v}}.$$

Бу формула доиравий цилиндргагина эмас, балки цилиндр сиртга эга бўлган ҳамма турдаги деталларга ҳам татбиқ этилаверади. Бунинг учун формуладаги ρ_v ни аниқлашда ρ_1 ва ρ_2 лар ўрнига контакт кучланиш ҳосил бўлаётган нуқталарнинг эгрилик радиусларини қўйиш кифоя. Масалан, цилиндр сиртга эга бўлган деталь билан текислик орасида ҳосил бўладиган контакт кучланишни аниқлаш учун ρ_1 цилиндр радиусига, ρ_2 эса ∞ га тенг деб олинади.

Контакт кучланиш ҳосил бўлган юзада уринма кучланиш ҳам пайдо бўлади. Бу кучланиш ишқаланиш кучига ёки ишқаланиш коэффицентиغا боғлиқ. Одатда, ишқаланиш коэффиценти τ_H нинг ўртача қиймати 0,2 деб олинади ва уринма кучланишнинг қиймати қуйидагича аниқланади:

$$\tau_H = 0,35 \sigma_H \approx 0,145 \sqrt{\frac{qE_v}{\rho_v}} \quad (10)$$

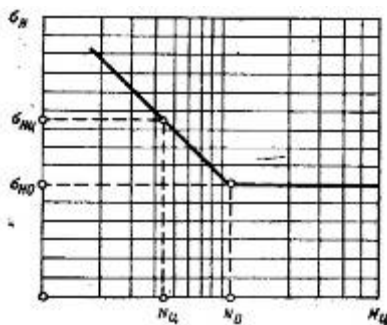
Вақт ўтиши билан ўзгарувчан контакт кучланишнинг таъсиридан деталларнинг сиртида толиқиш оқибатидаги емирилиш содир бўлади. Бундай ҳолларда чегаравий ва рухсат этилган кучланишларнинг қийматлари иш

мобайнидаги циклар сонига боғлиқ ҳолда белгиланади. Циклар сони намуна деталь асос қилиб олинган сондан кам бўлса, чегаравий, яъни рухсат этилган кучланишларнинг қиймати нисбатан катта қилиб олиниши мумкин.

Бу фикр деталга мўлжалдаги иш муддати давомида таъсир этадиган циклар сони намуна деталь учун асос қилиб олинган циклар сонидан (масалан, тобланмаган пўлат учун $N_0 \cdot 10^7$ дан) катта бўлган ҳолларга тааллуқли эмас, чунки текширишларнинг кўрсатишича, циклар сони асос қилиб олинган сонга етгандан кейин унинг ортиши чидамлилиқ чегарасининг қийматига таъсир этмайди (9-шакл). Аксарият деталлар ана шундай шароитда ишлайди ва улар учун рухсат этилган контакт кучланиш, сиртнинг қаттиқлигига қараб, қуйидаги ифодадан аниқланади:

$$[\sigma_H] = C_B HB \quad \text{ёки} \quad [\sigma_H] = C_R HRC, \quad (11)$$

бу ерда HB ва HRC – Бринелль ва Роквелл бўйича қаттиқликлар; C_B ва C_R – материалга ва термик ишлаш усулига боғлиқ коэффициентлар. Амалий ҳисоблашларда рухсат этилган контакт кучланиш қиймати аксарият махсус жадваллардан олинади.



9-шакл

Металлмас материаллардан ясалган деталь учун рухсат этилган кучланишнинг қийматини топишда қуйидагиларга:

1) Мустаҳкамлик ҳарактеристикаси қатъий бўлмай, ишлаш шароитига, нагруканинг қандай тезлик билан ўзгаришига, температуранинг ўзгариши ҳамда ҳаво намлигига боғлиқ эканлигига;

2) Ишлаш жараёнида эластик модули кичик бўлгани туфайли деталь ўлчамлари рухсат этилмайдиган даражада ўзгариши мумкинлигига;

3) Мустаҳкамлик ҳарактеристикасини белгиловчи деформация турлари бир-биридан жуда катта фарқ қилишига;

4) Вақт, температура, намлик, деталнинг чидамлилигига таъсир кўрсатувчи бошқа факторларни аниқловчи экспериментал маълумотлар етарли эмаслиги ва бошқаларга эътибор бериш зарур.

Принцип жиҳатидан олганда, металлмас материаллар учун ҳам рухсат этилган кучланиш материалларники каби топилади:

$$[\sigma] = \sigma_{ок} / K. \quad (12)$$

бу ерда K мустаҳкамлик запаси бўлса ҳам, металллар учун аниқланган n дан катта фарқ қилади:

$$K * K_{кт} K_{и} K_{м},$$

бу ерда $K_{кт}$ – конструкция ва технологияни, $K_{и}$ – ишлатилиш шароитини, $K_{м}$ – деталнинг муҳимлик даражасини ҳисобга олувчи коэффициентлар. Ўз навбатида, $K_{кт}$ - коэффициент материалнинг ишончилигини, кучланиш таъсирининг характерини, аниқлик даражасини, деталнинг тузилиш ва бошқа факторларни, $K_{и}$ эса тезлик, вақт, температура, ҳаво намлиги каби факторларни ҳисобга олади.

Умуман, пластмассадан тайёрланадиган деталларни ҳисоблашда рухсат этилган кучланишнинг қийматини аниқлаш учун жадваллардан фойдаланилгани маъқул.

1.3. Машинасозликда ишлатиладиган асосий материаллар ва уларни танлаш

Машинасозликда ишлатиладиган материалларнинг хили жуда кўп бўлиб, уларни уч группага бўлиш мумкин: 1) қора металллар; 2) рангли металллар; 3) металлмас материаллар. Булардан энг кўп ишлатиладигани қора металллар – пўлат ва чўяндир.

Қора материалларнинг кўп ишлатилишига сабаб шуки, улар мустаҳкам бўлиш билан бирга, нисбатан арзон туради. Қора материалларнинг салбий томони зичлиги катта бўлиб, коррозияга унча чидамли эмаслигидир.

Машинасозликда ишлатиладиган асосий материалларнинг химиявий таркиби ва хоссалари металлшунослик ва бошқа махсус курсларда ўрганилганлиги сабабли бу ерда уларни танлаш масалалари ҳақидаги, шунингдек, сўнгги йилларда кенг қўламда ишлатила бошлаган пластмассалар ҳақидаги маълумотларгина баён этилади.

Машиналар лойиҳалашда уларнинг деталлари учун материал танлаш инженер-конструкторнинг энг масъулиятли вазифаларидан биридир.

Машина деталлари учун материал танлашда унинг фақат хоссаларигагина аҳамият бермай, балки буни ҳар томонлама ўрганиш лозим. Материал танлашдаги асосий талаб шуки, танлаб олинган материал аввало, деталнинг ишга лаёқатли бўлишини таъминлаши ҳамда нисбатан арзон туриши керак. Бу талабни ҳамма вақт ҳам осонликча қондириб бўлмайди, чунки, одатда мустаҳкам, пухта, сифатли материаллар қиммат туради. Шундай экан, материал танлашда янглишмаслик учун улардан бир неча хилини танлаб, уларни ҳисоблаб кўрган маъқул. Масалан, диаметри 100 мм ва айланиш частотаси 5000 мин⁻¹ бўлган шкивни чўяндан ёки алюминий қотишмасидан тайёрлаш мумкин. Алюминий қотишмаси чўянга қараганда икки марта қиммат туради. Лекин алюминий қотишмаси станокда чўянга қараганда 8-10 марта тез ишланади. Натижада алюминий қотишмасидан тайёрланган шкив чўяндан тайёрланган шкивга қараганда 25 % арзон бўлади. Кўриниб турибдики, таннархи қиммат бўлса-да, алюминий қотишмасидан шкив тайёрлаш чўяндан тайёрлашдагига қараганда фойдалидир. Бордию деталга нисбатан қўйилган ҳамма талабга жавоб берадиган материал танлаш мумкин бўлмаса, у ҳолда зарур талабларни қондирувчи материални олиш лозим. қўйилган талабларни қондириш учун айрим ҳолларда, бир деталнинг ўзи турли материаллардан ишланиши ҳам мумкин. Масалан, гидротурбиналарнинг парраги аввало мустаҳкам, қолаверса

коррозиябардош бўлиши керак. Сўнгги йилларгача бу мақсадда юқори сифатли зангламас, аммо қимматбаҳо пўлат ишлатилар эди. Ҳозирги вақтда бундай парраклар оддий углеродли пўлатдан тайёрланиб, уларнинг сиртига зангламас пўлат қопланмоқда, натижада каттагина маблағ тежалмоқда. Яна бир мисол: Маълумки, тишли ғилдирак тайёрлаш учун ишлатиладиган материалнинг асосий массаси унинг танасига кетади. Ҳолбуки, тишли ғилдирак танасига тўғри келадиган кучланиш тишларига тўғри келадиган кучланишнинг жуда ҳам оз қисмини ташкил этади. Ана шу назарда тутилиб, Тошкент политехника институтининг «Машина деталлари» кафедрасида тишли ғилдиракнинг янги тури яратилди. Бу ғилдиракнинг танаси арзон турадиган чўяндай, тишли гардиши эса сифатли пўлатдан ясалиб, улар эластик материал воситасида бири-бирига уланади. Бундай ғилдираклар етарли даражада чидамли бўлиши билан бирга, ишлаш вақтида пайдо бўладиган шовқин одатдаги тишли ғилдираклардагига қараганда бирмунча камдир.

Шундай қилиб, лозим бўлган тақдирда, бир деталнинг ўзини бир неча хил материалдан тайёрлашни тавсия этиш ҳам мумкин экан. Бунинг учун деталнинг ишлаш шароитини деталга нисбатан қўйилган талаблар ва материалларнинг хоссаларини яхши билиш керак.

Сўнгги йилларда машинасозликда пластмассалар деб аталадиган материаллардан кенг қўламда фойдаланила бошланди. Қора металл ўрнини аста-секин пластмассалар эгалламоқда. Агар 1930 йилда бутун дунёда атига 0,1 млн. т пластмасса тайёрланган бўлса, 1960 йили унинг миқдори 7 млн. т га етди. Кейинги вақтда олиб борилган текширишлар шуни кўрсатдики, 1967 йили бутун дунёда жон бошига 4,3 кг пластмасса, 17,6 кг темир, 1,3 кг бошқа металл тўғри келган бўлса, 2000 йилда аҳолининг ўсиши ҳам ҳисобга олинганда, жон бошига тўғри келадиган пластмасса миқдори 211 кг ни, темир миқдори 41 кг, бошқа металл миқдори эса 13,6 кг ни ташкил этади. Бу деган сўз, келгусида пластмассалар саноатнинг ҳамма тармоқларида, шу жумладан машинасозликда ҳам, асосий материал бўлиб қолади, демакдир.

Бинобарин, пластмассалардан машина деталлари учун материал сифатида фойдаланиш масалаларига алоҳида эътибор бериш лозим. Ҳозирги замон химия фанининг ривожланиши машинасозликда ишлатиладиган деталлар учун енгил, мустаҳкам, технологик нуқтаи назардан қулай, ейилишга чидамли ва бошқа бир қатор хоссаларга эга бўлган материаллар ишлаб чиқаришга имкон беради.

Пластмассаларнинг афзалликларидан яна бири шуки, жуда мураккаб шаклли деталлар ҳам юқори унумли равишда босим остида қўйиш, штамплаш, пуркаш усуллари ва бошқа усуллар билан тайёрланиши мумкин.

Машинасозликда ишлатиладиган пластмассалар термопластлар (термопластик пластмассалар) вареактопластлар (термореактив пластмассалар) деб аталадиган икки гурппага бўлинади.

Термопластларга хос хусусият шундан иборатки, улар суюқлантирилиб, сўнгра совитилгандан сўнг суюқлантиришдан олдинги хоссалари тикланади. Демак, бундай материал чиқиндиларини, ундан ясалган эски деталларни қайта суюқлантириб, янги деталь тайёрлаш мумкин. Реактопластлар суюқлантирилиб,

сўнгра совитилгандан кейин уларнинг дастлабки хоссалари тикланмайди. Бринчи группага, ҳар хил полиамидлар, ҳамма турдаги капралонлар, полиуретанлар полиформальдегид, поликарбонат, полипропилен, поливинилхлоридлар, полиэтилен, фторопластлар каби материаллар кридаи. Иккинчи группага ҳар турли текстолитлар, волокнитлар ва ёғоч қатламли пластиклар (ДСП) киради. Анча кенг тарқалган пластмассаларнинг турлари, улар учун чегаравий ва рухсат этилган кучланишнинг қийматлари ҳақидаги асосий маълумотлар 4-жадвалда келтирилади.

4 – ж а д в а л

Пластмассанинг номи	Мустаҳкамлик чегараси, МПа			Рухсат этилган кучланишлар				
	$\sigma_{\text{эз}}$	σ_B	$\sigma_{\text{ЭГ}}$	$\sigma_{\text{эз}}$	$[\sigma]$	$[\sigma_{\text{ЭГ}}]$	$[\sigma_0]$	$[\sigma_H]$
К-15-2; К-17-2; К-18-2; К-19-2; К-20-2; К-11-0-2; типидagi порошоклар.....	190	40	70	60	30	50	15	7
1.2.3-фенолит.....	160	45	55	120	35	40	10	7
Волокнитлар	140	30	80	100	18	60	15	7
Текстолитлар.....	230	70	100	150	45	65	20	12
Капрон	70	60	80	35	30	40	17	4
68,54 полиамидлар	80	50	70	40	25	35	15	5
АК-7 полиамиди	85	55	100	42	27	50	16	6
Поливинилхлорид	85	50	100	42	25	50	12	5
Полистирол	90	40	80	46	20	40	8	4,5
Полипропилен	70	35	60	35	17	30	12	3
Полиформальдегид	130	60	100	65	30	50	12	5,5
Поликарбонат	77	70	85	35	35	42	10	5

Пластмассаларнинг қора металлларга нисбатан асосий камчилиги шундаки, биринчидан, уларнинг мустаҳкамлиги етарли даражада бўлмайди, иккинчидан, вақт ўтиши билан ташқи муҳит таъсирида механикавий хоссалари, баъзан эса деталнинг ўлчамлари ўз-ўзидан ўзгаради. Аммо химия фанининг тобора ривожланиши бу камчиликларни бартараф қилишга имкон бериши муқаррар. Шунинг учун пластмассадан тайёрланган деталнинг бирор камчилиги сезилса, уни бутунлай ишлатмаслик нотўғри. Аксинча, аниқланган камчиликни бартараф қилиш чоралари кўрилиши керак.

Иккинчи қисм

II. БОБ. УЗАТМАЛАР СХЕМАЛАРИ ВА УЛАРНИ ҲИСОБИ

Маълумки, машина ва механизмларни ҳаракатга келтириш учун аввало бирор энергия манбаи бўлиши керак. Энергия манбаи сифатида ички ёнув двигатели, буғ машинаси, электрик двигателлардан фойдаланиш мумкин.

Кўпинча, энергия манбаи сифатида фойдаланиладиган узелларнинг ишлаш характери иш бажарувчи қисмга қўйилган талаблардан фарқ қилади. Масалан, автомобилни турган жойидан қўзғатиш вақтида унинг ғилдирақларидаги буровчи момент катта қийматга эга бўлиши керак. Бунга ғилдиракнинг айланиш частотасини камайтириш ҳисобига эришилади. Автомобилга ўрнатилган ички ёнув двигатели айланиш частотасининг номинал қиймати эса нисбатан ўзгармас бўлади. Демак, автомобилнинг нормал ҳаракатини таъминлаш учун, маълум айланиш частотаси билан ишлаб турган двигателдан фойдаланилгани ҳолда, ғилдирак тезлигини бошқариш ва лозим бўлган тақдирда ҳаракат йўналишини ўзгартириш зарурати туғилади.

Автомобилларда бундай вазифани ўтайдиган узел тишли ғилдираклардан тузилган узатма, яъни тезликлар қутисидир. Кўпчилик электрик двигателларнинг ишлаш режими ҳам машинанинг иш бажарувчи қисмининг ишлаш режимидан фарқ қилади. Уларнинг бир-бирига мослашиши ҳам турли узатмалар воситасида амалга оширилади.

Шундай қилиб, энергия манбаи билан машинанинг иш бажарувчи қисми оралиғида жойлашиб, уларни ўзаро боғловчи ҳамда ҳаракатни талаб қилинганидек бошқаришга имкон берувчи механизмлар узатмалар деб аталади.

Машинасозликда механикавий, электрик, пневматик ва гидравлик узатмалардан фойдаланилади. Уларнинг энг кўп ишлатиладигани механикавий узатмалардир. Бу узатмалар алоҳида ва бошқа тур узатмалар билан биргаликда ишлатилиши мумкин.

Машина деталлари курсида, асосан механикавий узатмалар ўрганилади. Бошқа тур узатмалар ҳақидаги маълумотлар махсус курсларда батафсил ёритилади.

Механикавий узатмалар икки турга бўлинади: 1) ишқаланиш ҳисобига ишлайдиган узатмалар (фрикцион узатмалар); 2) илашиш ҳисобига ишлайдиган узатмалар (тишли, червякли ва занжирли узатмалар).

Демак, механикавий узатмаларни ташкил этувчи асосий деталлар ўзаро тегиб турали ёки эгилувчан звено (тасма, занжир) орқали боғланган бўлади.

Бундан ташқари, механикавий узатмалар валларнинг ўзаро жойлашишига қараб, параллел, кесишган, айқаш вали турларга, узатиш сонининг ўзгаришига қараб эса узатиш сони ўзгармас, поғонали ўзгарувчан ва поғонасиз ўзгарувчан хилларга бўлинади.

Ишқаланиш ҳисобига ишловчи узатмаларнинг асосий деталлари (ғилдирак, шкив ва шу кабилар) силлик сиртга, илашиш ҳисобига ишлайдиган узатмаларнинг асосий деталлари (тишли ғилдирак, червяк ва шу кабилар) эса катта буровчи моментнинг узатилишини таъминлайдиган тишларга эга бўлади. Узатмаларда энергия манбаидан энергияни бевосита қабул қилиб олувчи вал етакчи вал деб, бу валдан энергияни қабул қилиб, иш бажарувчи қисмга узатувчи вал эса етакланувчи вал деб аталади.

Агар узатма бир неча поғонали бўлса, ҳар бир поғонанинг энергия манбаи томонидаги биринчи вали иккинчи валга нисбатан етакловчи, иккинчи вал эса поғонадаги етакланувчи вал бўлади.

Узатмалар лойиҳалаш учун уларнинг камида биринчи ва охирги валларининг қуввати ҳамда айланиш частоталари берилган бўлиши керак. Биринчи ва охирги валлардаги қувват ҳамда тезликлар узатманинг асосий характеристикасидир. Бундан ташқари, узатмаларнинг фойдали иш коэффициенти ҳамда узатиш ишини ҳарактерловчи кўрсаткичлардан ҳисобланади.

Узатмаларнинг фойдали иш коэффициенти қуйидагича аниқланади.

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} \text{ ёки } \eta = 1 - \frac{N_u}{N_1} \quad (1)$$

бу ерда N_u – ҳаракатни етакчи валдан етакланувчи валга узатишда зарарли қаршилиқлар мавжудлиги натижасида исроф бўлган қувват.

Агар етакловчи валнинг айланиш частотаси n_1 , етакланувчи валнинг n_2 бўлса, у ҳолда узатиш қуйидагича ифодаланади:

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

Энергия оқимининг йўналишидан қатъи назар, исталган икки вал бурчак тезликларининг нисбатлари узатиш нисбати дейилади:

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

бу ерда ω_1 ва ω_2 – биринчи ва иккинчи валнинг бурчак тезликлари, рад/с ҳисобида. Узатиш нисбати умумий тушунча бўлиб, бирдан катта, кичик ёки бирга тенг бўлиши мумкин. Узатиш сони эса, асосан, катта қийматли айланишлар частотасининг кичик қийматли айланишлар частотасига нисбатига бўлгани учун у аксарият бирдан катта бўлади: айрим ҳолларда узатиш сони ҳам бирга тенг бўлиши мумкин. Кўпчилик механикавий узатмаларда биринчи валнинг айланишлар частотаси қолган валларнинг айланишлар частотасидан катта бўлгани учун, ҳисоблашда асосан узатиш сони тушунчасидан фойдаланилади.

Валдаги қувват ва айланишлар частотаси маълум бўлган ҳолларда улардаги буровчи момент қуйидагича аниқланади:

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_2 = \frac{N_2}{\omega_2} \text{ Н} \cdot \text{м}$$

бу ерда N_1 ва N_2 қувватлар Вт ҳисобида; тезликлар ω_1 ва ω_2 , рад/с ёки

$$T_1 = 9550 \frac{N_1}{n_1} \text{ Н} \cdot \text{м} \text{ ва } T_2 = 9550 \frac{N_2}{n_2} \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3)$$

бу ерда N_1 ва N_2 - қувватлар, кВт: n_1 ва n_2 – айланишлар частотаси, мин-1. T_2 моментни T_1 моментга бўлса,

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{N_2 n_1}{N_1 n_2} = \eta \cdot u$$

келиб чиқади, бунда эса

$$u = \frac{T_2}{T_1 \eta}$$

бўлади. Шундай қилиб, узатиш сонини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{T_2}{T_1\eta} \quad (4)$$

агар узатма бир неча поғонали бўлса, унинг умумий узатиш сони:

$$u = u_1 \cdot u_2 \dots u_0 = \frac{n_1}{n_0} \quad (5)$$

бўлади, бу ерда u_1, u_2 ва u_0 – биринчи, иккинчи ва охирги поғоналар учун айрим-айрим топилган узатишлар сони; n_0 – охирги валнинг айланиш частотаси.

Кўп поғонали узатмалар бир турдаги узатмалардан тузилган бўлиши шарт эмас. Масалан, тасмали, червякли ва тишли узатмалар биргаликда кўп поғонали бита узатмани ҳосил қилиши мумкин.

Машинасозликда узатмалар катта аҳамиятга эга. Шунинг учун уларни ўрганиш, янги турларини яратиш ва мавжуд турларини такомиллаштириш масалаларига катта эътибор берилмоқда.

2.1. Узатмалар. Фрикцион узатмалар. Вариаторлар.

Узатмалар деб, ҳаракатни машинанинг ижрочи органларига узатувчи механизмларга айтилади.

Узатмалар айланиш сонини, буровчи моментларни баъзан эса ҳаракат тури ва қонуниятларини ўзгартириш учун хизмат қилади.

Узатмалар элетрик, гидравлик, пневматик ва механик бўлиши мумкин.

Механик узатмаларнинг энг кўп тарқалганларидан бири айланма ҳаракатли узатмадир.

"Машина деталлари" курсида факат айланма ҳаракатли механик узатмалар урганилади, уларни оддий қилиб узатма деб аталади.

Бошқа механик узатмалар-пневматик, гидравлик ва элетрик узатмалар махсус курсларда ўрганилади.

Двигатель билан машина ўртасида узатмалар ўрнатиш зарурияти бир қанча сабаблар билан изоҳланади: 1. Энергия манбалари-двигателлар катта бурчак тезликларида ишлайди, бу тезликлар уларнинг қуввати, ФИК катта, ўлчамлари кичик бўлишини таъминлайди; ишлаб чиқариш машиналари валларининг бурчак тезликлари кўп ҳолларда двигатель валининг бурчак тезлигидан фарқ қилади; 2) Ишлаб чиқаришдаги машиналарнинг тезлигини бинобарин, айланувчи моментларни двигатель валининг бурчак тезлигини ўзгартириш йўли билан эмас, балки узатмалар билан амалга ошириш фойдалидир, чунки двигатель валининг бурчак тезлиги камайганда унинг қуввати ва ФИК ҳам камаяди; 3) двигатель, одатда, айланма ҳаракатни узатади, машинанинг ишчи жиҳозлари эса, купинча, илгариланма-қайтма тебранма, винтсимон ва бошқа ҳаракат турлари бўлишини талаб қилади; 4) кўп ҳолларда бир двигатель энергиясини бир неча ишлаб чиқариш машиналарига узатишга тўғри келади, бу машиналар айланувчи валларининг бурчак тезликлари эса бир хилда бўлмайди.

Айланма ҳаракатланувчи механик узатмаларнинг қисқача таснифи

Гилдираклар орасидаги боғланиш	Кучни узатиш усуллари	Узатманинг номи
Бевосита боғланиш	Илашиш воситасида Ишқаланиш воситасида	Тишли, червякли, винтли фрикцион
Эластик боғланиш	Илашиш воситасида Ишқаланиш воситасида	Занжирли, тасмали, арқонли

Узатмалар валларнинг ўзаро жойлашишлари бўйича қуйидагиларга бўлинади:

- 1) Валларининг уклари паралел булган узатмалар;
- 2) Валларининг уклари кесишувчи булган узатмалар;
- 3) Валларининг уклари айқаш узатмалар.

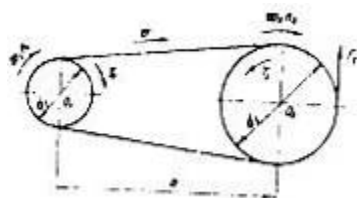
Механик валларнинг кинематик ва энергетик муносабатлари.

Мисол тариқасида очик тасмали узатмани кўриб чиқамиз (2.1-расм).

Айланма ҳаракатнинг тезлиги бурчак тезлиги ω билан таърифланади ва рад/с билан ўлчанади ёки айланиш такрорлиги n билан ифолаланиб, айл/мин да ўлчанади.

1) Айланиш такрорлиги ва бурчак тезлиги қуйидаги формула билан ўзаро боғланган:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$



2.1-расм.

2) Айланувчи жисм нуқтасининг чизикли (айланма) тезлиги

$$v = \frac{\omega \cdot d}{2} = \frac{\pi \cdot n \cdot d}{60}, \text{ м/с}$$

d - айланувчи жисмнинг диаметри, м;

n - айланиш такрорлиги, айл/мин.

3) Айланма ҳаракатда бажарилган иш буровчи момент билан бурилиш бурчагининг кўпайтмасига тенг бўлади.

$$A = T\varphi (\text{ж})$$

$T(\text{нм})$ ва φ - ҳисобида

T - буровчи момент, Нм;
 φ - бурилиш бурчаги, рад.

4) Буровчи момент

$$T = \frac{P}{\omega}, \text{ Нм}$$

P - қувват;

ω - бурчак тезлиги, рад/с

$$T = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} = 9.55 \cdot \frac{P}{n}, \text{ (Нм)}$$

5) Қувват(P):

$$P = T \cdot \omega \text{ (Вт)} \text{ (} T \text{ - Нм, } \omega \text{ - рад/с да)}$$

$$P = F_t \cdot v \text{ (Вт)}$$

F_t - айланма куч, Н;

v - айланма тезлик, м/с.

б) Айланма куч:

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d}, \text{ (Н)}$$

T – буровчи момент;

d - шкив диаметри, м

$$F_t = \frac{P}{v} \text{ (Н)}$$

P - қувват, ω - айлана тезлик, м/с

7) Узатишлар сони (n):

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

8) Фойдали иш коэффициенти :

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}(m)}{A_{\text{зад}}(c)} = \frac{A_2}{A_1} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{T_2}{T_1 \cdot \omega_1 / \omega_2} = \frac{T_2}{T_1 \cdot U};$$

$$T_2 = T_1 \cdot U \cdot \eta; \quad P_2 = P_1 \cdot \eta$$

9) Узатманинг фойдали иш коэффициенти:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

10) Узатманинг узатишлар сони:

$$U = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n$$

Механик узатмаларни ўрганишда қуйидагиларни эсда сақлаш керак:

1. Ҳаракатланувчи кучларнинг моменти T_1 доим етакловчи ва қуйилган бўлади ва йўналиши валнинг айланиш йўналиши ω_1 мос келади.

2. Қаршилик кучларининг моменти T_2 доим етакданувчи вал O_2 қуйилган бўлади ва валнинг айланиш йўналиши ω_2 га тескари йўналган бўлади.

3. P ва ω хоҳланган узатманинг лойиҳасини бажаришда асосий кўрсаткич бўлиб хизмат қилади.

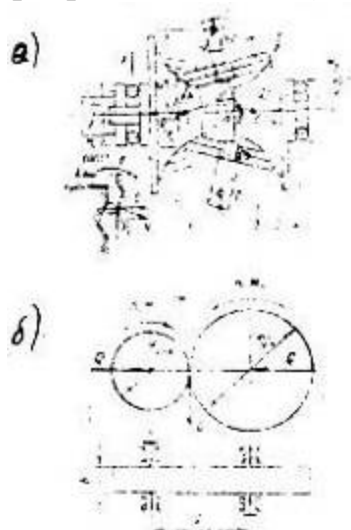
Агар етакчи валнинг ҳаракати етакланувчи валга ишқаланиш кучи воситасида узатилса бундай (воситалар) узатмалар-фрикцион узатмалар дейилади. Бу узатмаларнинг энг оддийси бир-бирига маълум куч билан сиқилган текис сиртли иккита ғилдирак-катокдан тузилган.

Етакчи вал айланганда ғилдиракларнинг жипслашган жойида ишқаланиш кучи ҳосил булади. Бу куч етакланувчи ғилдиракни айлантиради. Шаклда кўрсатилган фрикцион узатмалардан параллел валлардаги ҳаракатни узатишда фойдаланилади.

Агар ўзаро кесишувчи валларнинг биридан иккинчисига ҳаракат узатиш лозим бўлса, у ҳолла конуссимон ғилдираклардан фойдаланилади.

Вариаторлар.

Ишқаланувчи ғилдираклардан бирининг радиуси ўзгарадиган қилинса, у ҳолда узатиш сони ўзгарувчан фрикцион узатма ҳосил булади. Бундай узатмалар вариаторлар деб аталади. (2.2 а-рasm).



2.2-рasm.

Фрикцион узатмаларнинг афзалликлари қуйидагилардан иборат: тузилиши оддий; ҳаракат бир текис ва шовкинсиз узатилади; ишлаш жараёнида узатиш сонини маълум чегарада ўзгартириш мумкин

Фрикцион узатмаларнинг камчиликлари: иш бажарувчи деталларнинг тез ва нотекис ейилиши, вал ва таянчларга тушадиган куч қийматининг катталиги, сирпаниш ҳодисаси мавжудлигидан узатиш сонининг ўзгармас қийматга эга була олмаслиги, фойдали иш коэффициентининг нисбатан кичиклиги - ($\eta = 0,80 \div 0,92$) ғилдиракларни бир-бирига маълум даражада сиқиб туриш учун қўшимча мослама керак бўлиши. (3.2 б-рasm).

Фрикцион узатмаларда узатиш сони 10 гача, узатиладиган қувватнинг қиймати эса 300 кВт гача булиши мумкин. Лекин, кўпинча, бу узатмалар

айланиш тезлиги 25 м/сек., қуввати эса 25 кВт гача бўлган механизмларда ишлатилади.

Фрикцион узатмаларнинг кинематикаси ва улардаги кучлар.

Агар етакчи гилдиракнинг диаметри D_1 ва айланиш сони n_1 билан, етакланувчи гилдиракнинг диаметри D_2 ва айланиш сонини n_2 билан белгиласак, у ҳолда узатиш сонини:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-E)} \approx \frac{D_2}{D_1}$$

бу ерда E -сирпанишни ҳисобга олувчи коэффицент бўлиб, унинг қиймати 0,01 дан 0,03 гача килиб олинади.

Етакловчи гилдиракдан етакланувчи гилдиракка айлана P кучни узатиш учун гилдираклар бир-бирига Q куч билан сиқиб қўйилиши лозим.

$$Q = \frac{\beta \cdot D}{f}$$

бу формулада f -ишқаланиш коэффицента; β -тишлашдаги эҳтиёт коэффицент $\beta=1,25 \div 1,5$ -куч узатиш учун, $\beta=3$ приборлардаги узатма учун.

Фрикцион узатмаларни ҳисоблаш тартиби.

А. Цилиндрик гилдиракли узатмаларни ҳисоблаш:

Энг аввал етакловчи гилдирак диаметри танланади. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$D_1 \geq (4 \div 5)d_1$$

бу ерда d_1 -етаковчи валнинг диаметри бўлиб, у қуйидагича аниқланади:

$$d_1 = (13-15) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} \text{ см}$$

Бунда N_1 - етакловчи валдаги қувват кВт,

n_1 - етакловчи валнинг айланиш сони.

Шундан кейин етакланувчи гилдиракнинг диаметри аниқланади.

$$D_2 = i \cdot D_1 \cdot (1-E) \approx D_1 \cdot i$$

Аниқланган ва берилган қийматлардан фойдаланиб, талаб этилган сиқувчи куч топилади:

$$Q = \frac{\beta \cdot P}{f} = \frac{\beta \cdot 2M_1}{f \cdot D_1} = \frac{\beta \cdot 2 \cdot 97400 \cdot N_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{\beta \cdot 194800 \cdot N_1}{f \cdot D_1 \cdot n_1} = \frac{\beta \cdot 194800 \cdot N_2}{f \cdot D_2 \cdot n_2 \cdot n_1}$$

Сиқувчи куч топилгандан сўнг, гилдиракларнинг эни аниқланади. Бунинг учун узунлик бирлигига рухсат этилган босимнинг қийматидан фойдаланилади.

У [Р] -тарзида белгиланади ва қиймати ҳар хил материаллар учун 16 жадвалдан (И.Сулайманов) олинади.

Ғилдиракнинг эни $b = \frac{Q}{[P]}$ тарзида аниқланади.

Шуни назарда тутиш керакки, ғилдирак энининг максимал қиймати D_1 дан катта бўлмаслиги керак, яъни $b_{\max} \leq D_1$

Конуссимон ғилдиракли узатмаларни ҳисоблаш

Кўпчилик валлар орасидаги бурчак $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ бўлади, бу ерда δ_1 биринчи ғилдиракнинг конуслик бурчаги, δ_2 - иккинчи ғилдиракнинг конуслик бурчаги.

Бу узатмаларда узатиш сони қуйидагича аниқланади:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{d_{2yp}}{d_{1yp}} = \frac{R_{2yp}}{R_{1yp}} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$$

бу ерда R_{1yp} ва R_{2yp} -биринчи ва иккинчи ғилдираклар ўрта айланаларининг радиуслари.

Агар кувват N_1 ва етакловчи ҳамда етакловчи ғилдиракларнинг айланиш сонлари n_1 ва n_2 берилган бўлса, ҳисоблаш қуйидаги тартибда олиб борилади:

1. Етакловчи ғилдиракнинг ўрта диаметри аниқланади. Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$d_{s1} = (13 \div 15) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}},$$

бу ерда d_{b1} -биринчи валнинг диаметри. $d_{1yp} = (2 \div 6) d_{b1}$

2. Олдин айланиш тезлиги сўнгра эса айлана куч топилади:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{1yp} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек}; \quad P = \frac{102 N}{V} \text{ кг}$$

3. Ғилдираклар таянчига тушадиган куч аниқланади:

$$S_1 = Q \cdot \sin \delta_1 = \frac{P \cdot \sin \delta_1}{f} \quad S_2 = Q \cdot \sin \delta_2 = \frac{P \cdot \sin \delta_2}{f}$$

Бундан ташқари β коэффицентни ҳам назарда тутмоқ керак. Унинг қиймати 1,5 дан 2 гача олиниши мумкин. Айрим ҳолларда ўлчаш асбобларида 2 дан 3 гача олинади.

4. Пировардида, солиштира босимдан фойдаланиб, ғилдиракларнинг бири-бирига тегиб турадиган сиртининг эни аниқланади:

$$Q = \frac{\beta \cdot D}{f} \quad b = \frac{Q}{[P]}$$

бу ерда $[P]$ -ғилдирак кенглининг ҳар бир узунлик бирлигига рухсат этилган куч (солиштирма босим кучи). Бу кучнинг қиймати ғилдиракнинг материалига боғлиқ булиб, алоҳида жадвалдан олинади.

Фрикцион узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш

Ҳисоблашнинг юқорида келтирилган усули оддий ва тахминий усулидир. Аслида узатманинг ғилдираклари бир-бирига деярли бир чизик бўйлаб урилади. Бундай сирт контакт сирт дейилади. Контакт сиртда Q кучдан контакт кучланиш ҳосил булади. Ғилдирак сиртини контакт кучланиш бўйича ҳисоблашга асосланган усул фрикцион узатмаларни ҳисоблашнинг асосий усулидир.

Контакт кучланиш:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{QE_{\text{кел}}}{b\rho_{\text{кел}}}} \leq [\sigma_k],$$

Бу ерда $E_{\text{кел}}$ - келтирилган эластиклик модули;

$b_{\text{кел}}$ - келтирилган эгрилик радиуси;

b - контакт чизигининг узунлиги;

$[\sigma_k]$ - рухсат этилган контакт кучланиш;

Q - сиқувчи куч.

Одатда $\psi_k = 0,2 \div 0,25$ қилиб олинади.

Шуни назарда тутиб L ни аниқлаган $b = \psi_k L$ ни топамиз. L_1 ва i ларнинг қийматларини формулага қуйсак D_2 ни қиймати келиб чиқади. D_2 ва i маълум бўлгач D_1 ни топиш мумкин.

Контакт кучланиш бўйича чўян, пўлат, текстолитдан ва Гук қонунига бўйсунадиган бошқа материаллардан ясалган ғилдираклар ҳисобланади.

2.2. Тасмали узатмалар.

Тасмали узатмаларнинг энг оддийси етакловчи, етакланувчи шкивлардан ва уларга таранглик билан қийдирилган тасмадан тузилган булади. Етакловчи шкивдан ҳаракат ва энергия етакланувчи шкивга тасма орқали тасма билан шкив орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Тасманинг таранглиги, қамров бурчаги ҳамда ишқаланиш коэффиценти қанча катта бўлса, тасмали узатмага шунча катта нагрузка қўйса бўлади. Одатда таранглик тасманинг эластик деформацияси ҳисобига ҳосил қилинади. Бироқ вақт ўтиши билан тасма чўзилиб қолганлигидан унинг таранглиги камаяди. Бундай ҳолларда талаб қилинган тарангликка эришиш учун узатмалар махсус қурилмалар билан таъминланади. Тасманинг шкива билан илашувини яхшилаш учун қамров бурчагининг қийматини ошириш керак. Бу мақсадда тарангловчи роликлардан фойдаланилади.

Тасмали узатмалар афзалликлари.

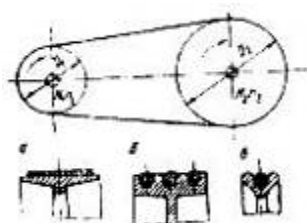
1. Тасмали узатма ҳаракатни нисбатан катта масофага узатиш имконини беради.
2. Шовкинсиз ва равон ишлайди.
3. Нагрузканинг қиймати тўсатдан ортиб, зарб билан таъмир қила бошласа, машинанинг асосий қисмларини синиб кетишдан сақлайди, чунки нагрузканинг қиймати маълум даражада ортадиган бўлса, тасма шкивда сирпана бошлайди.
4. Оддий тузилган.
5. Унча қиммат турмайди.

Тасмали узатмаларнинг камчиликлари

1. Ташқи ўлчамлари катта.
2. Тасманинг шкив сиртида сирпаниш туфайли узатиш сони ўзгармас бўла олмайди.
3. Вал ва таянчга тушадиган куч нисбатан катта.
4. Тасманинг чидамлилиги нисбатан кичик.

Тасманинг кўндаланг кесими шаклига қараб тасмали узатмалар қуйидаги турларга бўлинади:

- А) ясси тасмали
- Б) понасимон тасмали
- В) доиравий тасмали



2.3-расм

Тасмали узатмалар одатда валлар конструктив шароитларга кўра бири-биридан узок жойлашган холларда кулланади. Бундай узатмаларнинг куввати 50 кВт дан ошмайди. Тишли узатма билан комбинация ҳолида олинганда тасмали узатма камроқ юкланган тез юрар босқичга ўрнатилади. Янги конструкциядаги ясси тасмалар (пластмассадан тайёрланган) юқори тезликда ишлайдиган узатмалар кенг тарқалган. Доиравий шаклдаги тасмалар кам кувватли узатмаларда приборлар ва уй рўзгорда қўлланиладиган машиналарда қўлланади.

Тасмаларнинг типлари ва тузилиши.

Машинасозликда қуйидаги типдаги тасмалар қўлланади

1. Ясси тасмалар

А) Чарм тасмалар - ишлаш хусусияти яхши бўлиб, тортиш қобилияти ва чидамлилиги юқори, улар ўзгарувчан нагрузка таъсир этувчи ва тезлиги 40-45 м/сек бўлган узатмаларда ишлатилади. Лекин қиммат бўлиб, юқори температурали ва зах жойларда ишлатиб бўлмайди.

Б) Резиналанган тасмалар - саноатда кенг тарқалган. Улар нисбатан чидамли бўлиб, 30 м/сек гача тезлик билан ҳаракатланадиган узатмаларда ишлатилади. Бу тасмалар вулканизацияланган резиналар ёрдамида бир-бирига ёпиштирилган бир неча қават газламадан тузилган. Тасмадаги газлама қаватлари 2-9 та бўлиши мумкин. Камчилиги: ёғ, керосин, бензин каби моддаларга унча бардош бера олмайди; кичик диаметрли шкивларда ишлатилиб булмайди.

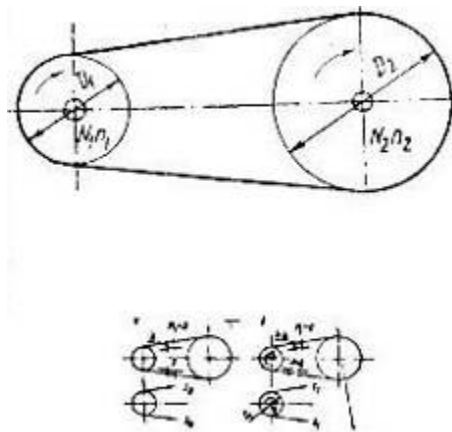
В) Ип газлама тасмалар - асосан кам қувватли, тез ҳаракатланувчи узатмаларда ишлатилади. Уларни кичик диаметрли шкивларга кийдириб ишлатиш мумкин.

Узатмалар кинематикаси.

Шкивдаги айлана тезликлари қуйидагича аниқланади

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60} \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}$$

бу ерда d_1 ва d_2 етакчи ва етакланувчи шкивларнинг диаметри (2.4- расм).
 n_1 ва n_2 лар айлана сони.



2.4-расм.

Узатма ишлаётганда тасма шкив устида маълум даражада сирпанади. Демак, $V_2 < V_1$ ёки $V_2 = V_1(1-E)$

Бу ерда E -сирпаниш коэффициенти. Бинобарин узатманинг узатиш сони қуйидагича ифодаланади:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1-E)}$$

E - қиймати куч ва моментнинг микдорига боғлиқ бўлиб одатда доимий бўлмай, $E=0,01 \dots 0,02$ оралиғида қилиб олинади. Шунинг учун амалий ҳисоблашларда $E=0$ деб олиш мумкин, У ҳолда: $i = \frac{d_2}{d_1}$

Узатмалар геометрияси.

Шкивларнинг орасидаги масофа - a ; тасма тармоклари орасидаги бурчак - α . Тасманинг кичик шкивдаги қаров бурчаги β билан белгиланади. Одатда узатманинг геометрик ҳисоби бажарилганда, аввало d_1 , d_2 ва a аниқ бўлиб сўнгра қаров бурчаги β ва тасманинг узунлиги L топилади. (2.5- расм).



2.5-расм.

Тасма маълум даражада чузилганлигидан α билан 1 нинг қийматлари ўзгармас бўла олмайди. Шунинг учун улар тахминан аниқланиши мумкин:

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

булади.

Амалда $\beta/2$ нинг қиймати 15 дан катта бўлмаганлиги учун синуснинг қийматини, унинг аргументига тенг қилиб олиш мумкин:

$$\beta \approx \frac{d_2 - d_1}{a} \text{ рад} \approx \frac{d_2 - d_1}{a} * 57^\circ$$

Шундай қилиб $\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a}$ ёки $\alpha = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_1(i-1)}{a}$

Тасманинг узунлиги унинг тўғри чизикли участкалари ва камров бурчакларидаги узунликлар йиғиндисига тенг:

$$L = 2a - 0.5\pi(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

Тасма узунлиги маълум бўлса, ўқлар орасидаги масофа:

$$A = \frac{2L - \pi(d_2 + d_1) + [2L - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}{8}$$

бўлади.

2.3. Тасмали узатмаларни ҳисоблаш асослари.

Тасмаларни энг катта кучланишлар бўйича ҳисоблаш.

Бу ҳисоб тасманинг захира мустаҳкамлигининг ҳақиқий коэффиценти аниқлашга олиб келади:

$$n = \frac{\sigma_{\text{чег}}}{\sigma_{\text{мах}}} = 4 \div 8$$

n - мустаҳкамлик чегараси;

$\sigma_{\text{чег}}$ - тасма материалынинг чегара кучланиши;

$\sigma_{\max}$ - тасмада юзага келадиган энг катта кучланиш.

$$\sigma_{\max} = \sigma_{F1} + \sigma_g + \sigma_{\text{эз}}$$

σ_{F1} - F_1 ҳосил бўлувчи чўзувчи кучланиш;

$$\sigma_{F1} = \frac{F_1}{S} = \frac{F_0}{S} + \frac{F_1}{2S} = \sigma_0 + \frac{F_1}{2S}; F_1 = F_0 + \frac{F_1}{2};$$

$\frac{F_1}{S} = K$ -деб белгилаймиз - бу фойдали кучланишдир. У ҳолда

$$\sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5K$$

$\sigma_g = F_g / S$ - марказдан қочма кучдан ҳосил бўлган кучланиш;

F_g - марказдан қочма инерция кучи;

$$F_g = qg^2 / g$$

q - тасма узунлик бирлигининг оғирлиги;

g - эркин тушиши тезланиши, $g=9,81 \text{ м/с}^2$

g - айлана тезлик;

$$q = \frac{\gamma S}{10};$$

γ - тасманинг солиштирма оғирлиги

$$\sigma_g = \frac{F_g}{S} = \frac{q \cdot g^2}{q} = \frac{\gamma \cdot S \cdot g^2}{S \cdot 10 \cdot g} = \frac{\gamma \cdot g^2}{100};$$

$\sigma_{\text{эз}}$ - эгувчи кучланиш;

δ - тасманинг қалинлиги;

$D_{\min}$ - кичик шкивнинг диаметри.

У ҳолда

$$\sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5K + (\gamma \cdot g^2 / 100) + (E_g \delta / D_{\min})$$

$\sigma_{\max}$ - фақат тинчлик ёки чегарасида таъсир қилади, қолган жойларда кучланиш доимо ўзгариб туради ва $\sigma_{\max}$ дан кичик бўлади.

Келтирилган ҳисоб тасманинг статик мустаҳкамлигини кафолатлайди, аммо унинг тортиш лаёқатини тавсифламайди, шунинг учун у худди текшириш ҳисобидек бажарилади.

Тасмаларни тортиш лаёқатига ҳисоблаш (сирпаниш эгри чизиқлари бўйича).

Бу ҳисоб тасманинг тортиш лаёқатини таърифлайди ва унинг статик мустаҳкамлигини таъминлайди. Асосий ҳисоблаш тасманинг тортиш лаёқатини ҳисоблашдир. Бу ҳисоб ёрдамида тасма кўндалаиғ кесимининг юзи ўлчамлари аниқланади, бунда ясси тасмали узатмалар учун фойдали айлана куч бўйича узилишга ҳисобланади, понасимон тасмалар учун тасмалар сони Z аниқланади:

$$S = \frac{F_1}{[K]}; b \cdot \delta = \frac{F_1}{[K]}; \frac{\delta}{d_1} \leq \left[\frac{\delta}{d_1} \right] - \text{шарт асосида.}$$

Тасманинг калинлиги шундай танланиши керакки, $\frac{\delta}{d_1} \leq$ рухсат этилган қийматда бўлиши керак, тасманинг эни, уни тортиш лаёқатига ҳисоблашдан аниқланади. $[K] \frac{\delta}{d_1}$ - рухсат этилган фойдали кучланиш, у сирпаниш эгри чизиклари ёки тортиш лаёқати эгри чизиклари ёрдамида аниқланади.

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{F_1 + F_2} = \frac{F_1}{2F_0}$$

φ - тортиш коэффиценти.

Тортиш коэффиценти доимо бирдан кичик бўлади. Тортиш тавсифи эгри чизиклари доимо тажриба маълумот асосида кўриладн: ($u=1$, $\alpha_1=180^\circ$). Юкланиш - тинч, шкив чўяндан тайёрланган ва айлана тезлик $\vartheta=10$ м/с

φ_0 - оптимал юкланишдаги тортиш коэффиценти;

$\varphi_{\max}$ - энг катта юкланишдаги тортиш коэффиценти

$$\frac{d}{d_1} = \frac{1}{37}$$

$\varphi < \varphi_0$ қийматларда тасмали узатма етарли бўлмаган юкланишда,

$\varphi > \varphi_0$ да эса ортиқча юкланишда ишлайди.

$\varphi_{\max} / \varphi_0$ тасманинг ўта юкланиш лаёқатини таърифлайди

$$\varphi_{\max} / \varphi_0 = 1.15 \div 1.5$$

	Тасманинг материали	
0,50	Чарм	0,8-0,9
0,56	Резиналанган	0,7-0,78
0,49	Ип газлама	0,5-0,6
0,39	Жун	0,5-0,6

Тортиш коэффиценти

$$\varphi = \frac{F_1}{2F_0}$$

Сурати ва махражини тасманинг кўндаланг кесими юзига бўламиз:

$$\varphi_0 = \frac{F_1 / S}{F_0 / S} = \frac{K}{2 \cdot \sigma_0}; K = 2 \cdot \sigma_0 \cdot \varphi$$

(2) формула бўйича рухсат этилган фойдали кучланиши тажриба шароитида аниқлаш мумкин эди, аммо эгилишни ҳисобга олиш имкони бўлиши учун қуйидаги ифодадан фойдаланилади:

$$[K] = A - W \frac{\delta}{d_1};$$

$[K_0]$ - тажриба шароитида рухсат этилган фойдали кучланиш A ва W – тасма материалларига боғлиқ ҳолда жадваллардан олинадиган коэффициентлар.

Аниқ шароитларда рухсат этилган кучланишини аниқлаш учун тузатма коэффициентлар киритилади:

$$[K] = [K_0] \cdot C_a \cdot C_g \cdot C_p \cdot C_o$$

C_v - тезлик коэффициенти, автоматик бошқарилувчи узатмалар учун бу коэффициент киритилмайди;

C_d - қамров бурчаги таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент;

C_p - ишлатиш шароитларини ҳисобга олувчи коэффициент;

C_o - узатмаларнинг жойлашинини ҳисобга олувчи коэффициент.
Горизонтал ва 60 гача қияликдаги узатмалар учун $C_o=1$;

Тасмани узоққа чидамлилиққа ҳисоблаш.

Тасма унинг алоҳида толалари ўзгарувчан кучланишлар таъсирида ейилиши натижасида ишдан чиқади. Уни чидамлилиққа ҳисоблашда тасманинг секунд ҳисобида босиб ўтган йўли аниқланади:

$$n_n = \frac{g}{Z} \leq [n_n]$$

n_n ва $[n_n]$ - тасма босиб ўтган йўлнинг ҳақиқий ва рухсат этилган такрорлиги;

оддий ясси тасмалар учун $[n_n] \leq 6c^{-1}$

Қолган тезкор пўлат ва понасимон тасмалар учун $[n_n] \leq 10c^{-1}$

Тасманинг соат ҳисобидаги хизмат қилиш муддати

Тасманинг узоққа чидамлилигининг умумий тенгламасини қуйидаги кўринишда тасаввур қилишимиз мумкин:

$$\sigma_{\max}^m \cdot N_g = \sigma_y^m \cdot N_{\text{баз}} \cdot C_1,$$

$$N_g = 3600 \cdot x \cdot n_n \cdot H,$$

$$\text{у ҳолда } H = \frac{10^7 \cdot C_i}{3600 \cdot n_n \cdot x} \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m, \text{ соат}$$

C_i - узатишлар сони таъсирини ҳисобга олувчи коэффициент.

$u=1 \div 4$ бўлганда $C_i=1 \div 2$;

n_n - секунд ичида тасманинг босиб ўтган йўли;

x - шкивлар сони;

σ_y - циклларнинг база сони $N_g = 10^7$ да тасма материалининг чидамлилиқ чегараси;

m - чидамлилиқ эгри чизигининг қиялигини таърифловчи кўрсаткичлар даражаси. Ясси тасмалар учун $m=6$, понасимон тасмалар учун $m=8$.

2.4. Тишли узатмалар ва уларни лойиҳалаш.

Айланма ҳаракатни бир валдан иккинчи валга тишли ғилдираклар воситасида узатишга мўлжалланган механизм тишли узатма дейилади. Энг оддий тишли узатма иккита тишли ғилдиракдан тузилган бўлиб, улар тишлари воситасида бир-бири билан илашади. Етакловчи тишли ғилдиракнинг айланиши етакланувчи тишли ғилдиракнинг айланишига ўзгаради, бунда уларнинг биринчисининг тиши иккинчисининг тишига босади. Кам тишли ғилдирак шестерня, кўп тишлиси ғилдирак дейилади.

Афзалликлари:

1. Амалда хоҳлаган қувватни (50000 кВт ва ундан юқори) айлана тезликларнинг кенг чегараларида узатилиши мумкин;
2. Узатишлар сони доимий;
3. Ихчам, ишончли ва узоққа чидайди;
4. ФИК юқори ($\eta=0,97-0,99$); ;
5. Хизмат кўрсатиш ва қараб туриш оддий;
6. Валларга ва таянчларга тушадиган босим кучлари нисбатан кичик;
7. Турли-туман материаллардан тайёрлаш мумкин.

Камчиликлари:

1. Узатишлар сонинг чекланганлиги СТ СЭВ 221-75 буйича бир жуфт тишли ғилдираклар учун $u_{\max}=12,5$, лекин амалда $u<7$;
2. Тебраниш ва шовкин манбаи ҳисобланади;
3. Катта юкламаларда деталлар синиши эҳтимоли бор;
4. Катта аникликдаги тишли ғилдиракларни тайёрлаш нисбатан мураккаб.

Тишли ғилдираклар қуйидагиларга кўра таснифланади:

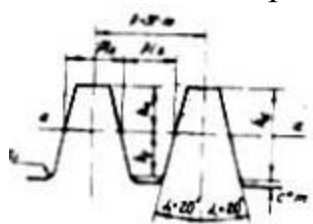
1. Узатиш амалга ошириладиган валларнинг ўзаро жойлашишига қараб:
 - а) ўқлари параллел жойлашган валлари бўлган (цилиндрсимон, шеврон);
 - б) ўқлари кесишган валлари бўлган (конуссимон);
 - в) айқаш ўқли валлари бўлган (винтли, гипоидли).
2. Торец кесимида тишларнинг шакллари бўйича:
 - а) эвольвентали; б) цилиндрсимон; в) доиравий.
3. Тишларнинг ўққа нисбатан йўналиши бўйича:
 - а) тўғри тишли; б) қия тишли; в) шеврон тишли; г) доиравий.
4. Тишли ғилдиракларнинг ўзаро жойлашиши бўйича:
 - а) ташқи илашишли; б) ички илашишли.
5. Конструктив бажарилиши бўйича:
 - а) очик; б) ёпик; в) ярим очик.
6. Валларнинг нисбий ҳаракати бўйича:
 - а) оддий; б) планетар; в) дифференциал.

7. Айлана тезлиги бўйича:

- а) секин юрар ($v = 3 \div 4$ м/с);
- б) ўртача тезликли ($14 \text{ м/с} \leq v \leq 15 \text{ м/с}$);
- в) юқори тезликли ($v > 15 \text{ м/с}$).

Эвольвентали илашманинг стандарт кўрсаткичлари.

Тишли узатмаларнинг узатишлар сони доимо бир хил бўлишлиги учун тишларнинг профиллари маълум бир шаклда бўлишлари керак. Бу шартни кўпгина эгри чизиклар синфи қониқтиради. Лекин профиллар тишларнинг осон тайёрланишга имкон бериши, хусусан ғилдиракларнинг тиши нечта бўлишидан қатъий назар оддий асбоб билан қирқиб тайёрлашга имкон бериши керак. Бу шартларни эвольвентали илашмалар тўлиқ қониқтиради.



2.6-расм.

Эвольвентали ғилдираклар тишининг профили ГОСТ 13755-68 бўйича бошланғич контур билан аниқланади (2.6-расм):

a - профиль бурчаги, $a=20$.

h_d - тишнинг кириш чуқурлиги, $h_d=2\text{mm}$.

P - рейканинг қадами, $P = \pi \cdot m$

C^* - радиал тирқиш коэффиценти

$C^*=0,25$ цилинрик тишли ғилдирак учун.

Тишларга ўйгичлар ёки жилвирлар билан ишлов беришда $C^*=0,35$. тишни жилвирлашда $C^*=0,4$; Конуссимон тишли ғилдирак учун $C^*=0,2$.

m - модуль

r_f - тишларнинг асосида уларнинг юмалоқланиш радиуси.

Цилинрик ғилдирак учун $r_f=0,4 \text{ mm}$

Конуссимон ғилдирак учун $r_f=0,2 \text{ mm}$:

h_{a^*} - тиш каллагининг баландлиги.

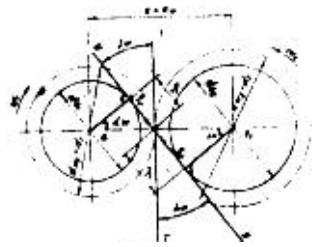
h_a - тиш каллагининг баландлиги коэффиценти, $h_a^*=1$.

h_f - тиш оёқчаларининг баландлиги:

$$h_f=(h_a^*+C^*)\cdot m$$

Тишнинг баландлиги:

$$h=h_a+h_f=(2h_a^*+C^*)\cdot m$$



2.7-расм.

Нормал эвольвентали илашма (2.7-расм).

- илашиш чизиги, яъни тишлар ҳаракатланганда улар тегишиб турган умумий нуктанинг траекторияси.

ТТ - умумий уринма.

П - илашиш қутби. Икки бошланғич айлананинг ўриниш нуқтаси бўлиб, марказлар орасидаги масофани мутаносиб қисмларга бўлади ва уларнинг нисбати узатишлар сонига тенг бўлади.

dW_1 ва dW_2 - бошланғич айланалар бўлиб, бир-бири устида сирпанишсиз ҳаракатланади ва тишни каллакка ҳамда оёққа бўлади:

d_1 ва d_2 - бўлиш айланалари - айлананинг ҳосилалари, улар берилган тишлар сони ва ғилдираклар учун ўзгармасдан қолади.

d_{b1} ва d_{b2} - асосий айланалар бўлиб, уларнинг эвольвентани беради, тиш профили шу эвольвента бўйича чизилган бўлади.

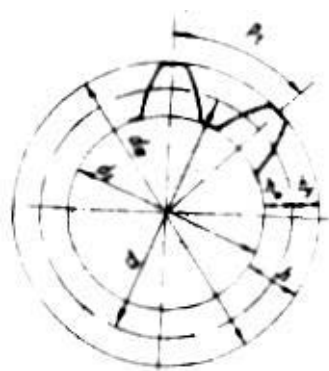
a_w - илашиш бурчаги ёки босим бурчаги.

Нормал илашиш учун $a_w = 20^\circ$.

p_1 ва p_2 - тишларнинг эгрилик радиуслари.

$$p_1 = 0.5d_1 \cdot \sin a_w$$

$$p_2 = 0.5d_2 \cdot \sin a_w$$



2.8-расм.

Тишли ғилдиракларнинг кўрсаткичлари (2.8-расм),

d_a - тишлар чўққиларининг диаметри;

d_f - тиш туби айланасининг диаметри;

d - бўлиш айланасининг диаметри;

h - тишнинг баландлиги;

h_a - тиш каллагининг баланглиги;

h_f - тиш оёғининг баландлиги.

$P = \frac{\pi \cdot d}{z}$ илашишнинг айлана бўйича ўлчанган айлана қалами.

$m = \frac{P_1}{\pi}$ - илашиш модули.

$m = \frac{d}{z}$ - диаметрал қадам.

модул стандарт катталиқ

$a = a_w$ - марказлараро масофа.

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

Коррекциялаш (ўзгартириш) тўғрисида тушунча.

Агар тишларнинг сони Z бирор чегаравий $Z_{\min} < 17$ дан кичик бўлса, тишларни асбоблар билан қирқиш вақтида тиш оёқчасининг қирқилиши юз беради.

Нормал илашишдаги тишларнинг қирқилишининг олдини олиш учун улариинг профилларини тузатишнинг махсус усуллари қўлланилади ва у узатмани коррекциялаш дейилади.

Ўзгартирилган ғилдиракни тайёрлаш шу ғилдиракни тайёрлаган асбоблар билан амалга оширилади. Бунда асосий фарқ шундаки, заготовка ўзгартирилган диаметрда бажарилади ва асбоблар бир қадар силжитилган вазиятда ўрнатилади.

Асбобнинг силжитиш катталиги $X = xm$

X - силжитиш коэффициентини.

m – тайёрланаётган тишли ғилдиракнинг модули.

Агар асбоб заготовка маркайдан силжитилаётган бўлса, силжиш коэффициентини мусбат ($X > 0$), агар асбоб заготовка маркайдан томон силжитилаётган бўлса, манфий ($X < 0$) деб ҳисобланади. Коррекцияланмаган тишли узатмаларда икки ғилдиракда ҳам $X = 0$ бўлади ва шунинг учун бу узатма ноль узатма деб айтилади.

Коррекциялаш баландлик бўйича ва бурчак бўйича бажарилиш мумкин. Баландлик бўйича коррекциялаш шартини X_1 X_2

$$\sum X = X_1 + X_2$$

Бурчак бўйича коррекциялашда ғилдирак ва шестернянинг тишлари қалинлиги йиғиндиси бўлиш айланалари бир-бирига тегиша олмайди, тишли ғилдиракларни силжитиш керак. Натижада бу бўлиш айланалари бошланғич айланалар билан мос тушмайди, тишнинг баландлиги камаяди ва тиш профили бурчаги катталашади.

Тишларнинг емирилиш турлари.

Тишли ғилдираклар ишлаётган пайтда уларга кучлар таъсирида қуйидаги турдаги емирилишлар содир бўлади.

- 1) Толиқиш натижасида уваланиш тишли ғилдираклар ёпик узатмада мўл мойланган ҳолда ишлашидаги асосий ейилиш тури;
- 2) Тишларнинг ейилиши – очик узатмада ишлаётган тишли ғилдиракларга хос бўлган ҳолдир;
- 3) Тишларнинг синиши;
- 4) Юлиниш. Бир жинсли материалдан тайёрланиб, сиртлари тобланмаган тишлари емирилиш тури.

Лойиҳанинг асосий вазифаси узатманинг мустаҳкамликка, ишқаланишга, чидамликка, кинематик, геометрик ва иқтисодий талабларни энг яхши қондира оладиган асосий ўлчамлари қийматини аниқлашдан иборат.

Умумий машинасозликда қўлланиладиган кўпчилик узатмалар учун тишларни муддатидан илгари синиш, емирилишни олдини оладиган материаллар танлаш (тайёрлаш технологиясини ҳисобга олган ҳолда) ва ғилдираклар ўлчамларини аниқлаш асосий вазифа бўлиб ҳисобланади. Лекин, шу ҳолатда ҳам узатмаларни лойиҳалаш етарли даражада мураккаб жараёндир (масалан, бирикмалар тасмали ва фрикцион узатмаларни лойиҳалашга нисбатан). Чунки, бунда ишлаш қобиляти мезонлари ва лойиҳалашдаги ўзгарувчан микдорлари кўпдир.

Ўзгарувчан микдорлар таркибига ғилдиракларнинг материаллари, шунингдек асбоблар ва илашманинг асосий ўлчамлари (масалан, цилиндрик узатмалар учун m, z, b_w, a, a_w, β ва х.к.). Масалани соддалаштириш учун тажриба ва узатмалар ишини тадқиқот натижаларидан фойдаланиб лойиҳалашдаги ўзгарувчилар сони камайтирилади.

Узатмани ҳисоблаш учун одатдагидек тишларни ишлаш қобиляти кўрсаткичи (кучланишлар) ни таъсир этувчиси (нагрузка) куч ва ғилдиракларнинг геометрик ўлчамларига боғлиқлигини аниқлаш зарур.

Ҳисобий нагрузкалар. Узатма тишларини мустаҳкамликка ҳисоблашларда кучлар контакт чизиғининг бутун узунлиги l_2 бўйлаб узатилади ва номинал нагрузка $\omega_{nm} = \frac{Fn}{I\varepsilon}$ га тенг деб қабул қилинади.

$$\omega_{nm} = \frac{F_t}{I_\varepsilon \cos d\omega} \quad (A)$$

Маълум тенгликлар: (A) ни ҳисобга олиб,

$$F_m = \frac{F_t}{\cos a_\omega}$$

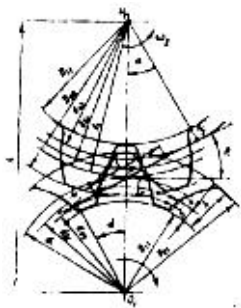
$$F_L = F_t \operatorname{tg} a_\omega, F_t = \frac{2T}{a_\omega}$$

Контакт чизиғининг умумий узунлиги ғилдирак тишли гардишининг эни b_w га тиш чизиғининг қиялик бурчаги (β) га ва қоплаш коэффициенти ε_a га боғлиқ $\varepsilon_a > 1,0$ булса, l нинг қиймати илашиш фазалари бўйича ўзгармас бўлиб қолмайдн. Чунки, нагрукани узатишда бир ва бир неча жуфт контактда бўлган тишлар қатнашиши мумкин. Шунинг учун ҳисоблашларда унинг минимал қийматларидан фойдаланилади:

$$I_{\varepsilon \min} = \frac{b_w}{\cos \beta_b} \varepsilon_a k_\varepsilon$$

Одатда $k_\varepsilon = 0,95$ қабул қилиш мумкин: тўғри тишли узатма учун бир жуфтли улашув бўлса $l_\varepsilon = b_w$ яъни $\varepsilon_a k_\varepsilon = 1$. Ҳақиқатда эса тишларга таъсир этувчи нагрукка номинал қийматдан катта фарқ қилади ва бу қуйидагилар билан изоҳланади:

- * Ҳақиқий айлантнрувчи моментининг номинал қийматдан фарқланиши;
- * Тишлар ўртасида нагруканинг ғишли гардиш эни бўйлаб ёки контакт чизиғи узунлиги бўйлаб нотекис тақсимланиши;
- * Системадаги ички динамик нагрукаларнинг мавжудлиги.



2.9-расм.

Бу мулоҳазаларни ҳисобга олиб номинал солиштирма нагрукани k_a, k_β, k_v марта кўпайтирилади ва шундай қилиб ҳисобий сифатида максимал солиштирма нагрукка қабул қилинади.

$$\varpi_n = \frac{F_t}{b_w \cos \alpha_w} \cdot k_2 \cdot k_\beta \cdot k_v \quad (\text{Б})$$

бу ерда: k_a – нагрукани узатишда бир вақтнинг ўзида бир неча жуфт тишлар иштирок қилишини ҳисобга олувчи коэффициент;

k_β - нагрукани тўпланиш (концентрация) коэффициенти;

k_v - динамик нагрукка коэффициенти.

Солиштирма айлана куч: $\omega_t = \omega_n \cos d_w$ ни киритиб, ҳисобий солиштирма айлана нагрукка учун нисбат оламиз:

$$\omega_n = \frac{F_1}{b_w} k_a k_\beta k_v$$

Маълум бўлган ва юқоридаги (А) ва (Б) ифодаларни ҳисобга олиб, шунингдек $T_l = 9554 \frac{N}{n_1} H \cdot m$ формуласидан фойдаланиб, ҳисобий нагрузкани узатиладиган қувват N (кВт) ва шестернянинг айланиш частотаси (n_1) орқали ифодалаш мумкин:

$$\omega_t = 9554 \cdot 10^6 (u \pm 1) \frac{N \cdot k_a \cdot k_\beta \cdot k_g}{n_1 \cdot a_w \cdot b_w} \quad (C)$$

Ушбу формуладан кўриниб турибдики, □ил эни бирлигига таъсир килувчи куч узатилаётган қувватни купайиши □илан ортиб боради ва айланишлар сони, уқлараро масофа ва тишнинг ишчи энини ортиши □илан камаяди.

Фойдали иш коэффиценти.

Тишли узатманинг фойдали иш коэффиценти

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} = 1 - \frac{N_2}{N_1}$$

бу ерда: N_1 на N_2 – кириш ва чиқиш валларидаги қувватлар;
 N_2 – узатмаларда йўқотилган қувват.

Ўз навбатида гидравлик сарф коэффицентини $\psi_2 = \frac{N_2}{N_1}$ деб белгилаб қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_n + \psi_2) \quad \text{ёки} \quad \eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_2$$

Илашувда йўқотилган қувват узатмадаги йўқотилган сарфнинг асосий қисмини ташкил қилади. ψ_3 нинг тахминий қийматини қуйидаги формула орқали баҳолаш мумкин:

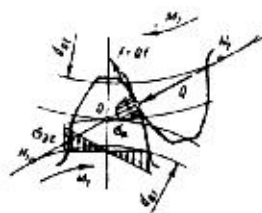
$$\psi_3 = 2,3 f \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right)$$

Бу ерда $f=0,06 \dots 0,1$ илашувдаги ишқаланиш коэффиценти ψ_3 нинг ўртача тахминий қийматлари:

$$\psi_3 = 0,015 \dots 0,03$$

$$\psi_n + \psi_2 \approx 0,015 \dots 0,3$$

Амалда бу қийматларни алоҳида-алоҳида ўлчаш фийин бўлганлиги сабабли одатда узатмадаги умумий сарф аниқланади.



2.10-расм.

Кўп пагонали узатмаларда:

$$\eta = \eta_3 \cdot \eta_n \cdot \eta_2$$

Келтирилган ф. и. к. қийматлари узатманинг фақат ҳисобий нагрузка зонасида ишлаган ҳолати учун тўғри бўлади.

Рухсат этилган кучланишлар

А) Тишли узатмалар учун рухсат этилган контакт кучланиши:

$$[\delta] = \frac{\sigma_{H0}}{S_H} \cdot K_{HL}$$

Бу ерда σ_{H0} - тиш юзасининг контакт чидамлилиги чегараси;

S_H - эҳтиёт коэффициент (рухсат этилган мустаҳкамлик зонаси);

K_{HL} - мустаҳкамлигини сақлаш коэффициенти. Бу қисқа муддатли ишлайдиган узатмалар учун рухсат этилган кучланишни ошириш имкониятини ҳисобга олади; .

S_{H0} - 1,2 юзаси химико-термик ишлов берилган тишлар учун;

S_H - 1,1 юзасига термик ишлов берилмаган тишлар учун.

Тўғри тишли ва қия тишли узатмалар учун (шестерня ва ғилдирак тишларининг қаттиқликлари орасидаги фарқ кичик бўлса) ҳисобий қийматга шестерня $[\sigma_{H1}]$ ва ғилдирак $[\sigma_{H2}]$ материали учун аниқланган икки рухсат этилган кучланишнинг кичиги олинади.

Б) Рухсат этилган эгувчи кучланиш

$$[\sigma_{Fo}] = \frac{\sigma_{Fo}}{S_F} \cdot K_{FC} K_{FL}$$

Бу ерда: - тишларнинг эгувчи кучланиш бўйича чидамлилиқ чегараси (бу тажриба усули билан аниқланади);

S_F - эҳтиёт коэффициенти (рухсат этилган мустаҳкамлик зонаси). Бунинг қиймати ғилдиракларни тайёрлаш технологияси ва узатмага қўйилган талабга боғлиқ;

K_{FC} - нагрузкани икки томонлама қўйилиши ҳисобга олувчи коэффициент. Масалан: реверс узатмалар планетар узатмаларнинг сатиллетлари ва ҳ.к.

$K_{FC}=1$ бир томонлама нагрузка бурилса, $K_{FC}=0,7...0,8$ червякка нагрузка берилса

K_{FC} - мустаҳкамлигини сақлаш коэффиценти $1 \leq K_{FL} \leq 2$

Материаллар. Узатмалардан фойдаланиш тажрибаси ва махсус тадқиқотлар шуни кўрсатадики, тишларнинг контакт мустаҳкамлиги бўйича рухсат этилган нагрузка материалнинг қаттиқлиги билан аниқланади. Энг юқори қаттиқлик ва демак, узатманинг энг кичик габарит ўлчамларини ва массасини тишли ғилдиракларии термик ишлов берилган пўлатлардан тайёрлаш йўли билан олиш мумкин.

Ҳажмий чиниқтиришда ўрта миқдордаги углеродли (0,35...0,5%) 45,40 X 40 ХН пўлатлар. Сиртини юқори частотали ток билан чиниқтириш учун эса 40 X, 40 ХН, 45 маркали пўлатлар, юза қатламини цементлаш учун эса кам углеродли пўлатлар 15, 20, гоҳида 12 ХНЗА ва бошқалардан фойдаланилади.

2.5. Тўғри тишли цилиндрик ғилдиракли узатмаларни ҳисоблаш.

Эгувчи кучланиш бўйича ҳисоблаш.

Тишли узатмаларни куч бўйича ҳисоблаш учун тишли ғилдиракнинг контакт мустаҳкамлиги ҳисобланади, рухсат этилган контакт кучланиш аниқланади.

Илашиш қутбидаги кучлар.

Тўғри тишли цилиндрик узатма ишлаётган пайтда етакловчи шестернянинг босим кучи F_n дастлаб илашишда тишнинг оёқчаси орқали етакланувчи ғилдирак тиши каллагина туташган ён юзасига узатилади. Туташган тишли ғилдиракни тайёрлаш ва монтаж қилишда босим кучи F тишли ғилдирак чамбарагининг эни бўйлаб бир текис тарқалган ва тишларнинг туташган ён юзаларига ўтказилган умумий нормал бўйича йўналган бўлади (ишўаланиш йўқ деб ҳисоблаганда)

$F_n = F_{n2}$ - босим кучи;

$F_{t1} = -F_{t2}$ - айлана куч;

$F_{r1} = F_{r2}$ - радиал куч.

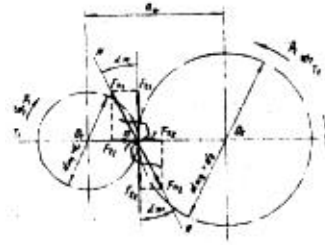
Айлана куч F_t етакловчи ғилдиракда айлана тезликка қарама-қарши томонга йўналган бўлиб, етакланувчи ғилдиракда эса бу тезлик билан мос тушади (10-расм).

$$F_t = \frac{2\pi}{d_1}; F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w;$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}; F_n = \frac{F_n}{\cos \alpha_w};$$

Ҳисобий солиштирма юклама.

Ҳисобий солиштирма юклама ташқи ва илашмадаги нуқсонлар туфайли юзага келувчи динамик юкламаларни ҳисобга олган ҳолда контакт чизигининг узунлик бирлигига тўғри келадиган юкламадир.



2.11-расм.

$$q_p = q \cdot K_H / K_C \quad (1)$$

q_p – ҳисобий солиштирма юклама.

Q – солиштирма юклама.

$$q = \frac{F_n}{b} = \frac{F_{t2}}{b \cdot \cos \alpha_w} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2 \cdot b \cdot \cos \alpha_w} \quad (2)$$

b – ғилдирак чамбарагининг энг ёки тишнинг узунлиги.

D_2 – ғилдирак бўлиш айланасининг диаметри.

Тишли узатманинг ўқлараро масофаси.

$$a_w = 0,5 \cdot d_1 + 0,5 \cdot d_2$$

Агар (3) формулага $d_1 = \frac{d_2}{u}$ ва $d_2 = d_1 \cdot u$ д, қийматларни қўйиб, уни d_1 ва d_2

га нисбатан ечсак, қуйидагиларни оламиз:

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u}{u + 1}; \quad d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{u + 1}$$

(2) формулага d_2 нинг қиймати қўйиб қуйидагини оламиз:

$$q = \frac{2 \cdot T_2(u + 1)}{2 \cdot a_w \cdot u \cdot b \cdot \cos \alpha_w} = \frac{T_2 \cdot (u + 1)}{a_w \cdot u \cdot b \cdot \cos \alpha_w}$$

K_H – тишлар орасида ва чамбарак эни бўйича юкламаларнинг) нотекис тақсимланишини ва динамик юкламани ҳисобга олувчи коэффициент.

K_Γ – қопланиш даражаси коэффициенти.

У ҳолда

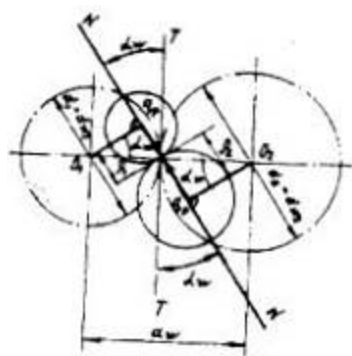
$$q_p = \frac{T_2(u + 1) \cdot K_H}{a_n \cdot u \cdot b \cdot \cos \alpha_w \cdot K_\Gamma}$$

Контакт мустаҳкамликка ҳисоблаш.

Ёпиқ узатмалар тишли ғилдиракларнинг тишлари учун контакт мустаҳкамликка ҳисобланади. Бошланғич тенглама сифатида ясовчилари бўйича ўринувчи икки цилиндр бир-бирига тегиб турганида эзилиш кучланишини аниқловчи Герц формаласидан фойдаланамиз:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{q_p \cdot E_{\text{кел}}}{p_{\text{кел}}}}$$

ҳисоблаш чизмаси (2.12-расм).



2.12-расм.

q_p - ҳисобий солиштирма юклама (нагрузка)

$E_{\text{кел}}$ - шестерня ва ғилдирак материалларининг келтирилган эластиклик модули:

$$E_{\text{кел}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

E_1 ва E_2 тегишли равишда шестерня ва ғилдирак материалларининг эластиклик модули.

$p_{\text{кел}}$ - келтирилган эгрилик радиуси.

$$p_{\text{пр}} = \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 + P_2} \quad (6)$$

p_1 ва p_2 - тегишли равишда шестерня ва ғилдиракнинг эгрилик радиуслари:

$$p_1 = 0,5 \cdot d_1 \cdot \sin \alpha_w$$

$$p_2 = 0,5 \cdot d_2 \cdot \sin \alpha_w$$

(6) формулага d_1 ва d_2 нинг қийматларини қўйиб, қуйидагиларни оламиз:

$$\rho_1 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot \alpha_w}{u+1} \cdot \sin \alpha_u = \frac{\alpha_w \cdot \sin \alpha_u}{u+1}, \quad (7)$$

$$\rho_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{2 \cdot a \cdot u}{u+1} \cdot \sin \alpha_u = \frac{a \cdot u \cdot \sin \alpha_u}{u+1}$$

у холда

$$\rho_{\text{сез}} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} = \frac{\frac{\alpha_w \cdot \sin \alpha_u}{u+1} \cdot \frac{a \cdot u \cdot \sin \alpha_u}{u+1}}{\frac{\alpha_w \cdot \sin \alpha_u}{u+1} + \frac{a \cdot u \cdot \sin \alpha_u}{u+1}} = \frac{\alpha_w \cdot u \cdot \sin \alpha_u}{(u+1)^2};$$

$$\rho_{\text{сез}} = \frac{\alpha_w \cdot u \cdot \sin \alpha_u}{(u+1)^2}$$

формулага ҳисобий солиштирма юкламани, келтирилган эгрилик радиуси ва материалнинг эластиклик модули (пўлат учун) ни қўйиб, тишли ғилдиракнинг илашиш қутбидаги контакт кучланишни топамиз:

$$\sigma_u = 0,418 \sqrt{\frac{T_2 \cdot (u+1) \cdot 2,15 \cdot 10^5 (u+1) \cdot K_H}{\alpha_u \cdot u \cdot b \cdot \cos \alpha_u \cdot \alpha_w \cdot u \cdot \sin \alpha_u \cdot K_E}}; \quad (8)$$

$$\cos \alpha_u \cdot \sin \alpha_u = \frac{2}{\sin \alpha_u};$$

белгилашлар:

$Z_n = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}$ - тишлар юзаларининг илашиш қутбидаги туташув шаклини ҳисобга олувчи ўлчамсиз коэффициент.

$Z_e = \sqrt{\frac{1}{K_e}}$ - контакт тасмасининг умумий узунлигини ҳисобга олувчи ўлчамсиз коэффициент.

Бу белгилашлар билан (8) формула қуйидаги кўринишни олади:

$$\sigma_u = \frac{0,418 \cdot Z_H \cdot Z_K}{\alpha_w} \cdot \sqrt{\frac{2,15 \cdot 10^5 \cdot T_2 \cdot (u+1)^3 \cdot K_H}{b \cdot u^2}}$$

тўғри тишли ғилдираклар учун

$\alpha_w = 20^\circ$ ва $\beta = 0$ да $Z = 1,76$

қия тишли ғилдираклар учун

$\alpha_w = 20^\circ$, $\beta = 8-15^\circ$ да $Z_{11} = 1,74 \div 1,71$

шеврон ғилдираклар учун $Z_H = 1,57$.

Тўғри тишли ғилдираклар учун

$$a_w = 20^0 \quad Z_E = 0,9$$

қия тишли ғилдираклар учун $Z_E = 0,8$

(9) формулага Z_H ва Z_E нинг қийматларини қўйиб, тегишли алмаштиришлардан сўнг текшириш ҳисоблаш шартини оламиз:

тўғри тишли узатмалар учун:

$$\sigma = \frac{310}{\alpha_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (10)$$

қия тишли узатмалар учун

$$\sigma = \frac{270}{\alpha_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (u+1)^3}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H], \quad (11)$$

Тишлар контакт мустаҳкамликка ҳисоблаш ғилдираклар бўйича бажарилади, чунки у шестерняга нисбатан унча мустаҳкам бўлмаган материалдан тайёрланади. Одатда, ёпиқ узатмаларининг тишли ғилдираклари контакт мустаҳкамликка лойиҳалашдагидек ҳисобланади. Лойиҳалашдаги ҳисоблаш формулаларини олиш учун (10) ва (11) формулаларда ғилдирак энини ўқлараро масофа билан алмаштирамиз ва уни a_w га нисбатан ечамиз:

$$b = a_w \cdot \varphi_{ea}$$

$$\varphi_{ea} = \frac{b}{a_w}$$

тўғри тишли ғилдираклар учун $\varphi_{ea} = 0,125 - 0,25$ қия тишли ғилдираклар учун $\varphi_{ea} = 0,25 - 0,4 + -0,6$; шеврон тишли ғилдираклар учун $\varphi_{ea} = 0,5 \div 1$

У ҳолда лойиҳавий ҳисоблаш формулаларини оламиз;

$$\alpha_w = (u+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\varphi_{ea}}}, \quad (12)$$

қия тишли узатмалар учун

$$\alpha_w = (u+1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{270}{[\sigma_H] \cdot u}\right)^2 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{\varphi_{ea}}}, \quad (13)$$

K_{Ha} - тишлар орасида юкламаларнинг нотекис тақсимланишини ҳисобга олувчи коэффициент; $K_{H\beta}$ - юкламанинг чамбараги эни бўйича нотекис тақсимланишини ҳисобга олувчи коэффициент; $K_{H\alpha}$ - айлана тезликка боғлиқ бўлган динамик коэффициент.

(12) ва (13) формулалар билан топилган (a) нинг қийматлари СТ СЭВ 229-75 бўйича энг яқин қийматларигача яхлитланади. Шундан сўнг модул "m" қуйидаги ораликда СТ СЭВ 310-76 бўйича танланади:

$$m = (0,01 - 0,02) a_w$$

Ғилдирак ва шестернянинг умумий тишлари сонини аниқлаймиз:

$$Z_E = Z_1 + Z_2; \quad Z_E = \frac{2a_w}{m}$$

$$Z_1 = \frac{Z_E}{u+1} - \text{шестерня тишларининг сони}; \quad Z_2 = Z_E - Z_1 - \text{ғилдирак тишларининг сони.}$$

сонини.

m ва Z_E ларни танлашда Z_E нинг катта қийматига эришиш учун ҳаракат қилиш керак, аммо " m " нинг қиймати 1,5-2 mm бўлиши учун тишни эгилишга текшириб олиш керак.

Рухсат этилган контакт кучланиши

Лойиҳавий ҳисоблашда рухсат этилган контакт кучланиши қуйидаги формула бўйича аниқланади:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_H \cdot \lim b \cdot K_{HC}}{[n_H]}; \quad (11)$$

бу ерда σ_H - материалнинг циклларининг база сонидagi контакт чидамлилиқ чегараси, $HV < 200$ бўлганда циклларнинг база сони

$$N_{HO} = 10^7$$

$HV = 200$ бўлганда N_{HO} нинг қиймати чизиқли қонунга асосан 10^7 дан $6 \cdot 10^7$ гача ўзгаради.

K_{HL} - узоққа чидашлиқ коэффициентини, агар $N_{HE} > N_{HO}$ булса, $K_{HL} = 1$ деб қабул қилиш керак. Бошқа ҳолларда, яъни цикллар сони N_{HO} дан кичик бўлса, K_{HL} қуйидаги формула бўйича ҳисобланади:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}; \quad N_{HE} = 60 \cdot n_1 \cdot T \cdot a_3$$

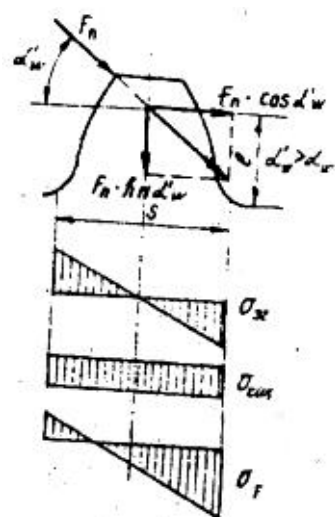
Агар нормалланган ва яхшиланган пўлатдан тайёрлаган ғилдиракни ҳисоблашда $K_{HL} = 2,6$ дан катта сон чиқса, унда $K_{HL} = 2,6$ деб қабул қилинади.

Тобланган пўлатдан тайёрланган ғилдирак учун $K_{HL} \leq 1,8$.

$[n]_H$ - хавфсизлик коэффициентини. Нормалланган ва яхшиланган пўлатдан тайёрланган ва ҳажмий тобланган ғилдираклар учун $[n]_H = 1,1 \div 1,2$; тишнинг сирти пухталанганда $[n]_H = 1,2 \div 1,3$ олинади.

Тишли ғилдиракнинг тишларини эгилишга ҳисоблаш.

Очиқ узатмаларнинг тишли ғилдираклари эгилишга ҳисобланади. Тишларни эгилишга ҳисоблашда уни бир учи иситиб маҳкамланган ва тиш учига қўйилган F_n куч билан юкланган тўсин деб қаралади. Кучнинг бундай қўйилиши энг хавфлидир - куч елкаси тишнинг хавфли кесимига нисбатан энг катта қийматга эга бўлади.



2.13-расм.

Ҳисоблашда қуйидагича фараз қилинади:

1. Эгилишга ҳисоблашда ҳамма юкламани бир жуфт тиш қабул қилади деб ҳисоблаймиз.
2. Ишқаланиш кучи жуда кичик бўлгани учун уни ҳисобга олмаймиз.
3. Куч тишнинг учига қўйилган ҳолатни ҳисобий ҳолат учун қабул қиламиз (7.3-расм).

Тишнинг ишчи томонидаги йиғинди эгувчи кучланишни аниқлаймиз.

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{M_{\text{эз}}}{W}; \quad \sigma_F = \sigma_{\text{эз}} - \sigma_{\text{сик}}$$

$$M_{\text{эз}} = F_n \cdot \cos \alpha_w \cdot e \cdot W = \frac{S^2 \cdot b}{b}; \quad \sigma_{\text{сик}} = \frac{F_n \cdot \sin \alpha_w}{S \cdot b};$$

b – чамбаракнинг эни.

У ҳолда

$$\sigma_F = \frac{6 \cdot F_n \cdot \cos \alpha_w \cdot e}{S^2 \cdot b} - \frac{F_n \cdot \sin \alpha_w}{S \cdot b} \quad (11)$$

Тишли узатма ишлаш пайтида тишли ғилдиракнинг эластик деформацияси ҳамда уларни йиғиш ва тайёрлашдаги хатолар туфайли юк тиш бўйлаб нотекис тақсимланади.

Бундан ташқари тишларга қўшимча динамик юкламалар таъсир этади. Бунинг натижасида ҳисоблаш формуласига тузатма коэффиценти K_F киритилади:

$$K_F = K_F \beta \cdot K_{FU}$$

$K_F \beta$ - тиш бўйлаб юкнинг нотекис тақсимланганлигини ҳисобга олувчи коэффицент.

K_{FU} - юкнинг динамик таъсирини ҳисобга олувчи коэффицент.

У ҳолда

$$\sigma_F = \frac{F_n \cdot K_F}{b} \cdot \left(\frac{6 \cdot \cos \alpha_w \cdot e}{S^2} - \frac{\sin \alpha_w}{S} \right)$$

(11) формулада F_n ни F_1 орқали ифодалаб; $F_n = \frac{F_1}{\cos \alpha_w}$ тенгламанинг ўнг томонидаги сурат ва махражини "m" модулга кўпайтириб ва бўлиб қуйидагини оламиз:

$$\sigma_F = \frac{F_1 \cdot K_1}{b \cdot m} \cdot \left(\frac{6 \cdot m \cdot \cos \alpha_w \cdot e}{S^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{m \cdot \sin \alpha_w}{\cos \alpha_w \cdot S} \right)$$

Қуйидагича белгилаб оламиз:

$$\left(\frac{6 \cdot m \cdot \cos \alpha_w \cdot e}{S^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{m \cdot \sin \alpha_w}{\cos \alpha_w \cdot S} \right) = Y_F$$

Y_F - тиш шаклининг модулга боғлиқ бўлмаган коэффиценти.

Тиш шакли коэффиценти ГОСТ жадваллари ёки графикларидан ташишлар сони ва коррекциялаш коэффицентиға кўра танланади, чунки тиш шакли шу катталикларға боғлиқ ҳолда ўзгаради:

$$\sigma_F = \frac{F_1 \cdot Y_F \cdot K_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F] \quad (12)$$

текшириш ҳисоби формуласи.

Очиқ тишли узатмаларини эгилишға лойиҳавий ҳисоблашда модулниң зарур катталигини аниқлаш лозим бўлади. Бунинг учун (12) да ғилдирак чамбарагининг эни "b" ни "m" модуль билан алмаштирамиз:

$$b = \varphi_{am} m,$$

ва алмаштирамиз: $F_1 = \frac{2 \cdot T_1}{m \cdot Z_1}$ ни

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot T_1 \cdot Y_F \cdot K_F}{m \cdot Z_1 \cdot \varphi \cdot m \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot K_F \cdot T_1 \cdot Y_F}{[\sigma_F] \cdot Z_1 \cdot \varphi_{am}}}, \quad (13)$$

лойиҳа ҳисоби формуласи.

(13) формулада олинган "m" катталиқнинг энг яқин стандарт қийматигача қадар яхлитлаб олиш керак.

Рухсат этилган эгувчи кучланишни аниқлаш

Рухсат этилган кучланиш қуйидаги формула билан аниқланади.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_F \cdot \lim b \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{[n_F]}$$

$\sigma_F \lim b$ - тиш материалынинг эгилишға чидамлилиқ чегараси бўлиб, $R_\sigma = 0$ да циклларининг база сонига мос келади;

K_{FL} - узоққа чидамлилиқ коэффициентлари.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}}$$

$4 \cdot 10^6 = N_{FO}$ - циклларнинг база сони;

$m-HB > 350$ бўлганда кўрсаткич даражаси: $m=9$;

$HB < 350$ да $m=6$;

N_{FE} - юкламада циклларнинг эквивалент сони;

$N_{FE} = 4 \cdot 10^6$ да $K_{FE}=1$

K_{FE} - тишга икки томондан юк қўйилишини ҳисобга олувчи коэффициент.

Реверсив юк таъсир этганда $K_{FE}=1$

$[n_F]$ - мустаҳкамликнинг эҳтиётлик коэффициентлари;

$[n_F] = [n_F][n_F]$,

$[n_F]$ - тишли ғилдирак материали хоссаларининг барқарорлигини ҳисобга олади ва жадваллардан танланади;

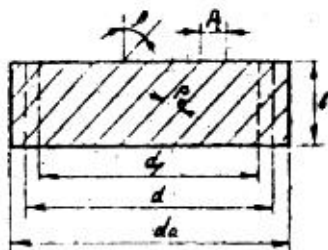
$[n_F]$ – тишли ғилдирак заготовкасини олиш усулини ҳисобга олувчи коэффициент; болғалаб ва штамплаб олинган заготовка учун $[n_F]=1,0$; прокатлар учун $[n_F]=1,15$, қуйма заготовкalar учун $[n_F]=1,3$.

2.6. Қия ва шеврон тишли цилиндрик узатмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари.

Қия тишли узатмаларнинг афзалликлари

Қия ва шеврон тишли узатмаларда тегишиш чизиқлари тишнинг асосига томон қияланган бўлади; хавфли кесимда тиш йўғонлашган бўлади, копланиш коэффициентлари катта ва тегишли чизигининг катта йиғинди қийматига эгадир. Шунинг учун улар тўғри тишли узатмаларга нисбатан мустаҳкамроқдир, тишлари илашишга аста-секин кириши туфайли равон юради ва катта тезликларда ҳам нисбатан шовқинсиз ишлайди.

Қийшиқ тишли узатманинг камчилиги ғилдиракни вал бўйлаб силжитишга ҳаракат қилувчи ўқидаги куч F_a нинг борлигидир. Тўғри тишли узатмаларида кўриб чиқилган асосий ҳисоблаш ҳолатлари қия тишли узатмалар учун ҳам тўғридир. Биз фақат бир неча ўзига хос хусусиятларни кўриб чиқамиз.



2.14-расм.

Қия тишли узатманинг геометрик хусусиятлари (2.14-расм).

P_t - бўлиш айланасининг ёйи бўйлаб қўшни тишларнинг бир чизикли текисликлар орасида ўлчанган масофа;

P_n - нормал қадам бўлиш цилиндри бўйлаб қўшни тишларнинг бир номли текисликлари орасида ўлчанган энг қисқа масофа $m_t = \frac{P_t}{T}$ айлана модуль.

$$m_n = \frac{P_n}{T} \text{ - нормал модуль—стандарт модуль.}$$

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}; \quad m_t = \frac{m_n}{\cos \beta};$$

β - бўлиш цилиндри бўйлаб тишнинг қиялик бурчаги бўлиб, ГОСТ бўйича қуйидагича қабул қилинади.

Қия тишли ғилдираклар учун: $\div = 8-15^\circ$

Шеврон тишли ғилдираклар учун: $b = 25-40^\circ$

Шуни эсда тутиш керакки, тиш қиялик бурчагининг ошиши уқли кучларнинг ошишига олиб келади.

Тишли узатмалар тишларининг илашишга киришишдан бошлаб то илашишдан чиқишгача бўлган бурилиш бурчаги қопланиш бурчаги деб айтилади ва φ_r билан белгиланади.

Тишли ғилдирак қопланиш бурчагининг бурчак қадамга нисбати қопланиш коэффиценти дейилади ва E_r билан белгиланади:

$$E_r = \frac{\varphi_r}{\tau}$$

Тўғри тишли узатмалар учун $E_r = 1,2-1,8$; қийшиқ тишли ва шеврон тишлилар учун $E_r > 2$. Ғилдирак энининг коэффиценти $\varphi_{ва}$ ни $\varphi_{ва} = 0,2 \div 0,6$ ора

ликда танланади: Бунда $\varphi < 0,4$ қийматни фақат қуйидаги тенгсизлик бажарилгандагига қабул қилиш мумкин:

$$\varphi_{ва} \geq \frac{2,5 \cdot m_n}{\alpha_w \cdot \sin \beta};$$

Ғилдирак энини мумкин қадар торес қадамга қаррали килиб қабул қилинади.

$$\text{Қия тишли узатмаларда: } d = m_t \cdot Z = \frac{m_n \cdot Z}{\cos \beta}; \quad h_a = m_n; h_f = 1,25 m_n$$

$$d_a = d + 2m_n = m_t \cdot Z + 2m_n$$

$$d_f = d - 2,5m_n = m_t \cdot Z - 2,5m_n$$

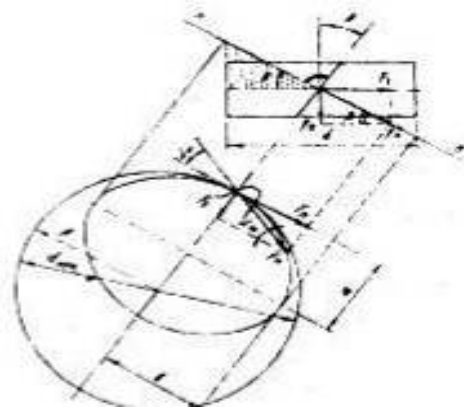
$$\alpha_w = 0,5(d_1 + d_2) = (0,5m_n)(\cos \beta) \cdot (Z_1 + Z_2)$$

$$Z_{\min} = Z_{\min(\text{кел})} \cdot \cos^3 \beta$$

бу ерда $Z_{\min(\text{кел})} = 17$ тўғри тишли ғилдирак билан.

Келтирилган ғилдираклар

Тўғри тишли ғилдиракнинг ҳисоби билан бир хил бўлишлиққа эришиш учун қия тишли ғилдиракларни ҳисоблаш келтирилган ғилдирак деб аталувчи, яъни қия тишли ғилдирак тишлари йўналишига нормал кесимда олинган ғилдирак учун бажарилади.



2.15-расм.

Бўлиш цилиндри кесимида m_n текислик билан ярим ўқли эллиптик тўғри тишли ғилдирак оламиз (2.15-расм).

$$a = 0,5d$$

$$b = 0,5d / \cos \beta$$

кичик ярим ёй ўқ охирида унинг эгрилик радиуси қуйидагига тенг:

$$\rho = \frac{b^2}{a} = \frac{0,5^2 \cdot d^2}{\cos^2 \beta \cdot 0,5d} = \frac{0,5 \cdot d}{\cos^2 \beta}$$

$d_{\text{кел}}$ - келтирилган ғилдирак бўлиш айланасининг диаметри, (келтирилган).

$$d_{\text{кел}} = 2\rho = 2 \frac{0,5d}{\cos^2 \beta} = \frac{d}{\cos^2 \beta}; \quad d_{\text{кел}} = \frac{d}{\cos^2 \beta}.$$

Тугри тишли ғилдирак бўлиш айланасининг диаметри қуйидагига тенг.

$$d = m_n Z,$$

У ҳолда

$$d_{\text{кел}} \geq m_n Z_{\text{кел}}$$

$Z_{\text{кел}}$ - келтирилган ғилдиракнинг тишлари сони.

$$Z_{\text{кел}} = \frac{d_{\text{кел}}}{m_n} = \frac{d}{\cos^2 \beta \cdot m_n \cdot \cos \beta} = \frac{m_t \cdot Z}{m_t \cdot \cos^3 \beta} = \frac{Z}{\cos^3 \beta},$$

$$Z_{\text{кел}} = \frac{Z}{\cos^3 \beta};$$

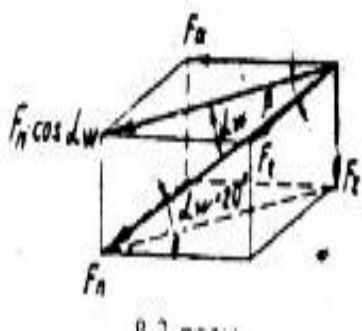
Келтирилган ғилдирак бу шундай мавҳум тўғри тишли ғилдиракни, унинг тишлари профили нормал қирқимдаги қия тишли ғилдиракникига айнан ўхшашдир.

Қия тишли ғилдиракнинг илашиш қутбида таъсир этувчи кучлар ва уларнинг йўналишини аниқлаш.

$$F_t = 2T/d - \text{айлана куч};$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \delta - \text{ўқий куч};$$

$$F_n = F_t / \cos \beta;$$



$$F_r = \frac{F_t \cdot \lg \alpha_w}{\cos \beta} \text{ - радиал куч;}$$

$$F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha_w} = \frac{F_t}{\cos \alpha_w \cdot \cos \beta} \cdot \eta$$

2.16-расм.

Кучларнинг йўналишини аниқлаймиз. Айлана ва радиал кучлар йўналиши худди тўғри тишли узатмалардагига ўхшаш аниқланади. Ўқ бўйлаб йўналган кучларнинг йўналиши тишнинг қиялиги ва айланиш йўналишига боғлиқдир. Айланиш йўналишини ёки тиш қиялигининг йўналиши ўзгартирилганда ўқий кучнинг йўналиши тескари томонга ўзгаради.

2.7. Конуссимон ғилдиракли тишли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.

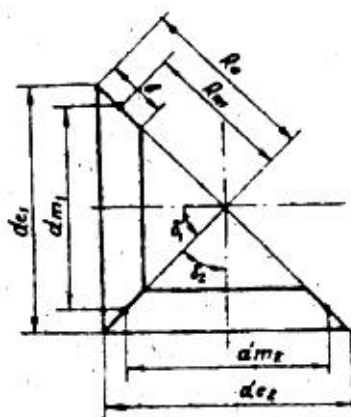
Валларининг ўқлари кесишган тишли узатмалар конуссимон узатмалар дейилади. Геометрик ўқлар ҳар қандай бурчак остида кесишиши мумкин. Амалда вал ўқлари тўғри бурчак остида кесишган узатмалар қўлланади:

$$\sum \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$$

Цилиндрик узатмага нисбатан конуссимон узатма катта оғирлик ва ўлчамларга эга бўлиб, тайёрлаши ва монтаж қилиниши мураккабдир. Аммо бу узатма ҳаракатни ўқлари кесишадиган валлар орасида узатиш зарур бўлган машиналар ва асбобларда кенг қўлланилади.

Конуссимон тишли ғилдираклар тўғри, қия ва эгри чизикли тишлар билан тайёрланади. Улар унчалик катта бўлмаган қувватлар учун лойиҳаланади. Тишли узатманинг асосий техник таърифлари: қуввати P асосан 100 кВт гача бўлиб, $U \leq 6,3$.

Редуктор туридаги узатмаларда қия ва эгри чизикли тишлар учун $U \leq 3,5$; $v_{\max} = 15 \div 20 \text{ м/с}$, тўғри тишли узатмалар учун $v \leq 3 \div 4 \text{ м/с}$; $\eta = 0,95 \div 0,98$



2.17-расм.

Асосий геометрик нисбатлари (2.17-расм).

Конуссимон тўғри тишли узатма илашмаларининг асосий кўрсаткичлари модуль орқали ифодаланади:

$$d_m = m_{tn} \cdot Z; d_e = m_{te} \cdot Z$$

d_m - шестерня ва ғилдиракнинг ўртача бўлиш диаметри;

d_e - ташқи бўлиш диаметри;

Z - шестерня ёки ғилдиракнинг тишлари сони;

m_{tm} - ўртача айлана модуль;

m_{te} - ташқи айлана модуль – стандарт модуль

$$m_{tm} = m_{te} - b \cdot \sin \delta_1 / Z_1$$

b - тишли чамбарак эни;

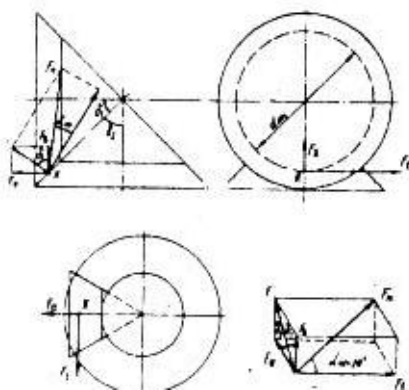
R_e - ташқи конус масофаси;

R_m - ўрта конус масофаси.

$$R_m = R_e - 0,5b$$

Узатишлар сони:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_{m2}}{d_{m1}} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$



2.18-расм.

Илашмада таъсир этувчи кучлар (2.18-расм).

$F_n = F_t + F$ - тишнинг ён юзасига таъсир этувчи ва илашиш чизиғи бўйлаб йуналган нормал босим кучи.

$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_m = 2T/a_m$ – айлана куч

F_a - ўқий куч

F_r - радиал куч

$F_t = F_t' \cdot \operatorname{tg} \alpha_w$

F_a куч шестерня учун ўқий куч бўлиб, унга тескари йўналган куч ғилдирак учун радиал куч бўлиб ҳисобланади:

$$F_{a1} = F_{r2} = F \cdot \sin \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta_1$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F \cdot \cos \delta_1 = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta_1$$

Конуссимон тишли узатмаларни ҳисоблаш хусусиятлари

Конуссимон ва цилиндрик узатмаларни ишлатиш тажрибалари шуни кўрсатадики, бир хил материалдан тайёрланган ва бир хил темик ишлов берилган, эни тенг бўлган тишли ғилдираклар бўлганда конуссимон узатмалар цилиндрик узатмалар учун рухсат этилган эквивалент юкланишнинг 0,85 га тенг қисмини узатар экан. Контакт мустаҳкамликка ҳисоблашда конуссимон ғилдирак цилиндрик ғилдиракка алмаштирилади, уларнинг бошланғич диаметри ва модули конуссимон ғилдирак тишининг ўрта кесимидаги бошланғич диаметри ва модулга тенг бўлади, тишнинг профили эквивалент цилиндрик ғилдиракнинг профилига тўғри келади.

$$\sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{q_1 \cdot E_{\text{экв}}}{\rho_{\text{экв}}}} \quad \text{Герц формуласи}$$
$$q = \frac{F_n \cdot K_H}{b} = \frac{F_t \cdot K_H}{b \cdot \cos \alpha_n}$$
$$\frac{1}{\rho_{\text{экв}}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2 \cos \delta_1}{d_{a1} \sin \alpha_n} + \frac{2 \cos \delta_2}{d_{a2} \sin \alpha_n} = \frac{2}{d_{a1} \sin \alpha_n} \left(\cos \delta_1 + \frac{\cos \delta_2}{u} \right)$$

қуйидаги алмаштиришларни утказамиз:

$$\cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}};$$
$$\cos \delta_2 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_2}} = \frac{1}{\sqrt{1 + u^2}};$$
$$\frac{1}{\rho_{\text{экв}}} = \frac{2 \sqrt{u^2 + 1}}{d_{a1} \sin \alpha_n \cdot u}$$

Буларни Герц формуласига қўйиб, ундан сўнг тегишли алмаштиришлар ўтказгич, конуссимон тўғри тишли ғилдирак учун контакт мустаҳкамликка текширув ҳисоби формуласини оламиз:

$$\sigma_s = \frac{335}{R_m} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot \sqrt{(u^2 + 1)}}{b u^2}} \leq [\sigma_H] \quad (1)$$

Лойиҳавий ҳисоблашда ғилдиракнинг ташқи бўлиш диаметри аниқланади

$$d_{e_2} = 2 \sqrt{\left(\frac{335}{\sigma_H} \right) \frac{K_H \cdot T_2 \cdot u}{(1 - 0,5 \cdot \psi_{BR_s})^2 \cdot \psi_{HR_s}}} \quad (2)$$

(2) формула бўйича олинган натижалар СТ СЭВ 229-75 билан мослаштирилади.

Конуссимон ғилдираклар тишларини эгилиш йўналиши бўйича чидамлилиққа текшириш қуйидаги формула билан бажарилади:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{b \cdot m} \leq [\sigma_F]$$

Y_F - тиш шакли коэффициента бўлиб, тишларнинг эквивалент сонига боғлиқ ҳолда танланади:

$$Z_s = \frac{Z}{\cos \delta}$$

Эгилишга лойиҳавий ҳисоблаш ўртача модуль учун бажарилади:

$$m_{t_m} = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T \cdot K_F \cdot Y_F}{[\sigma_F] \cdot \psi_{bm} \cdot Z}}$$

2.8. Червякли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.

Червякли узатма червяк деб аталувчи винт ва у билан илашувчи червяк ғилдирагидан иборат бўлиб, қия тишли ғилдиракларнинг бир тури ҳисобланади. Червякли узатма тишли - винт узатмалар турига киради.

Червякли узатманинг тишли - винтли узатмадан афзаллиги шундаки, унинг бўғинларининг контактлашуви нуқта эмас, балки чиқ бўйлаб юз беради.

Червякли узатма валларининг ўқлари ўзаро кесишади. Валлар ҳар қандай бурчак ҳосил қилиб кесишиши мумкин бироқ, одатда, бу бурчак 90 га тенг бўлади.

Червяк ўрамларининг йўналиш ва кўтарилиш бурчаги ҳам червяк ғилдираги тешларининг йўналиши ва кўтарилиш бурчаги қандай бўлса, шундай бўлади.

Червякнинг резбаси бир киримли ёки кўп киримли ҳамда чапақай ёки унақай бўлиши мумкин. Кирим сони $Z=1 \div 4$ бўлганда унақай резбали стандартлаштирилган червяклар кенг тарқалган.

Червякли узатмаларнинг асосан икки тури бор:

1. Цилиндрсимон червякли узатмалар, улар оддий қилиб червякли узатмалар дейилади;

2. Глобоид узатмалар (глобоидсимон червяклар).

Резбалар профилининг шаклига кўра:

а. Архимед червяги - бу червякнинг ўқ бўйлаб кесимида резбасининг профили трапециясимон бўлиб, торец кесимида резбанинг ўрамлари архимел спираллари билан чегарланган бўлади, шунинг учун бу червяк архимед червяги деб аталади;

б. Конвалютли - нормал кесимида резбасининг профили трапециясимон бўлади:

в. Эвольвентали шу билан таърифланадики, резбанинг профили ўқий кесимда эвольвентадан иборат бўлади;

г. Ўрам профили эгик червяк - бундай червяклар червяк ғилдираклари тишларн билан катта контакт юзасига эга бўлади.

Афзалликлари:

1) Ихчамлиги - узатмалари унча катта бўлмаган ҳолда катта узатишлар сонини амалга ошириш мумкинлиги;

2) Ишончлилиги ва қараб туриш оддийлиги;

3) Уч-ўзини тўхтатиш мумкинлиги;

4) Илашиш равлонлиги ва шовқинсиз ишлаши;

5) Катта узатишлар сони қувват бирлигига тўғри келадиган, узатма массасининг камлиги.

Камчилиги:

1) Нисбатан паст Φ . И. К. ($\eta=0,7 \div 0,92$)

2) Қувват узатишининг чегараланганлиги (50:100кВт)

3) Узок муддат ишлаганда жуда кизиб кетиши;

4) Юқори сифатли бронзани ишлатиш кераклиги;

5) Қимматбаҳо асбоблар қўллаш зарурати.

Цилиндрик архимед червякли узатмалардаги геометрик нисбатлар

Архимед червякли узатмаларида тиш профилининг бурчаги a_w тиш каллаги баландлиги коэффиценти h_a ва радиал тирқиш коэффиценти қуйидагиларга тенг қилиб олинади:

$$a_w=20^\circ; h_a^*=1; C_o^*=0,2.$$

Червяк резбаси профилининг бир чизикда жойлашган икки нуқтасининг орасила ўлчанган масофа «р» червяк ва червяк ғилдирагининг қалами дейилади:

$$P=m\pi$$

$m=P/\pi$ илашиш модули (ГОСТ 2144-76 бўйича стандартлаштирилган) $m=2:20$ мм. Червякнинг бўлиш цилиндрининг ҳисобий модулга нисбати червяк диаметрининг коэффиценти дейилади:

$q=d_1/m$ (ГОСТ 2144-76 бўйича стандартлаштирилган). Коррекцияланмаган червякли узатмалар учун тишларининг ўлчамлари худди тишли ғилдираклардаги каби топилади:

$$h_a=h_a^* m=m$$

$$h_f=(h_a^*+C_o^*)m=(1+0,2) m=1,2m$$

$$h=h_a+h_f=m+1,2m=2,2m$$

Червяк ва червяк ғилдираги бўлиш айланаларининг диаметрлари:

$$d_1=mq$$

$$d_2=mZ_2$$

$$d_a=d+2h_a=d+2m$$

$$d_f=d-2h_f=d-2,4m$$

Червякнинг резбa кесилган қисмининг узунлиги "b"

$$Z_2=1:2 \text{ да } b_1 \geq 11+0,06m$$

$$Z_2=3:4 \text{ да } b_1 \geq 12,5+0,09m$$

Жилвирланган ва фрезаланган червяклар учун формулалар билан олинган "b" катталиқ қуйидагича оширилиши керак:

$$m \leq 10 \text{ мм дан } 25 \text{ мм га}$$

$$m \leq 10-16 \text{ мм дан } 35-40 \text{ мм га}$$

$$m \leq 16 \text{ мм дан } 50 \text{ мм га}$$

Энг катта диаметр d_{am2} ни қуйидаги формула билан топиш тавсия қилинади:

$$d_{am2} \leq d_{am2} + 1,5m$$

Ғилдирак чамбарагининг эни қуйидаги нисбатда қабул қилинади:

$$Z_1=1:3 \text{ да}$$

$$b_1 \leq 0,75$$

$$Z_1=4 \text{ да}$$

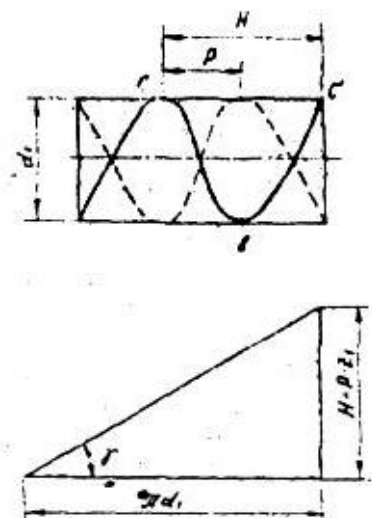
$$b_1 \leq 0,67$$

Ўқлараро масофа

$$a_w=0,5(d_1+d_2)=0,5m(q+Z_2)$$

Модуль

$$m=2a_w/(q+Z_2)$$



2.19-расм.

Узатишлар сони

$$u = Z_2 / Z_1 = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = d_2 / d_1$$

Червякли узатма винтли узатмага ўхшаганлиги сабабли, червякларда куйидагиларни фарқ қилиш керак: Червяк қадами "р" ва червяк йўли "Н", червякнинг киримлари сони Z_1 ва червяк ўрамининг кўтарилиш бурчаги (2.19-расм).

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{H}{\pi d} = \frac{P Z_1}{\pi d_1} = \frac{\pi m Z_1}{\pi m q} = \frac{Z_1}{q}$$

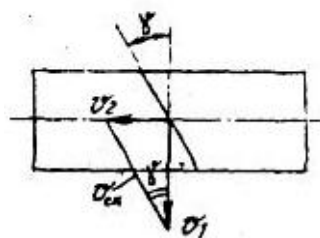
Илашмага таъсир этувчи кучлар.

Ташкил этувчи F_n	Гилдирак	Червяк
$F_{t1} = 2T_1/d_1$	F_{t1} = укий куч	F_{t1} = айлана куч
$F_{r2} = 2T_2/d_2$	F_{r2} = айлана куч	F_{r1} = укий куч
$F_r = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w$	$F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w$	$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w$ - радиал куч

Келтирилган ишқаланиш бурчаги фақат материалларга боғлиқ бўлиб қолмай, балки сирпаниш тезлигига ҳам боғлиқдир. $\vartheta_{\text{сир}}$ - ошганда ишқаланиш бурчаги камаяди. Шунинг учун червякли узатмани тез ҳаракатланувчи қилиб лойиҳалаш керак.

$\vartheta_{\text{сир}}$ - илашиш кутбида тегишадиган гилдирак тиши ва червяк ўрамларининг нисбий тезлиги (2.20-расм).

$$\vartheta_{\text{сир}} = \vartheta_1 / \cos \gamma = \pi d_1 n_1 / \cos \gamma \cdot 60;$$



2.20-расм.

Червякли узатманинг Ф. И. К.

Етакловчи червяк бўлгандан Ф.И.К.

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{T_1 \cdot \omega_1} = \frac{F_1 \cdot \frac{d_2}{2} \omega_2}{F_1 \cdot \frac{d_1}{2} \omega_1} = \frac{F_1 \cdot d_2 \omega_2}{F_1 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi') d_1 \omega_1} =$$
$$= \frac{m Z_2 \omega_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi') m q \omega_1} = \frac{Z_2 \cdot Z_1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi') q Z_1} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi')}$$

η_{1-2} - червяк етакловчи бўлганида куч оқимининг червякдан червяк ғилдирагига томон йўналиши.

Червякли ғилдирак етакловчи бўлганида ишқаланиш кучининг йўналиши ўзгариши туфайли

$$\eta_{1-2} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma}$$

$\gamma < \varphi^1$ бўлганда $\frac{F_1}{S} = \kappa$

Бундай узатма ўзини-ўзи тўхтатувчи дейилади.

Ҳаракат ғилдиракдан червякка узатиб бўлмайди.

$n = \frac{\sigma_{\text{ср}}}{\sigma_{\text{max}}} = 4 \div 8$ - ўзини-ўзи тутатиш шарти.

Червякли узатмани ҳисоблашнинг хусусиятлари

Червякли узатмаларда червяк ғилдирагининг чамбарагини чўяндан ёки кам қалайли қаттиқ бронзадан тайёрлаганда тишларнинг тикилиб қолиш хавфи тишли ғилдираклардагига қарагандан анча кўп бўлади. Бундай материаллар қўлланилганда тишининг ишчи юзаларини толиқиб емирилишига эмас, балки тикилиб қолишга ҳисоблаш керак. Очик узатмалардаги тикилиш, материалдан қатъий назар, ёпиқ узатмаларга нисбатан кўп бўлади. Шунинг учун очик узатмалар ҳам, ёпиқ узатмаларда ҳам уваланиш ва тикилишларнинг олдини оладиган контакт мустаҳкамликка ҳисоблаш асосий ҳисоблашдир. Тишларнинг эгилишига чидамлилигини ҳисоблаш худди текшириш ҳисоби тарзида бажарилади.

Червяк узатмаларни контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш

Бу ҳисоблашда тишли ғилдирак тишларини ҳисоблашдаги каби, цилиндрларнинг ясовчилари бўйлаб сиқилишдаги энг катта контакт кучланишлари учун мўлжалланган Герц формуласига асосланилади:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{q_n \cdot E_{\text{кел}}}{\rho_{\text{кел}}}}; \quad (1)$$

q_n - ғилдирак ва червякнинг контакт чизиғидаги l_k узунлик бирлигига тўғри келувчи солиштирма ҳисобий юк:

$$l_k = 1,3d_1 / \cos \gamma \quad (2)$$

$E_{\text{кел}}$ - червяк ва ғилдирак материалынинг келтирилган эластиклик модули,

$\rho_{\text{кел}}$ - ғилдирак тишлари ва червяк резбаси ўрами профилларининг келтирилган эгрилик радиуси.

$$q_n = \frac{K_n \cdot F_{t2}}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_w \cdot l_k} = \frac{K_n \cdot E_{t2} \cdot \cos \gamma}{\cos \gamma \cdot \cos \alpha_w \cdot 1,3 d_1} = \frac{K_n \cdot E_{t2}}{1,3 d_1 \cdot \cos \alpha_w}; \quad (3)$$

α_w - нормал қирқимда ғилдирак тишлари профили бурчаги;

$$E_{кел} = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2);$$

Пўлат учун $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; бронза ва чўян учун $E_1 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; у ҳолда (3) формула бўйича $E_{кел} = 1,26 \cdot 10^5$ МПа; бўлади.

Архимед червяклари учун резьба ўрамларининг эгрилик радиуслари ўқий кесимда ∞ га тенг, шунинг учун $p_{кел}$ червяк ғилдираги тешларининг эгрилик радиусига тенг:

$$p_1 = p_2 = d_2 \sin \alpha_w / 2 \cos \sigma_{\text{эк}} \quad (4)$$

(1) формулага q_H , $E_{кел}$ ва $p_{кел}$ ларининг қийматларини, $\alpha_w = 20^\circ$ ва $\cos \sigma_{F1} = 0,95$ (куп холларда $\sigma_w = 4 \dots 26^\circ$), демак, $\cos \gamma = 0,99 \div 0,9$ ни қўйиб, алмаштиришлардан сўнг, текширув формуласини ҳосил қиламиз:

$$\sigma_* = \frac{170}{\frac{Z_1}{q}} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \left(\frac{1}{q} + 1 \right)^2}{\alpha_w^2}} \leq [\sigma_*] \quad (5)$$

(5) формулани α_w га нисбатан ечиб, контакт кучланиш бўйича ҳисоблаш учун лойиҳавий ҳисоблаш формуласини оламиз:

$$\alpha_w = \left(\frac{Z_1}{q} + 1 \right) \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{Z_1}{q} [\sigma_*]} \right)^2 K_H T_2} \quad (6)$$

Червяк ғилдираги тишларини эгилишга ҳисоблаш

$$\sigma_F = \frac{0,6 \cdot F_{t2} \cdot y_F \cdot 5 \cdot K_{F1}}{m \cdot b_2} \leq [\sigma_F] \quad (7)$$

σ_F - ҳисобий эгувчи кучланиш;

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} - \text{червяк ғилдирагидаги ҳисобий айлана куч,}$$

Y_F - тиш шаклининг коэффиценти бўлиб, жадвалдан ғилдирак тишлари сонининг эквивалентлигига боғлиқ ҳолда олинади:

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}; \quad \xi - \text{тишининг ейилиш натижасидаги заифлашувини олувчи}$$

коэффиценти; ёпиқ узатмалар учун $\xi = 1$ очик узатмалар учун $\xi = 1,5$ га тенг.

K_H - юкланиш коэффиценти.

Жуда кам ҳолларда очик узатмаларда $Z_2 > 80$ бўлганда эгилишга мустаҳкамлик етарли бўлмаслиги мумкин. Бу ҳолда илашиш модули тишларни $\xi = 1,5$ да эгилишга лойиҳавий ҳисоблаб аниқланади. Бунинг учун (7) формулага

$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot T_2}{m \cdot Z_2}$ ва $b_2 = d_1 = m \cdot q$ ни қўйиб, буларни модул "m" га нисбатан ечиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$m = \sqrt{\frac{1,8 \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot K_F}{[\sigma_F] \cdot Z_2 \cdot q}} \quad (8)$$

Тахминан $q=1,2$ деб олинади, кейин унинг қийматларини ГОСТ бўйича мослаштирилади.

Ҳисоблаш коэффицентларининг кўрсаткичларини рухсат этилган кучланишлар бўйича танлаш.

Доимий юк K_p да юклаш коэффиценти $K_H = K_F = K_\beta \cdot K_v$

K_v - динамик юк коэффиценти (жадвал бўйича қабул қилинади).

Ғилдирак тишларининг сони Z_2 ни куч узатмаларида $Z_2 = 27 \div 80$ ораликда қабул қилиш тавсия этилади; истисно тариқасида 120 гача олиш мумкин ($P \leq 20$ кВт да $Z_2 = P > 20$ кВт да $Z_2 > 50$).

Червяк ўрамининг сони Z_1 узатишлар сонига боғлиқ ҳолда қабул қилинади:

$u = 7 \div 8$	$Z_1 = 4$	$u = 14 \div 24$	$Z_1 = (3) \div 2$
$u = 9 \div 12$	$Z_1 = 4 \div 3$	$u = 25 \div 27$	$Z_1 = 3 \div 2$
		$u = 28 \div 35$	$Z_1 = 2 \div 1$
		$u = 36$ ва	$Z_1 = 1$ див ортик

Червяк диаметрининг коэффиценти лойиҳа ҳисобларида $q = 8 \div 12,5$ ораликда олинади.

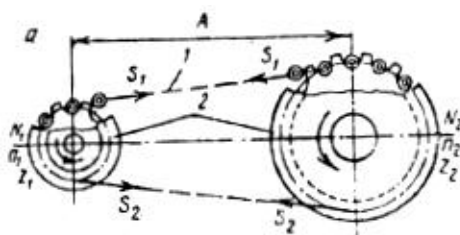
Рухсат этилган контакт кучланиши ва рухсат этилган эгувчи кучланиш жадвал бўйича қабул қилинади.

2.9. Занжирли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.

Занжирли узатма махсус тузилишдаги тишли иккита ғилдирак (юлдузча) (2.21-расм) ва уларга кийдирадиган чексиз занжирдан тузилга бўлади.

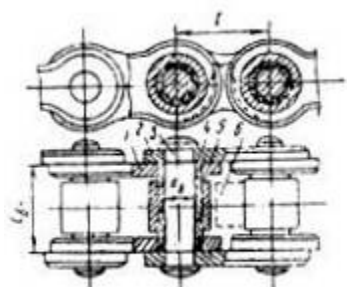
Машинасозликда занжирли узатмаларининг ҳаракатга келтирувчи механизм-юритма, юк ташиш ва тортиш учун мўлжалланган турлари ишлатилади. Узатма турларининг ҳар бирида ўзига мос занжирлар ишлатилади. Юк ташиш учун ишлатиладиган занжирлар ҳаракат тезлиги катта бўлмаган юк кўтарувчи механизмлардан юкни осиб қўйиш ва уни кўтариб-тушириш учун хизмат қилади. Одатда, бундай занжирларнинг қадами 15 дан 140 мм гача бўлади. (Қадам занжирнинг асосий кўрсаткичи бўлиб, t ҳарфи билан белгиланади ва занжир звеноларини бирлаштирадиган валиклар орасидаги масофани кўрсатади).

Тортиш учун мўлжалланган занжирлар элеватор, конвейер ва эскалатор каби юк ташиш механизмларида ишлатилади. Бундай занжирларнинг қадами 60 дан 1256 мм гача қилиб тайёрланади. Машина деталлари курсида асосан станокларда, кишлок хўжалик машиналарида кенг тарқалган ва ҳаракатга келтирувчи механизм сифатида ишлатиладиган занжирли узатмалар ўрганилади. Бундай узатмалар, уларда фойдаланилган занжирнинг турига қараб, втулкали, втулка-роликли, роликли ва тишли хилларга, занжирларнинг сонига қараб эса бир қаторли ёки бир неча қаторли хилларга бўлинади. Бундан ташқари, занжирли узатмалар очик ёки ёпиқ (махсус кожух ичига олинган) бўлиши мумкин.



2.21-расм.

Занжирли узатмаларнинг афзалликлари: а) ҳаракатни нисбатан (тишли узатмаларга қараганда) узоқ масофага узата олади; валлар орасидаги масофа 5м га етади: б) фойдали иш коэффиценти етарли даражада юқори; в) валларга тушадиган куч тасмали узатмалардагига қараганда кичик; г) занжирлар илашиш принципи асосида ишлаганлиги туфайли сирпаниш ҳодисаси рўй бермайди, натижада узатиш сони қатъий қийматга эга бўлади.



2.22-расм.

Бундай узатмаларнинг камчиликлари жумласига қуйидагиларни киритиш мумкин: а) таннархи юқори; б) юлдузчалар тайерлаш бирмунча мураккаб; в)

эътибор билан қараб туришни ва синчиклаб монтаж қилишни талаб этади; г) занжир элементларининг ейилиши звенолар узунлигининг ортишига ва қўшимча динамик кучларнинг пайдо бўлишига сабаб бўлади, бу эса узатманинг нотекис ишлашига олиб келади.

Занжир ва юлдузчаларнинг тузилиши

Ҳозирги вақтда машина ва механизм юритмаларида ишлатиладиган втулка-роликли, втулкали ва тишли занжирларнинг ҳамма ўлчамлари стандартлаштирилган ва улар ихтисослаштирилган заводларда ишлаб чиқарилади. Втулкали-роликли занжир (2.22-расм) ташқи звено 2 га пресслаб ўрнатилган валик 3, ички звено 1 га пресслаб жойлаштирилган втулка 4 ва втулкага унинг атрофида бемалол айланадиган қилиб кийдирилган ролик 5 дан тузилган. Занжир юлдузчага роликлар воситасида илашади. Роликнинг юлдузча тишига текканда айланиб кетиши сирпаниб ишқаланиши думалаб ишқаланишга айлантиради. Бу ҳол тишларнинг ейилишини сусайтиради ва узатма ишини яхшилади. Катта тезлик ва нагрузка билан ишлайдиган узатмаларда бундай занжирларнинг кўп қаторли тури ишлатилади.

Втулкали занжирнинг втулка-роликли занжирдан фарқи шуки, унда втулка устига кийдирилган ролик 5 бўлмайди. Бунинг натижасида занжирнинг оғирлиги ва таннархи камаёди. Бироқ втулкали занжирнинг ҳамда у билан илашишда бўлган юлдузчаларнинг тишлари нисбатан тез ейилади. Шунинг учун улардан кам нагрузкали ва ҳаракат тезлиги нисбатан кичик узатмаларда фойдаланиш тавсия этилади.

Занжирли узатманинг умумий характеристикаси.

Узатманинг қуввати:
$$N = \frac{PV}{102} \text{ кВт}$$

Ҳозирги вақтда ишлатаётган узатмаларда узатилаётган қувватни қиймати бир неча минг кВт га тенг. Бироқ катта қувватга мўлжалланган узатмаларнинг таннархи тишли узатмаларникига қараганда юқори бўлади. Шунинг учун, қўпинча, занжирли узатмалар қуввати 100 кВт гача бўлган валлар орасида ишлатилади.

Узатманинг тезлиги:
$$V = \frac{z \cdot t \cdot n}{60 \cdot 1000} \text{ м/сек}$$

Бу ерда, z - юлдузча тишларининг сони, t - занжирнинг қадами мм, n - юлдузчанинг айланиш тезлиги, айл/мин. Машинасозликда ишлатиладиган узатмаларда $V=10$ м/сек. гача $n=500$ айл/мин гача бўлади. Шу билан бир қаторда айланиш тезлиги минутига 300 га етадиган узатмалар ҳам бор. Бундай ҳолларда занжир элементлари тез ейилиб, зарарли динамик кучларнинг пайдо бўлишига олиб келади.

Узатманинг узатиш сони:
$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1};$$

Машинасозликда фойдаланаётган занжирли узатмаларда u нинг қиймати узоғи билан 10 етади. Узатиш сонинг қиймати бундан катта бўлган ҳолларда занжирли узатмалардан фойдаланиш номақбул. Узатма ф.и.к. нинг ўртача қиймати $0.96 \div 0.98$ оралиғида бўлади.

Марказлараро масофа ва занжир узунлиги.

Марказлараро масофанинг энг кичик қиймати юлдузчалари оралиғини камида $30 \div 50$ мм бўлиши ҳисобга олингани ҳолда аниқланади.

$$A_{min} = \frac{D_{t1} + D_{t2}}{2} + (3050)_m$$

Бу ерда D_{t1} ва D_{t2} – юлдузчаларнинг сиртки диаметрлари. Занжирнинг чидамлилиги етарли даражада бўлишини таъминлаш мақсадида

$$A = (30 \div 50)t \text{ мм}$$

килиб олиш тавсия этилади. Бунда узатиш сони ортиши билан A нинг катталашувини назарда тутиш лозим. Занжирнинг узунлиги худди тасманинг узунлиги кадамлар сони билан белгиланади ва унинг тахминий қиймати куйдагича ифодаланади:

$$l_1 = \frac{2A}{t} = \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{A}$$

L_t нинг топилган қиймати бутун сонгача яхлитланади, Занжирнинг учларини махсус улагич звенолар ишлатмаслик максалида L_t қийматининг жуфт сон бўлиши тафсия этилади.

L_t нинг қиймати шу тартибда белгилангач A нинг қиймати L_t га боғлиқ равишда қайта аниқланади:

$$A = \frac{1}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Узатманинг нормал ишлаши учун занжир маълум даража салқин бўлиши керак. Бунинг учун A нинг қиймати тахминан $(0.002-0.004) A$ қадар камайтиради. Элементларнинг ейилиши натижасида занжирнинг узунлиги, қолаверса салқинлик ҳам ортади. Бу ҳолда узатма ишига салбий таъсир кўрсатади.

Узатмада ҳосил бўладиган кучлар.

Занжирли узатмаларда ҳосил бўладиган кучларнинг жойлашуви ва йўналиши тасмали узатмаларники каби бўлади, яъни бу узатмаларда ҳам S_1 ва S_2 – занжирнинг етакловчи ва етакланувчи тармоқларидаги кучлар; P - айлана куч; S_0 - дастлабки таранглик кучи; S_v -марказидан қочирма куч таъсирида иш

ҳосил бўладиган куч ва бундан ташқари R_d - динамик нагрузка. Асосий кучлар орасидаги муносабатлар ҳам тасмали узатмалардагига ўхшаш;

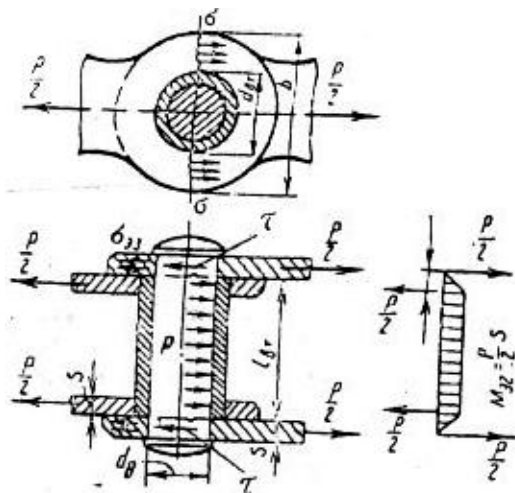
$$S_1 - S_2 = P; \quad S_v = \frac{q}{g} V^2$$

Бу ерда q - бир метр занжирнинг оғирлиги, кГ/см (катологдан олинади); g - оғирлик кучининг тезланиши, м/с²; V - айлана тезлик, м/с. Занжирли

узатма учун дастлабки таранглик деганда занжирли узатманинг нормал ишлаши учун занжирнинг таранг тортилиши эмас, балки маълум даражада салқинликка эга бўлиши тушунилиши керак. Одатда салқинлик занжирнинг оғирлиги туфайли ҳосил бўлади Шунинг учун занжирнинг ўз оғирлигидан унинг тармоғида ҳосил бўладиган таранглик кучи дастлабки таранглик кучи деб юритилади ва қуйидагича топилади:

$$S_o = K_f \cdot A \cdot q$$

бу ерда A - занжирнинг салқинлик ҳосил қиладиган қисми узунлиги (бу узунлик шартли равишда марказлараро масофага тенг қилиб олинади); K_f - салқинлик коэффиценти (бу коэффицент узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашувига ва салқинликнинг қийматига боғлиқ).



2.23-расм.

Занжир элементларидаги кучланишлар

Занжир элементларида асосан қуйидаги кучланишлар ҳосил бўлади (2.23-расм): Шарнирдаги (валик билан втулка ўртасидаги) босим:

$$p = \frac{P}{d_B i_{AO}} \leq [p]$$

ички пластинкаларнинг втулка ўрнатиладиган қисмидаги чузувчи кучланиш:

$$\sigma = \frac{P}{2(b - d_{gr}) \cdot S} \leq [\sigma]$$

сиртқи пластинкаларнинг валик ўрнатиладиган қисмидаги эзувчи кучланиш:

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{P}{2d_g S} \leq [\sigma_{\text{н}}]$$

Валиклардаги кесувчи кучланиш: $\tau = \frac{2P}{\pi d_n^2} \leq [\tau]$

Валиклардаги эгувчи кучланиш: $\sigma_{\text{н}} = \frac{PS}{2 \cdot 0,1 d_g^3} \leq [\sigma_{\text{н}}]$

Тишли занжирларнинг пластинкаларида эгувчи ҳамда чузувчи кучлар таъсирида ҳосил буладиган кучланиш (2.23-расм) бу хилдаги занжирлардаги асосий кучланиш ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{а.а.}} = \frac{P}{jaS} + \frac{6Ph}{ja^2 S} = \frac{P}{jaS} \left(1 + \frac{6h}{a} \right) \leq [\sigma]$$

бу ерда j - пластинкалар сони

Агар лойиҳаланаётган узатманинг ишлаш шароити нормал ҳолатдан фарқ, бу фарқ эксплуатация коэффиценти $K_{\text{э}}$ воситасида ҳисобга олинади. У ҳолда ҳисобланадиган узатма учун:

$$[p] = \frac{[p_0]}{K_{\text{э}}}$$

бўлади; эксплуатация коэффиценти, ўз навбатида, қуйидагича ифодаланади:

$$K_{\text{э}} = K_{\text{д}} \cdot K_{\text{о}} \cdot K_{\text{с}} \cdot K_{\text{м}}$$

бу ерда $K_{\text{д}}$ - нагруканинг динамик таъсирини ҳисобга олувчи коэффицент;

$K_{\text{о}}$ - узатманинг горизонтал текисликка нисбатан жойлашувини ҳисобга олувчи коэффицент;

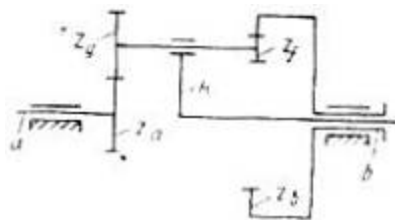
$K_{\text{с}}$ - занжирнинг сифатини ҳисобга олувчи коэффицент;

$K_{\text{м}}$ - мойлаш сифати ва шароитини ҳисобга олувчи коэффицент.

2.10. Планетар ва тўлқинсимон узатмалар.

Планетар узатма деб. таркибида кўзгалувчан ўққа ўрнатилган тишли ғилдираклари бўлган узатмага айтилади.

Одатда бундай узатмалар ташқи тишли марказий ғилдирак "а" унинг атрофида водила "h" воситасида ўз ўқи билан бирга ҳаракатланадиган ғилдирак -саталлит "g" ҳамда ички тишли асосий "b" дан тузилган бўлади.



2.24-расм.

Планетар узатмаларнинг кинематик имкониятлари унинг асосий афзалликларидан бири бўлиб, узатмани узатишлар сони ўзгармас бўлган редуктор сифатида, турли звеноларни тормозлаш йўли билан узатишлар сон и ўзгартириладиган узатмалар кутиси ва дифференциал механизм сифатида фойдаланиш мумкин. Бундай узатмаларнинг яна бир афзалликлари шундаки, уларнинг оғирлиги нисбатан кам бўлиб, анча ихчамдир.

Бу қуйидагилар билан изоҳланади:

1. Сателлитлар сони 1 дан 72 тагача бўлиб, узатилаётган қувват улар орасида тақсимланади, натижада ҳар бир тишга тушадиган нагрузка бир неча марта камаяди.

2. Узатишлар сонининг катта бўлганлигини (минг ва ундан ортиқ) кўп погонали узатмалар ишлатишдан воз кечишга имкон беради.

3. Узатманинг таркибида кўпинча ички тишли ғилдирак бўлганлигидан узатма нагрузкасани янада ошириш имконияти туғилади.

4. Кўпинча сателлитлар марказий ғилдиракка нисбатан симметрик жойлашганлиги учун уларда пайдо бўладиган кучларнинг айримлари ўзаро мувозанатлашади, натижада таянчга тушадиган нагрузка камаяди. Бу ҳол бекорга сарфланадиган қувватни камайтириб, таянчларнинг тузилишини соддалаштиришга имкон беради. Юқорида айтилганлардан ташқари, планетар узатмалар рагон ва кам шовқин ишлайди.

Планетар узатмаларнинг камчили шундан иборатки, уларни тайёрлаш ҳамда йиғишда юқори аниқлик даражаси талаб этилади. Бироқ узатманинг мавжуд афзалликлари туфайли, улардан машинасозликда, станоксозликда ва асбобсозликда кенг кўламда фойдаланилмоқда.

Пленетар узатманинг кинематикаси.

Планетар узатманинг кинематикасини аниқлаш учун Виллис усулидан фойдаланилади. Бу усул водилонинг ҳаёлан тўхтатиб қўйилишига асосланган. Агар планетар узатмада водило "h" тўхтатиб қўйилган деб фараз қилсак, ҳаракат "a" ғилдиракдан паразит "g" шестернялар орқали "b" га ўзгариладиган оддий механизм ҳосил бўлади. Бу механизм тишли ғилдиракларнинг айланишлар сони билан тўхтатилган ҳолатдаги айланишлар сони айирмаси орқали ифодаланади. Агар "b" қўзғалмас бўлиб, ҳаракат "a" дан "h" га

узатилаётгандаги узатиш сонини i_{ah}^b билан белгиласак, у ҳолда ҳосил бўлган механизм учун:

$$i_{ab}^h = \frac{n_a - n_h}{n_h - n_h} = -\frac{Z_b}{Z_a}$$

Шунга ухшаш $i_{sa}^b = \frac{n_a}{n_s} = \frac{1}{i_{ab}^h} = \frac{Z_a}{Z_a + Z_b}$

Сателлитларнинг айланишлар сони $\frac{n_a - n_h}{n_k - n_h} = i_{ag}^h = -\frac{Z_g}{Z_a}$

Бу ифодадан n_g ни топиш учун n_a ва n_h берилган бўлиши керак. Бординю а қўзғалмас ($n_a = 0$) бўлса, у ҳолда:

$$i_{bh}^a = \frac{n_b}{n_a} = 1 + \frac{Z_a}{Z_b}$$

$$i_{hb}^a = \frac{n_h}{n_b} = \frac{Z_b}{Z_b + Z_a} \text{ бўлади}$$

Бошқа турдаги схема бўйича тайёрланган планетар узатмалар кинематикиси ҳам худди шу усулда анализ қилинади.

Илашмадаги кучлар.

Сателлитларнинг мувозанат шарти асосида ғилдиракларга таъсир этувчи кучларни аниқлаш мумкин.

$$F_{ta} = F_{tb} \text{ ва } F_{th} = -2F_{ta}$$

Бу ерда $F_\omega = \frac{2T_a K_c}{d_a c}$

Бу ерда C - сателлитлар сони

K_c - нагруканинг сателлитларга текис тақсимланишини ҳисобга олувчи коэффицент.

Радиал ва ўқ бўйлаб йўналган нагрукаларни айлана кучи маълум бўлгани ҳолда оддий узатмалардаги каби аниқланади.

K_c нинг қиймати сателлитлар сони ва уларни тайёрлашдаги аниқлик даражасига боғлиқ. Масалан: $C=3$, бўлса, $K_c=1,1 \div 1,2$ бўлади.

III. БОБ. ВАЛЛАР. МУФТАЛАР, ТАЯНЧЛАР, ҚОБИҚЛАР ВА УЛАРНИ ҲИСОБЛАШ

Валлар ва ўқлар тишли ғилдирак, шкив, барабан ва шу каби айланувчи қисмларини ўрнатиш учун ишлатиладиган асосий деталлардир. Кўпинча улар цилиндрик стерженга ўхшаш бўлади. Тузилиши жиҳатдан олганда ўқ билан валнинг деярли ҳеч қандай фарқи бўлмайди. Лекин бажарадиган вазифасига қараб, улар бир-биридан катта фарқ қилади.

Ўқларнинг асосий вазифаси деталларнинг мўлжалдаги жойда айланишига шароит яратиб беришдир. Бунда ўқнинг ўзи детал билан бирга айланиши ҳам, айланмаслиги ҳам мумкин. Масалан, темир йўл вагонларининг ғилдираклари ўқ билан бирга айланади; юк кўтарувчи машиналар таркибидаги блок ўқлари эса қўзғалмас бўлади.

Валларнинг вазифаси ундаги деталларнинг айланишини таъминлаш билан бирга, буровчи момент узатишдан ҳам иборат.

Айрим ҳолларда ўқлар билан валлар тузилиши жиҳатдан ҳам фарқ қилади. Ўқлар доим тўғри бўлган ҳолда валлар тирсакли (и.ё. двиг. да ёки эгилувчан тишда даволашда ишлатиладиган машиналарда) қилиб тайёрланади.

Вал ва ўқларнинг таянчларга мўлжалланган қисми *царфа* дейилади. Вал ёки ўқнинг учида жойлашган цапфа *шип* деб ўртасида жойлашгани *бўйин* деб аталади. Агар вал ёки ўқнинг цапфаси уларнинг узунлигига тик текисликда жойлашган бўлса, бундай цапфа *товон* дейилади. Қайси шаклдаги шип ёки товон ишлатилиши валнинг ишлаш шароитига боғлиқ.

Валларнинг ичида бошқа детал учун ёки валларнинг оғирлигини камайтириш мақсадида улар ичи ковак қилиб тайёрланади.

Тўғри вал ва ўқлар кўпинча углеродли ёки лигерланган пўлатдан тайёрланади: термик ишланмайдиганлари ст 5 маркали пўлатдан, термик ишланадиганлари 45 ёки 40 Х маркали пўлатдан, тез айланадиган ва сирпаниш подшипниклари ишлайдиганлари эса 20 ёки 20 Х маркали пўлатдан тайёрланади.

3.1.Валларни ҳисоблаш.

Валларнинг эгувчи $M_{эг}$ (ёки T) ва буровчи момент $M_б$ таъсирига чидамлилиги, бикрлиги ҳамда вибротебранишга бардошлиги ҳисобланади.

Ўқларнинг ҳисоблаш валларни ҳисоблашнинг буровчи момент $M_б=0$ бўлгандаги хусусий ҳолидир. Шунинг учун ўқларни ҳисоблаш ҳақида алоҳида тўхталиб ўтишнинг ҳожати йўқ. Одатда валларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш асосида лойиҳалаш ишини қуйидаги тартибда бажарилади:

1. Маълум айланишлар сони ҳамда қувват асосида валнинг тахминий диаметри аниқланади. Бунинг учун фақат буровчи момент таъсиридаги валнинг мустаҳкамлик шартидан ва камайтирилган рухсат этилган кучланишлар ҳолатидан фойдаланилади:

$$M_{\sigma} = W_p [\tau] \quad (1)$$

Бу ерда $M_{\sigma} = 97400 \text{ N/n КГ см}$ (N қувват, кВт)

$W_p = 0,2 d^3$ вал кўндаланг кесимининг поляр қаршилик моменти.

$[\tau]$ - буровчи момент таъсиридан ҳосил бўладиган кучланиш.

Юқоридагиларга биноан қуйидаги ифодани ҳосил қилиш мумкин:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_b}{0,2[\tau]n}} = \sqrt[3]{\frac{97400N}{0,2[\tau]n}} \quad (2)$$

бунда $\sqrt[3]{\frac{97400}{0,2[\tau]}} = A$ деб олсак, валнинг диаметри учун

$$d = A \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ формулани ҳосил қиламиз:}$$

бу ерда A - асосий коэффицент; унинг миқдори $[\tau]$ нинг қийматига қараб жадвалдан олиниши мумкин.

Валларнинг бикрлигини ҳисоблаш.

Валларнинг иш жараёнида эгилиши уларнинг ҳамда улар билан боғлиқ бўлган деталларнинг ишига салбий таъсир кўрсатади. Шу сабабли валларнинг эгилишидан ҳосил бўлган салқиликнинг ҳамда таянчга нисбатан қиялик бурчагининг қиймати маълум чегарадан ортиб кетмаслиги лозим. Валларнинг бикрлигини ҳисоблашдан асосий мақсад ана шу талабларнинг қанчалик қондирилишни текширишдир.

Эгилган валларнинг таянчларга нисбатан қиялик бурчаги: C

Сирпаниш подшипниклар учун $[\sigma] = 0,001$ радиан

Думалаш подшипниклари учун $[\sigma] = 0,01$ радиан деб қабул қилинади.

Валларнинг текшириш ҳисоби. Мустаҳкамликка ҳисоблаш.

Валлар учун чарчашга қаршиликни ҳисоблаш асосийдир. Бунинг учун аввало кучланишлар цикли характерини аниқлаш керак. Валнинг айланиш натижасида эгувчи кучланиш унинг кўндаланг кесими нукталарида симметрик цикл бўйича ўзгаради, ҳатто ўзгармас нагрузкаларда ҳам (нагрузканинг вал билан бирга айланиш ҳолати бундан мустасно).

Хавфли кесимлар учун чарчашга қаршилик запасини аниқланади ва уларни рухсат этилган миқдорлар билан таққосланади. Буровчи ва эгувчи кучланишлар биргаликда таъсир этганда чарчашга қаршилик запаси қуйидаги формула ёрдамида аниқланади:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \Rightarrow [S] = 1,5$$

Бу ерда:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_q k_{\sigma} / (k_d k_f) + \psi_{\sigma} \sigma_m} \text{ - Эгилиш бўйича чарчашга қаршилик запаси.}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\tau_q k_{\tau} / (k_d k_f) + \psi_{\tau} \tau_m} \text{ - Буралиш бўйича чарчашга қаршилик запаси.}$$

Бу ерда: σ_a ва τ_a - кучланишлар циклини ўзгарувчан қисми ёки ташкил этувчиларнинг амплитудаси.

σ_m ва τ_m - ўзгармас ташкил этувчилари кучланишлар циклининг ўзгармас қисми.

k_d ва k_f - масштаб фактори ва сирт тозалик фактори

k_σ ва k_τ - эгилишдаги ва буралишдаги кучланишлар концентрациясини ҳисобга олувчи коэффицентлари.

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_q = \sigma_{\infty} = \frac{M}{0,1d^3}$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{1}{2} \tau = \frac{0,5\tau}{0,2d^3}$$

ψ_σ ва ψ_τ - кучланишлар циклининг ўзгармас қисмининг чарчаш қаршиликка таъсирини текисловчи коэффицентлар. Буларнинг миқдори материалнинг механикавий характеристикасига боғлиқ.

Валларни статик мустаҳкамлигини текшириш (пластик деформацияларни ва синиши олдини олиш учун мос юргизиб юбориш пайтида ҳосил бўладиган қисқа муддатли нагрузка) учун эквивалент кучланишлар аниқланади.

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

бу ерда: $\sigma_n = \frac{M}{0,1d^3}; \tau = \frac{T}{(0,2d^3)}$

Валларни тебранишга чидамлилигини (вибробардошлигини) ҳисоблаш.

Маълум бир эркинлик даражасига эга бўлган системанинг ташқи кучлар таъсиридаги мажбурий тебраниш қуйидаги тенглама билан ифодаланади:

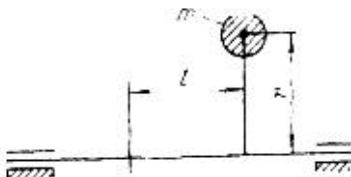
$$y = \frac{P_n}{m(\omega_x^2 - \omega_m^2)} \sin \omega_m t$$

Бу ерда: y - масса (M) нинг тебраниш амплитудаси

P_a - ташқи таъсир этувчи куч ($P(t)=P_a \sin \omega_m t$) нинг амплитудаси

ω_m – системанинн мажбурий тебраниш частотаси ёки ташқи таъсир этувчи кучнинг айланиш частотаси.

ω_x - системанинг (хусусий) эркин тебраниш частотаси.



3.1-расм.

Ушбу тенгламани оддий ҳолатдаги вал тебранишга қўллаймиз. Масалан: ω_x - бурчак тезлиги билан айланадиган валга m -массали диск. l - эксцентриситент билан маҳкамланган. Валнинг хусусий массасини m га нисбатан жуда кичик деб қабул қилиб ҳисобга олмаймиз. Валга марказдан қочма куч: $P_a = m\omega_b^2 l$ таъсир қилади. Унинг вектори ω_b - бурчак тезлиги билан айланади/

P_a - кучнинг ташкил этувчиларини y ва z ўқлари бўйича

$$P_y = P_a \sin \omega_b t; \quad P_z = P_a \cos \omega_b t;$$

P_y ва P_z кучлари ташқи пормоник таъсир этувчи кучлар бўлиб, y ва z ўқлар йўналишида вални эгувчи тебранишларини юзага келтиради. Тебранишлар: P_y кучидан

$$y = \frac{P_a}{m(\omega_x^2 - \omega_m^2)} \sin \omega_m t$$

$$P_z \text{ кучидан } y = \frac{P_a}{m(\omega_x^2 - \omega_m^2)} \cos \omega_m t$$

Эгилишдаги хусусий тебранишлар частотаси

$$\omega_x = \sqrt{\frac{1}{m\delta}} = \sqrt{\frac{q}{y_{cm}}}$$

Бу ерда $\delta = \frac{y_{cm}}{mq}$ - куч бирлиги таъсирида валнинг эгилиш миқдори.

Юқоридаги тенгламадан (а) куришиб турибдики

$\omega_m \rightarrow \omega_x$, $y \rightarrow \infty$ ва $\omega_m \rightarrow \omega_x$ да резонанс ходисаси бошланади ва вал синиши мумкин.

Резонанс ходисаси бошланган пайтдаги айланиш частотасини критик айланиш частотаси дейилади:

$$n_{кр} = \left(\frac{30}{\pi}\right) \omega_{кр} = \left(\frac{30}{\pi}\right) \omega_x = \left(\frac{30}{\pi}\right) \sqrt{\frac{a}{y_{cm}}}$$

Агар бурчак тезлик $\omega_n > \omega_{кр} = \omega_x$ бўлса, система айланишлар сони ортиб бориши билан система резонанс запасидан ўтиб кетади ва яна уйғунлашади.

Тебранишга чидамлилиқ чегарасини қаттиқ валлар учун $n \leq 0.7n_{кр}$.

Эгилувчи валлар учун $n \geq 1.3 n_{кр}$ қабул қилинган.

3.2. Подшипниклар ва уларнинг турлари.

Подшипниклар вал ҳамда ўқларнинг шифтларига ўрнатилган, таянч вазифасини ўтайди. Ўқ ёки вал орқали таянчга тушадиган кучни бевосита подшипник қабул қилади. Механизмнинг фойдали иш коэффициентини камайиб кетишдан сақлаш учун подшипниклардаги ишқаланишга сарфланадиган қувватни иложи борица камайитиришга ҳаракат қилиш зарур.

Машинанинг ишлаш қобилияти ва чидамлилиги подшипникларни сифатига кўп жиҳатдан боғлиқ. Шунинг учун подшипниклар танлаш ва иш жараёнида уларни кузатиб туриш масалаларига алоҳида эътибор бериш лозим.

Айланаётган вал ёки ўқ шиплари подшипникларда ишқаланади. Ана шу ишқаланишнинг турига қараб, подшипниклар: сирпаниш подшипниклари билан думалаш подшипникларига бўлинади. Сирпаниш подшипникларида сирпаниб ишқаланиш, думалаш подшипникларда эса думалаб ишқаланиш содир бўлади. Бундан ташқари, вал ўқиға тик кучларни қабул қилиш учун мўлжалланган подшипниклар радиал подшипниклар дейилади. Вал ўқи бўйлаб йўналган кучларни қабул қилиш учун мўлжалланган подшипниклар деб, вал ўқиға тик куч билан бир вақтда унинг ўқи бўйлаб йўналган кучларни ҳам қабул қилиш учун мўлжалланган подшипниклар радиал-тирак подшипниклар деб аталади.

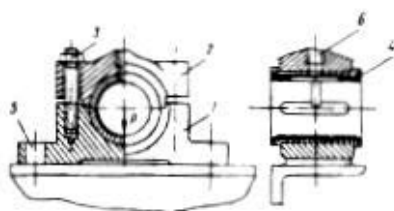
Юқорида айтиб ўтилган подшипникларни ҳамма тури ҳам машина созликда кенг қўламда ишлатилади.

Сирпаниш подшипниклари.

Сирпаниш подшипниклари тузилиши жиҳатидан олганда, ажрамайдиган ва ажраладиган подшипникларга бўлинади. Ҳозирги вақтда ажраладиган подшипниклардан кўпроқ фойдаланилади. Бундай подшипниклар тузилиши 3.3-расмда кўрсатилган.

У қуйидаги қисмлардан иборат:

- 1) таянчга тушувчи кучни қабул қилиб оладиган асосий деталь-подшипник корпуси 1;
- 2) Подшипникнинг юқори томонидан беркитиб турувчи қисми-қопқоқ 2;
- 3) Подшипникнинг энг муҳим қисми - 2 баландан иборат вкладиш 4;
- 4) Корпус билан қопқоқни бириктириш болитлари 3;
- 5) Корпуснинг фундаментга бириктириш болитлари 5;
- 6) Мойлагич 6.



3.2-расм.

Умуман олганда, сирпаниш подшипникларни ҳозирги замон машинасозлигида ишлатилиши сўнгги йилларда сезиларли даражада камайди, чунки улар урнига бир қатор афзалликлари бўлган думалаш подшипниклари ишлатила бошлади. Лекин сирпаниш подшипникларида Қуйидаги афзалликлар бўлганлиги учун айрим ҳолларда улардан фойдаланиш маъқул кўрилади:

1. Катта (10000 айл/мин гача) тезлик билан ишлаш ҳолларида думалаш подшипникларига қараганда кўпга чидайди
2. Валларни талаб қилинган даражада аниқ йўналишда ўрнатиш имконини беради.
3. Ажраладиган қилиб тайёрланганлиги учун унинг валнинг исталган қисмига ўрнатиш мумкин. Бу ҳолда айниқса тирсакли валлар учун қўл келади.
4. Зарб билан таъсир қиладиган кучлар мавжуд бўлган ҳолларда подшипникларда мой қатлами бу кучларни салбий таъсирини камайтиради.
5. Думалаш подшипникларидан фойдаланиш мумкин бўлмаган агрессив муҳитли шароитда (масалан, сувда) бемалол ишламай қолади.
6. Диаметри ҳаддан ташқари (1 м дан ортиқ) бўлган валлар учун ҳозирча стандартлашган думалаш подшипниклари ишлаб чиқарилмайди, сирпаниш подшипниклари эса исталган катталиклар қилиб тайёрланиш мумкин.

Подшипникларнинг шартли ҳисоби

Ҳисоблашнинг бу усулидан амалда кенг қўламда фойдаланилади. Айниқса, ҳисоблаш учун зарур параметрлар маълум машина ва механизмларни ишлатиш йўли билан тўпланган маълумотлар асосида аниқланса, ҳисоблаш натижаси қониқарли чиқади. Бундай ҳисоблаш усули суюқликда ишқаланиш режимида

ишлайдиган подшипниклар учун тақрибий, ним қуруқ ва ним суюқлик режимида ишлайдиган подшипниклари учун эса асосий усулдир. Подшипникларнинг шартли ҳисоби икки хил йўл билан:

а) солиштирма босим бўйича;

б) солитирма босим билан сирпаниш тезлигини кўпайтмаси бўйича бажариш мумкин.

Ҳисоблаш қуйидаги формулалар асосида бажарилади:

$$p = \frac{R}{dl} \leq [p]$$

$$pV = \frac{Rn}{dl \cdot 60 \cdot 100} = \frac{Rn}{1910l} \leq [pV]$$

бу ерда R - подшипникка радиал йўналишда таъсир этаётган куч кГ;

l - подшипникнинг узунлиги, см;

d - цапфанинг диаметри, см;

n - цапфанинг айланишлар сони, айл\мин;

[p] - солиштирма босимнинг рухсат этилган қиймати, (бу босим пўлат баббит устида сирпанганда 80 ÷ 90; пулат бронза устида сирпанганда 50 ÷ 80; пўлат чўян устида сирпанганда эса 20 ÷ 30 оралиғида бўлади);

[pV] - солиштирма босим билан сирпаниш тезлиги кўпаймасининг рухсат этилаган қиймати (одатда [pV]=60 ÷ 300 кг·м/см²·сек оралиғида бўлади)

Думалаш подшипниклари.

Маълумки, сирпаниш подшипникларини асосий камчиликларидан бир ишқаланиш коэффициентининг нисбатан катталигидир. Думалаш подшипникларида сирпаниб ишқаланиш ўрнига думалаб ишқаланишнинг мавжудлиги ишқаланишга сарфланадиган қувватни кескин равишда камайтиришга имкон беради, яъни бу подшипникларнинг фойдали иш коэффициент юқори бўлади. Шунинг учун ҳозирги вақтда валларнинг таянчлари сифатида, асосан, думалаш подшипниклари ишлатилади. Думалаш подшипникларининг тузилиши уларнинг стандартлаштирилган маҳсулот сифатида кўплаб ишлаб чиқаришга имкон беради. Бу эса маҳсулотнинг таннархини камайтиради. Булардан ташқари, думалаш подшипникларида яна қуйидаги афзалликлари ҳам бор:

1. Ишқаланиш кучи ва ундан ҳосил бўладиган иссиқлик миқдори кичик валларнинг айлана бошланиш учун зарур бўлган қўзғатиш моменти сирпаниш подшипникларидагига қараганда бир неча марта (5-10 марта) кичик;

2. Сарфланадиган мой миқдори кам;

3. Узунлик бўйича ўлчами сирпаниш подшипниклариникига қараганда бирмунча қисқа;

4. Рангли металл ишлатишни талаб этмайди.

Думалаш подшипникларининг асосий камчилиги шуки, уларнинг динамик кучлар таъсирига бардош бериш хусусияти паст, нагрузка қабул қиладиган юзасининг кичиклиги туфайли бу юзада катта қийматли контакт кучланиш ҳосил бўлади. Бу эса подшипникнинг ишлаш даврини қисқартиради.

Бу подшипниклар, думалайдиган деталларининг тузилишига қараб, шарикли ва роликли турларга бўлинади. Шу билан бирга, роликли подшипниклар роликларининг шаклига қараб, узун ва қисқа роликли; конуссимон роликли; бочкасимон роликли; игнасимон роликли подшипникларга бўлинади. Бундан ташқари, думалаш подшипникларининг ҳар бир тури қабул қила оладиган кучларнинг йўналишига қараб, қуйидаги уч турга бўлинади:

1. Вал ўқиға тик йуналган кучларни қабул қилишға мўлжалланган радиал подшипниклар;

2. Вал ўқи бўйлаб таъсир этувчи кучларни қабул этишға мўлжалланган тирак подшипниклар;

3. Вал ўқиға тик бўлган куч билан бир вақтда унинг ўқи бўйлаб йўналган кучларни ҳам қабул қилишға мўлжалланган радиал-тирак, подшипниклар.

Думалаш подшипниклари орасида тузилиши жиҳатидан энг оддийси ва арзони шарикли радиал подшипниклардир. Улар кичик қийматли, ўқ бўйлаб йуналган кучни ҳам қабул қилиш билан бирга иш жараёнида валларнинг маълум даражада эгилишидан ортиқча шикастланмайди. Шунинг учун машинасозликда бундай подшипниклардан кенг фойдаланилади. Таянчға тушадиган куч катта бўлган ҳолларда роликли подшипниклар ишлатилади.

Игнасимон роликлардан фойдаланиш подшилникнинг диаметр бўйлаб ўлчамини кичрайтиришға имкон беради.

Думалаш подшипникларининг ҳар бири нагрузка жиҳатидан энгил Л, ўрта С ва огир Т серияли қилиб тайёрланади. Ҳар бир подшипникнинг рақам ва ҳарфлардан тузилган шартли белгиси бўлади. Бу белгининг ўнг томонидаги биринчи иккита рақам подшипникнинг ички диаметрини кўрсатади. Ички диаметр 20 дан 495 мм гача бўлган подшипниклар учун бу рақамлар ички диаметрнинг 5 а бўлинганлиға тенг қилиб олинган, яъни бундай подшипниклар ички диаметрининг ҳақиқий қийматини топиш учун келтирилган рақамларни 5 га кўпайтириш керак.

Унг томонининг учинчи рақами подшипникнинг қайси серияли эканлигини билдиради. Бунда энгил серия 2, ўртача серия 3, огир серия 4 билан белгиланади.

Шартли белгининг ўнг томонда тўртинчи рақами подшипникнинг турини, бешинчи ва олтинчи рақамлари эса подшипникнинг тузилишидаги алоҳида хусусиятларни ифодалади. Шартли белгилар олдида учраши мумкин булган ҳарфлар аниқлик классини кўрсатади. Агар белгининг олдида ҳарф бўлмаса, аниқлик классини нормал деб тушуниладн.

Думалаш подшипниклари, асосан тўртта деталдан: сиртки ва ички ҳалқалар, сепаратор ва думалайдиган элементдан тузилган бўлади. Деталлари жуда мустаҳкам, подшипниклар учун мўлжалланган махсус пўлатдан ясалади. Сўнгги йилларда думалайдиган деталларнинг ҳамда сепараторнинг А1-4В стеклопластдан, тестолитдан ва капрондан тайёрланганлигини учратиш мумкин бўлиб қолди. Бундай деталарға эға бўлган подшипниклар шовқинсиз ишлайди, динамик кучларнинг салбий таъсири деярли сезилмайди.

Подшипникнинг ишлаш шароити. Радиал ва радиал-тиргак подшипникларнинг ишлашида иккита асосий ҳол бўлиши мумкин.

1. Подшипникнинг ички ҳалқаси валга маҳкамланган бўлиб, вал билан бирга айланади, бунда сиртки ҳалқа кўзгалмайди;

2. Подшипникнинг ички ҳалқаси ўз ўқи атрофида айланмайдиган бўлиб, сиртки ҳалқаси унга маҳкамланган детал билан бирга айланади; кўзгалмас ўққа ўрнатилган ғилдирак подшипниклари, кўпинча, шу принципда ишлайди.

Подшипниклар қай тарзда ишлашидан қатъий назар, шарик ва роликларнинг пастки ва юқориғи ярми нагрузкали қолган ярми эса нагрузкасиз бўлади. Масалан, подшипникнинг пастки ярим палласидаги шарикларнинг нагрузкали ҳолатда бўлишини кўриб чиқайлик. (расм). Ундаги мувозанат шартидан фойдаланиб, таъсир этувчи кучнинг шариклар орасида қай тарзда тақсимланишини аниқлаш мумкин, яъни:

$$R = P_o + 2P_1 \cos \gamma + 2P_2 \cos \gamma + \dots + 2P_n \cos \gamma \cdot$$

бу ерда $\cos \gamma = 360^\circ / z$, z – шариклар сони

Ўтказилган тадқиқотлар P_o , P_1 , P_2 ва ҳоказо кучлар орасида боғланиш $P_1 = P_o \cos^{3/2} \gamma \dots P_n = P_o \cos^{3/2} n\gamma$ эканлигини кўрсатди. Шунинг эътиборга олиб, (1) ифодадан P_o қийматини топиш мумкин.

$$P_o = \frac{R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma}$$

Подшипниклардаги шарикларнинг сонини қандай бўлишидан қатъий назар:

$$\frac{R}{1 + 2 \cos^{5/2} \gamma + 2 \cos^{5/2} 2\gamma + \dots + 2 \cos^{5/2} n\gamma} \approx 4,37$$

эканлиги топилган.

Демак,

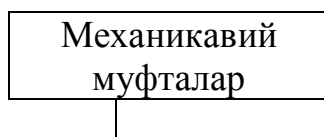
$$P_o = \frac{4,37R}{z}$$

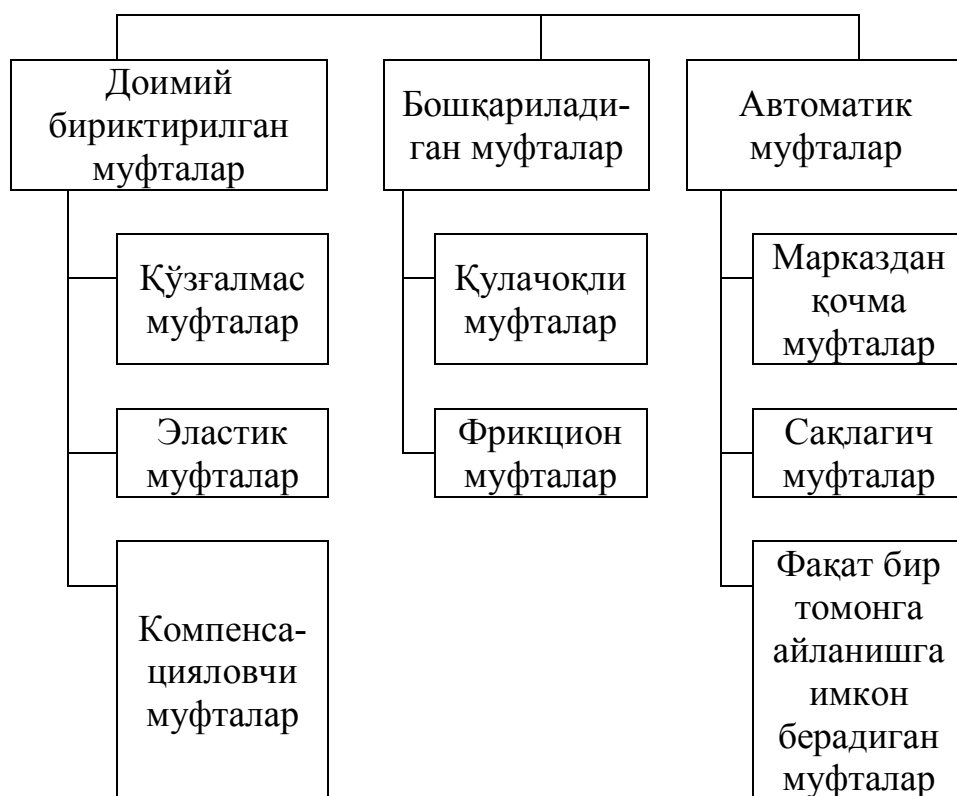
Деталларни тайёрлашда йўл қўйилиши мумкин бўлган ноаниқликларни ва радиал зазорнинг подшипник ишига таъсирини эътиборга олиб, амалий ҳисоблаш учун.

3.3.Муфталар. Муфталарни ҳисоблаш.

Муфталар вал, труба ва шу каби деталларнинг учларини бир-бирига улаш учун ишлатилади ва механикавий, электрик, гидравлик турларга бўлинади.

Муфталарнинг классификацияси





3.3-расм

Машина деталлари курсида фақат валларга мўлжалланган механикавий муфтalar ўрганилади. Бундай муфтalarнинг асосий вазифаси валларни ўзаро бириктириш билан бирга уларнинг биридан иккинчисига буровчи момент узатиш ҳамдир. Бундан ташқари муфтalar бир қанча бошқа функцияларни ҳам бажариши мумкин. Масалан: **бошқариладиган муфтalar** доимий ишлаб турадиган двигателда иш бажарувчи (ижро этувчи) механизмни улаш ва узиш учун. **Сақлагич муфтalar** - машинани ўта нагрузкадан сақлаш учун. **Компенсацияловчи муфтalar** - валларнинг аниқ ўқдаги бўлишини таъминлайди. **Эластик муфтalar** - динамик нагрузкаларни камайтириш учун қўлланилади.

Улар вазифаси ва тузилишига кўра қуйидаги уч гурпуага бўлинади:

1. Доимий бириктирилган муфтalar. Бундай муфтalarдан фойдаланилганда машина ишини тўхтатмай туриб, валларни бир-биридан ажратишнинг иложи бўлмайди;

2. Бошқариладиган уловчи муфтalar. Бундай муфтalar воситасида машина ишини тўхтатмаган ҳолда, зарур бўлган ҳолларда валларни улаш ёки ажратиш мумкин;

3. Ўз-ўзига бошқарувчи (автоматик) муфтalar. Бундай муфтalar кўпинча сақлагич сифатида ишлатилади, яъни машинанинг нормал ишлаши учун талаб қилинган шароит таъминланмаган ҳолларда валларни муфтalar автоматик

равишда бир-биридан ажратади ва талаб қилинган нормал шароит яратилиши билан ажратилган валлар муфта воситасида автоматик равишда яна уланади.

Машинасозликда кенг кўламда ишлатиладиган асосий муфталарнинг ишлаши, тузилиши ва уларни ҳисоблаш усуллари билан танишамиз. Доимий бириктирилган муфталар гуруҳига валларнинг бир-бирига нисбатан бирор йўналишда сиджишига йўл қўйилмайдиган қилиб бириктириладиган қўзғалмас муфталар ҳамда валларнинг турли йўналишда силжишига маълум даражада имкон берадиган қўзғалувчи муфталар киради.



3.4-расм

Қўзғалмас муфталар бир валдан иккинчи валгача буровчи момент узатиш билан бир вақтда, валларда иш жараёнида пайдо бўладиган эгувчи моментни ва ўқ бўйлаб йуналган кучларни ҳам узатади. Бирок эгувчи момент ҳамда ук бўйлаб йўналган кучларнинг мавжудлиги муфтанинг мустаҳкамлигига салбий таъсир кўрсатганлигидан бу хилдаги нагрузкаларнинг бўлмагани маъқул. Бундай нагрузкаларга барҳам бериш мақсадида муфталар вал таянчига мумкин қадар якин ўрнатилади. Қўзғалмас муфталар ўз навбатида қуйидаги турларга бўлинади:

- Втулка кўринишдаги муфталар;
- Бўлакларга ажратилган муфталар. Сирти вал ўқиға тик жойлашган муфталар;
- Бўлакларга ажраладиган. Сирти вал ўқиға параллел жойлашган муфталар.

Қўзғалмас муфталарнинг энг оддийси втулка кўринишдаги муфталардир. Валларни бундай муфта воситасида бириктириш учун валларнинг учлари ички диаметри уларнинг сиртки диаметрига тенг бўлган втулкаларнинг икки томонидан киритилади ва штифт ёки шпонкалар воситасида қўзғалмас қилиб маҳкамлаб қўйилади.

Муфта элементларининг мустаҳкамлиги бир хил бўлиши учун зарур ўлчамларни танлашда қуйидагиларга амал қилиш тавсия этилади:

$$L = 3d_B; e \approx 3^{1/4} d_B; D_1 \approx 1,5d_B; d_w = (0,3 \div 0,25)d_B$$

Одатда кичик муфталар учун 0,3 катталари учун 0,25 олинади.

Эластик муфта асосий ҳарактеристикаси, унинг бикрлиги:

$$C_\varphi = \frac{dT}{d\varphi}$$

бу ерда: T - буровчи момент;

φ - шу момент таъсирида муфтанинг бурилиш бурчаги.

Кулачокли муфталар

$$\sigma_{cm} = \frac{2KT}{ZDbh} \leq [\sigma_{cm}]$$

бу ерда: K - нагрузка режимининг динамик коэффиценти;

T - буровчи момент (тишлар);
 Z - ярим муфталарнинг кулачоклари сони;
 D - ярим муфталарнинг ўртача диаметри;
 b - (тишлар) чизиклар ишчи баландлиги;
 H - кулачок (тиш)нинг диаметрал узунлиги.

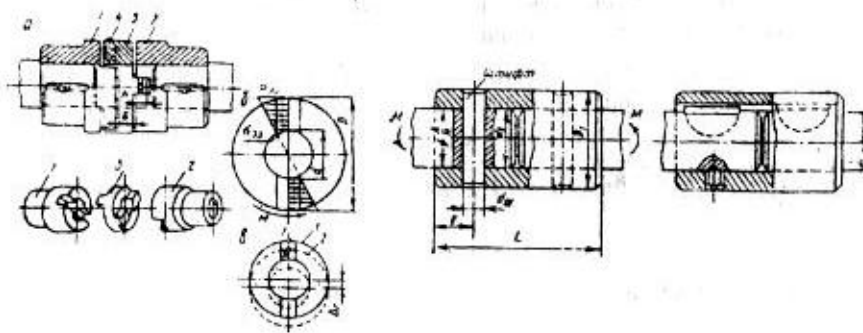
Фрикцион муфталар.

А) Дискли муфта.

$$T_{\tau} = F_a f r_{cp}$$

Б) Конуссимон муфталар.

$$T_{\tau} = \frac{F_a \cdot D_{cp}}{2} \cdot \frac{f}{\sin \alpha} = F_a \frac{D_{cp}}{2} f'$$



3.5-расм.

$$f' = \frac{f}{\sin \alpha} f - \text{келтирилган аниқлик коэффиценти}$$

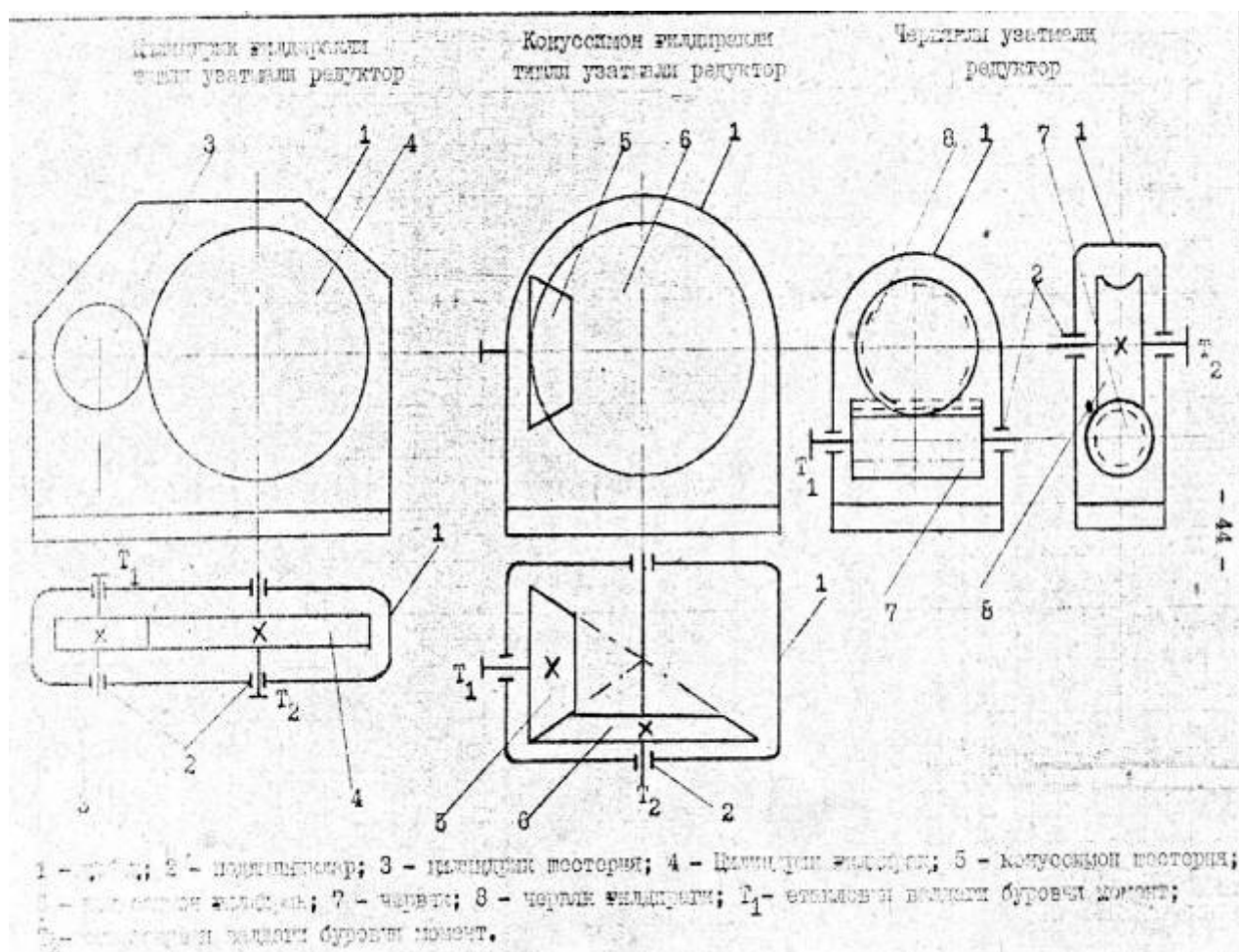
Бу ерда: F_a - ук буйлаб йўналган куч;

f - ишқаланиш коэффиценти

$$r_{cp} = \frac{(D_1 + D_2)}{4} \text{ ишчи юзаларнинг ўртача радиуси,}$$

3.4. Редукторлар ва уларнинг қобик деталлари.

Машинанинг энергия манбаидан /электродвигателдан/ унинг иш бажарувчи қисмига айланма ҳаракатни унинг тезлигини камайтириб узатишга мўлжалланган ва алоҳида корпусга /қобикқа/ жойлашган тишли ёки червякли узатмалардан тузилган механизмлар редукторлар деб юритилади.



Мавжуд редукторларни қуйдаги турларга бўлиш мумкин:

1. Фойдаланилган узатманинг хилига қараб: цилиндрлик ғилдиракли тишли узатмалы, конуссимон ғилдиракли тишли узатмалы, червякли узатмалы ва ҳ.к.

2. Поғонанинг сонига қараб: бир поғонали, икки поғонали, уч поғонали ва ҳ.к.

3. Ғилдиракларнинг бир-бирига нисбатан жойлашувига қараб: горизонтал, вертикал редукторлар дейилади.

Тишли узатмалы редукторлар. Бу редукторлардан энг кўп ишлатиладигани **цилиндрлик ғилдиракли редукторлар**дир, чунки бундай редукторлар узата олиши мумкин бўлган қувват кичик миқдорлардан тортиб жуда катта миқдоргача бўлади, тузилиши ва тайёрланиши оддий, чидамлилиги эса етарли даражада юқори. Одатда, узатиш сони $u=6,3$ бўлиши талаб этилган ҳолларда бундай редукторларнинг бир поғонали хилидан фойдаланиш тавсия этилади.

Бир поғонали редукторларнинг узатиш сони қуйдагича топилади: $u = \frac{Z_2}{Z_1}$;

бу ерда Z_1 ва Z_2 лар шестерня ва ғилдирак тишлари сони.

Марказлараро масофа эса қуйдаги ифодадан аниқланади:

$$a_w = 0.5(d_1 + d_2) \quad \text{ёки} \quad a_w = \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot m;$$

бу ерда d_1 ва d_2 лар шестерня ва ғилдирак диаметрлари, m – илашиш модули.

Илашиш модулининг қийматини қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$m = \frac{d}{z}; \quad \text{ёки} \quad m = \frac{d_a}{Z + 2};$$

бу ерда d – бу ёйиш айланаси диаметри, d_a – тиш учидан ўтган айлана диаметри, Z – тишлар сони.

Қия тишли узатмаларда нормал модуль $m_n = \frac{P_n}{\pi}$; ва ён модуль ўзаро фарқ

қилади. Ён модуль $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$;

бу ерда, P_n – нормал кадам; β - вал ўқиға нисбатан тишнинг қиялик бурчаги. Тўғри тишли ғилдиракларда эса $m = m_n$;

Тўғри тишли қобикқà ўралган редукторларда тиш модулини марказлараро масофаға кўра ҳам аниқлаш мумкин:

$$m = m_n = (0.01 \div 0.02)a_w;$$

Ғилдирак эни коэффиценти қуйидагича аниқланади:

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,2 \dots 0,5$$

Гупчак диаметри эса қуйидагича:

$$d_{gp} = 1,6 \cdot d_{BF}$$

Гупчак узунлиги эса қуйидагича:

$$L_{gp} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{BF}$$

Тўғин қалинлиги эса қуйидагича:

$$\delta_o = (2,5 \div 4) \cdot m$$

Лаплак қалинлиги эса қуйидагича: $c = 0,3 \cdot b$

бу ерда b – ғилдиракнинг эни; d_{BF} – валнинг ғилдирак кийдирилган кесими диаметри.

Агар узатиш сони катта бўлмай ($u \leq 6,3$) электродвигателға уланадиган вал билан иш бажарувчи қисмға ҳаракат узатадиган валлар ўзаро перпендикуляр ҳолатда жойлашган бўлса, конуссимон ғилдиракли редукторлардан фойдаланилади.

Конуссимон ғилдиракли редукторларда конуслик бурчаклари, конуслик масофаси асосий ўлчовлардан ҳисобланиб, қуйидагича аниқланади:

$$\delta_2 = \arctg u; \quad R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2};$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2;$$

бу ерда u – узатишлар сони $u = \frac{Z_2}{Z_1}$ га тенг; $\delta_1; \delta_2$ - шестерня ва ғилдирак

конуслик бурчаклари; R_e – конуслик масофаси; d_{e2} – ғилдирак ташқи бўлиш айланасининг диаметри; Z_1, Z_2 – шестерня ва ғилдирак тишлари сони.

Илашиш модулининг қийматини қуйидагича аниқлаш мумкин: $m_e = \frac{d_{e2}}{Z_2}$;

Ғилдирак эни эса қуйидагича: $b = 0,285R_e$;

Гупчак диаметри эса қуйидагича: $d_{gp} = 1,6 \cdot d_{BF}$

Гупчак узунлиги эса қуйидагича: $L_{gp} = (1,2 \div 1,5) \cdot d_{BF}$

Тўғин қалинлиги эса қуйидагича: $\delta_o = (3 \div 4) \cdot m$

Лаплак қалинлиги эса қуйидагича: $c = (0,1 \div 0,17) \cdot R_e$

бу ерда d_{BF} – валнинг ғилдирак кийдирилган кесими диаметри.

Редукторнинг тишли ғилдираклари албатта мойланиши керак. Буни таъминлаш учун редукторнинг картер деб аталадиган пастки қисмига мой қуйиб қўйилади. Мойнинг сатҳи ғилдирак камида $3 \div 4$ модулга тенг масофага ботиб турадиган бўлиши лозим. Буни таъминлаш учун одатдаги редукторларга ҳар бир кВт қувватга мўлжаллаб $0,4 \div 0,7$ л миқдорда мой қуйилади.

Червякли редукторлар. Ҳозирги вақтда асосан узатиш сони $u = 8 \div 80$ оралиғида бўлган бир поғонали червякли редукторлардан фойдаланилади. Червякли редукторларда червяк ғилдиракларнинг устида, остида ва ёнида жойлаштирилиши мумкин.

Червяклар айлана тезлиги $4 \dots 5$ м/с гача бўлган ҳолларда унинг ғилдирак остида жойлаштирилиши лозим. Айланма тезлиги катта бўлган ҳолларда червякнинг ғилдирак устида жойлаштирилиши тавсия этилади. Червяк камдан-кам ҳолларда ғилдирак ёнида жойлаштирилади, чунки бундай ҳолларда вертикал жойлашган валнинг подшипникларини мойлаш бирмунча қийинлашади.

Червякли редукторларда ишлатиладиган мойнинг қовушқоқлиги тишли узатмали редукторларда ишлатиладиган мойларнинг қовушқоқлигига қараганда бирмунча юқори бўлиши лозим.

Агар червяк тишли ғилдирак тагида жойлашган бўлса, мойнинг сатҳи червяк ўрамини бутунлай қоплаб туриши керак. Агар червяк ғилдирак устида жойлашган бўлса, ўртача тезлик билан ишлайдиган редукторларда мой махсус насос билан босим остида бевосита червяк билан ғилдирак илашишда бўлган жойга етказиб берилади:

Червякли редукторнинг узатишлар сони: $u = \frac{Z_2}{Z_1}$;

Илашиш модули: $m = (1,5 \div 1,7) \frac{a_w}{Z_2}$;

Марказлараро масофа: $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$;

Ғилдиракнинг эни: $b = 0,75 \cdot d_{ai}$;

Ғилдирак гупчаги диаметри: $d_{gp} = d_{BF} (1,6 \div 1,8)$;

Гупчакнинг узунлиги: $L_{gp} = (1,2 \div 1,8) \cdot d_{BF}$

Ғилдирак тўғини қалинлиги: $\delta_o = (2,5 \div 4) \cdot m$

Ғилдирак лаплаги қалинлиги: $c = 0,3 \cdot b$;

бу ерда Z_1 – червяк киримлар сони; Z_2 – ғилдирак тишлари сони; d_1 – червяк бўлиш айланасининг диаметри; d_2 – ғилдирак бўлиш айланасининг диаметри; d_{a1} – червяк тиш учидан /ўрама ичидан/ ўтган айлана диаметри; d_{BF} – ғилдирак валининг у кийдириладиган кесими диаметри.

Редукторларни ҳисоблаш уларни ташкил қилувчи деталларни ҳисоблашдан иборат бўлади. Масалан, тишли узатмали редукторларни ҳисоблаш учун аваало тишли узатма, сўнгра ғилдирак валлари, уларнинг таянчлари, қобик деталлари ҳисобланади ва зураф бўлган ҳолларда редукторларнинг меъёридан ортиқ қизиқ кетмаслигини ҳам текшириб кўрилади. Редуктор қобиклари етарли даражада мустаҳкам ва бикр бўлиши керак. Шунинг учун улар аксарият чўяндан қуйилади. Червякли редуктор қобиклари учун алюминий қотишмасидан ҳам фойдаланилади.

Цилиндрик ғилдиракли тишли узатмали редукторлар учун:

Қобик девори қалинлиги: $\delta_k = 0,025 \cdot a_w + 1_{MM}$;

Қопқоқ девори қалинлиги: $\delta_{IK} = 0,02 \cdot a_w + 1_{MM}$;

Қобикнинг юқори камари гардишининг қалинлиги: $b^I = 1,5 \cdot \delta_k$;

Қопқоқ камари гардишининг қалинлиги: $b^{II} = 1,5 \cdot \delta_{IK}$;

Қобикнинг остки камари гардишининг қалинлиги: $b^{III} = 2,35 \cdot \delta_k$;

Пойдеворга маҳкамлаш болътлари диаметри: $d_{1\delta} = (0,03 \div 0,036) \cdot a_w + 12_{MM}$;

Подшипниклар олдидаги қобикни қапқоқ билан бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{2\delta} = (0,7 \div 0,75) \cdot d_{1\delta}$;

Қобик ва қапқоқни бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{3\delta} = (0,5 \div 0,6) \cdot d_{1\delta}$;

Конуссимон ғилдиракли тишли узатмали редукторлар учун:

Қобик девори қалинлиги: $\delta_k = 0,05 \cdot R_e + 1_{MM}$;

Қопқоқ девори қалинлиги: $\delta_{IK} = 0,04 \cdot R_e + 1_{MM}$;

Қобикнинг юқори камари гардишининг қалинлиги: $b^I = 1,5 \cdot \delta_k$;

Қопқоқ камари гардишининг қалинлиги: $b^{II} = 1,5 \cdot \delta_{IK}$;

Қобикнинг остки камари гардишининг қалинлиги: $b^{III} = 2,35 \cdot \delta_k$;

Пойдеворга маҳкамлаш болътлари диаметри: $d_{1\delta} = 0,055 R_e + 12_{MM}$;

Подшипниклар олдидаги қобикни қапқоқ билан бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{2\delta} = (0,7 \div 0,75) \cdot d_{1\delta}$;

Қобик ва қапқоқни бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{3\delta} = (0,5 \div 0,6) \cdot d_{1\delta}$;

Червяк узатмали редукторлар учун:

Қобик девори қалинлиги: $\delta_k = 0,04 \cdot a_w + 2_{MM}$;

Қопқоқ девори қалинлиги: $\delta_{IK} = 0,032 \cdot a_w + 2_{MM}$;

Қобикнинг юқори камари гардишининг қалинлиги: $b^I = 1,5 \cdot \delta_k$;

Қопқоқ камари гардишининг қалинлиги: $b^{II} = 1,5 \cdot \delta_{IK}$;

Қобикнинг остки камари гардишининг қалинлиги: $b^{III} = (2,25 \div 2,75) \cdot \delta_k$;

Пойдеворга маҳкамлаш болътлари диаметри: $d_{1\delta} = (0,03 \div 0,036) \cdot a_w + 12_{MM}$;

Подшипниклар олдидаги қобикни қапқоқ билан бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{2\delta} = (0,7 \div 0,75) \cdot d_{1\delta}$;

Қобик ва қапқоқни бириктирувчи болътлар диаметри: $d_{3\delta} = (0,5 \div 0,6) \cdot d_{1\delta}$;

Тўртинчи қисм

IV. БОБ. БИРИКМАЛАР

Маълумки, ҳар бир машина узеллардан, узеллар эса, ўз навбатида деталлардан тузилган. Деталлардан узеллар, узеллардан эса машина бирикмалар воситасида йиғилади.

Бирикмалар ажралмайдиган ва ажраладиган турларга бўлинади. Агар узелларни ёки машинани айрим қисмларга ажратиш учун бирикма элементларини синдириш шарт бўлса, бундай бирикма ажралмайдиган, акс ҳолда эса ажраладиган бирикма деб аталади. Парчин михли ва пайванд бирикмалар ажралмайдиган бирикмалар бўлса, понали, шпонкали, шлицли ва болтли бирикмалар ажраладиган бирикмалардир. Ажраладиган бирикмаларнинг яхши хусусияти шундаки, улар воситасида машинани зарур вақтда бўлақларга ажратиб, зарур вақтда яна йиғиш мумкин.

4.1. Парчин михли бирикмалар.

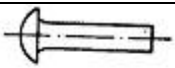
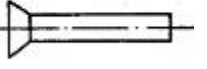
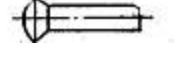
Парчин михли бирикмалар самалётларнинг устки қобиғини яшашда, кемасозликда, юк кўтариш кранларининг фермалари ҳамда кўприклар қуришда кенг кўламда ишлатилади. Бу бирикмаларда асосий элемент парчин михдир. Парчин мих яшаш учун, асосан, диаметри 20 мм дан ортиқ бўлмаган пўлат, мисс, алюминий симлардан фойдаланилади. Агар бундай симнинг бир учидан озгинаси (одатда, 5 дан 60 мм гача бўлган қисми) қирқиб олинса ва унинг бир учи парчинланиб, маълум шаклдаги каллакка айлантирилса, парчин мих ҳосил бўлади. Парчин михнинг баъзи турлари 5-жадвалда кўрсатилган. Улардан энг кўп ишлатиладигани ярим доиравий каллакли парчин михдир. Ортиқча куч таъсир қилмайдиган ҳолларда, масалан, чарм ҳамда эластик материалларни

бириктиришда, ўртаси тешик парчин михлар – пистонлар ишлатилади. Ўрнатиш қулай бўлиши учун парчин михнинг диаметри тешикнинг диаметридан кичикроқ қилинади.

Агар иккита пўла тёки алюминий тунука устма-уст қўйилиб, зарур диаметри тешик очилгач, бу тешикка парчин мих киритилгандан кейин унинг иккинчи учи ҳам парчаланса, парчин михли чок ҳосил бўлади. Парчин михли чок ҳосил қилишда қўл кучидан ҳам, машиналардан ҳам фойдаланилади.

Парчин михлар катта-кичиклигига қараб, совуқлайин ёки қиздирилиб тайёрланади. Уланадиган қисмларда тешиклар ҳосил қилиш учун парма ёки пресдан фойдаланилганда уланадиган қисмлар катта босим таъсирида деформацияланади, тешикнинг иккинчи томонида эса ўткир қирралар ҳосил бўлади. Улар парчин мих танасининг кесилишига сабаб бўлиши мумкин. Рангли металлдан ясалган барча парчин михлар ҳамда диаметри 12 мм гача бўлган пўлат парчин михлар совуқлайин, диаметри 12 мм дан катта бўлганлари эса 1000⁰ С чамаси температурагача қиздирилгандан кейингина парчинланади, чунки улар қиздирилмаса, биринчидан парчинланиш қийин бўлади иккинчидан, сифати яхши чиқмайди. Ҳозирги вақтда машинасозликда парчин михлибирикмалар, пайвандлаш қийин бўлган деталарнигина бириктиришда ишлатилмоқда.

5 – ж а д в а л

Парчин михнинг шакли	Парчин михнинг тури
	Ярим доиравий каллакли пўлат парчин мих
	Кесик конус шаклдаги каллакли пўлат парчин мих
	Яширин (ўрнатилганда кўринмайдиган) каллакли пўлат парчин мих
	Ярим яширин каллакли пўлат парчин мих

Парчин михли чокни ҳисоблаш.

Ишлаш шароитига қараб, парчин михли чоклар қуйидаги турларга бўлинади:

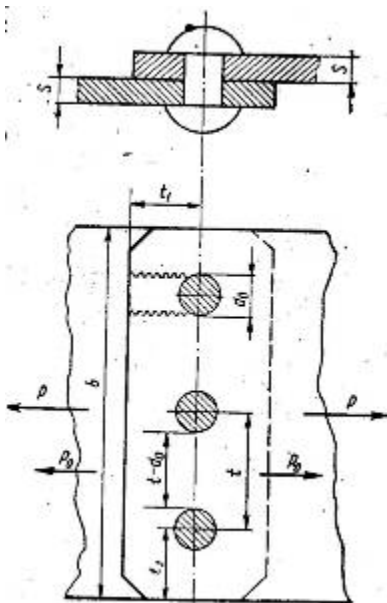
а) мустаҳкам чоклар; бундай чоклар бирикманинг етарли даражада мустаҳкам бўлишини таъминлайди ва металл конструкцияларни (кўприк, стропилавий фермалар ва ҳоказоларни) йиғишда ишлатилади;

б) мустаҳкам-жипс чоклар; булар бирикмага катта механикавий кучлар таъсир қилиши билан бирга, чокнинг герметик бўлиши ҳам зарур ҳолларда (масалан, буг қозонлари, босим таъсиридаги суюқликлар сақланадиган идишлар ваш у кабилар ясашда) ишлатилади;

в) гипс чоклар; керметик бўлиши талаб этиладиган, аммо таъсир этувчи босим унча катта бўлмаган ҳолларда (масалан, ёнилғи, сурков мойлари ва сув сақлаш учун мўлжалланган идишларни ясашда) ишлатилади.

Ҳозирги вақтда мустаҳкам гипс чоклар ўрнига ҳамма ерда пайванд чоклар ишлатилмоқда деса бўлади. Шунинг учун, бу ерда, асосан, мустаҳкам чокларни ҳисоблаш тўғрисида тўхталиб ўтамиз.

1. Чўзувчи куч таъсиридаги чокни ҳисоблаш. Умуман олганда, чокка таъсир этувчи куч ва ҳосил бўлган кучланишлар орасидаги муносабатни аниқ ифодалаш бирмунча мураккаб. Амалда чокларни ҳисоблашда айрим соддалаштиришлар киритилади. Чунончи, чоккатаъсир этувчи куч парчин михларга бир хилда, листнинг эни бўйлаб эса бир текисда тақсимланади, деб олинади. Чокнинг емирилиши парчин михнинг кесилиши, парчин михнинг ёки тешик деворининг эзилиши, листнинг узилиши, энг четда жойлашган парчин мих таъсирида листнинг кесилиши оқибатида юз бериши мумкин (4.1-расм).



4.1-расм.

Чокдаги парчин михлар сони n билан, битта парчин михга таъсир этувчи куч эса $P_0 \cdot P/n$ билан белгиланса, чокнинг мустаҳкамлигини таъминлаш учун қуйидаги тенгликлар бажарилиши лозим:

$$P_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot [\tau_{кес}] \quad (1)$$

$$P_0 = (t - d_0) s [\sigma_{\text{ч}}] \quad (2)$$

$$P_0 = d_0 s [\sigma_{\text{эз}}] \quad (3)$$

$$P_0 = 2 \left(t_1 - \frac{d_0}{2} \right) s [\tau_{кес}] \quad (4)$$

Бу тенгламаларда d_0 листдаги тешикнинг диаметри (ҳисоблаш вақтида бу диаметр парчин мих диаметри ўрнида олинади); t – икки парчин мих марказлари орасидаги масофа – қадам; t_1 ва t_2 – энг четда жойлашган парчин мих марказидан лист қиррасигача бўлган масофа; s – бириктирилган

листларнинг қалинлиги; $[\tau_{кес}]$ - рухсат этилган кесувчи кучланиш; $[\sigma_{эз}]$ - рухсат этилган эзувчи кучланиш; $[\sigma_ч]$ - рухсат этилган чўзувчи кучланиш; $[\tau_{кес}]$ - листнинг четки қисми учун рухсат этилган кесувчи кучланиш.

Одатда, $[\sigma_{эз}] \cdot (1,4 \div 1,7) [\tau_{кес}]$ бўлади. Ана шу эътиборга олингани ҳолда (1) ва (3) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

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

бўлади. Бундан $d_0 \cdot (1,8 \div 2,2) s$ эканлигини аниқлаш мумкин. $[\tau_{кес}] \approx [\sigma_ч]$ деб олиниб, ҳозиргина топилган ифодадан $s \cdot d_0 / 2$ эканлиги эътиборга олингани ҳолда (1) ва (2) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

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

келиб чиқади. Бу тенгликдан $t_1 \cdot 2,57 d_0$ эканлигини топиш мумкин. Амалий ҳисоблашларда эса, чокнинг тузилишига қараб, $t \cdot (3 \dots 5) d$ қилиб олинади.

$[\tau'_{кес}] = 0,8 [\tau_{кес}]$ ва $s \cdot d_0 / 2$ эканлиги эътиборга олиниб, (1) ва (4) ифодалар бир-бирига тенглаштирилса,

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

бўлади. Бу тенгликдан $t_1 < 1,5 d_0$ эканлигини аниқлаш мумкин.

Амалий ҳисоблашларда $t_1 \cdot (1,5 \dots 2) d_0$ ва $t_2 \cdot 1,5 d_0$ қилиб олинади. Бинобарин, листнинг қалинлиги маълум бўлса, унинг қийматига қараб, парчин михли чокнинг асосий ўлчамларини аниқлаш мумкин. Одатда, бу усул билан аниқланган ўлчамлар стандарт қиймати билан солиштирилиб, чокнинг таъсир этувчи кучга нисбатан мустаҳкамлиги юқорида келтирилган тўртта тенглик воситасида текширилади. Лозим бўлган тақдирда аниқланган ўлчамларга тузатишлар киритилади.

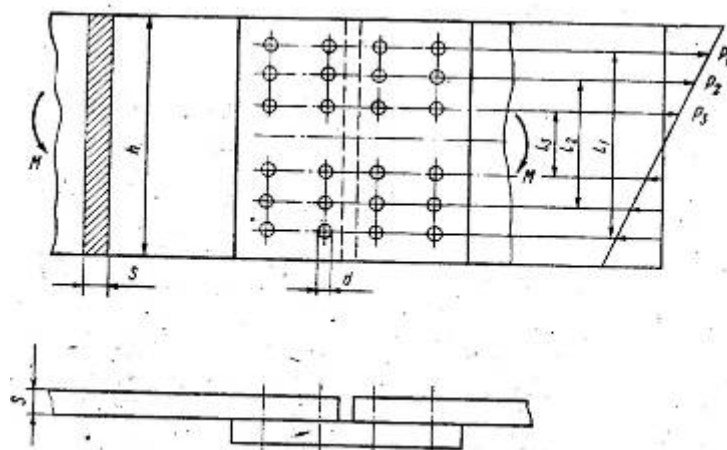
2. Эгуч момент таъсир туч чокни сошлаш. Бунда чок турли усулларда сошлаш мумкин. Одатда, ҳамма усулларда ҳам, аввало мавжуд муносабатлардан фойдаланиб, чокнинг тахминий схемасини белгилаб олиш тавсия этилади. Бу схемада чокдаги парчин михларнинг сони, уларнинг ўзаро жойлашуви кўрсатилган бўлиши керак. Шундан сўнг, белгиланган чокнинг эгувчи момент таъсиридаги мустаҳкамлиги ҳисобланади.

Қуйида таъсир этувчи момент M ни парчин михлардаги жуфт кучлар моментига тенглаштириш йўли билан ҳисоблаш усули кўриб ўтилади.

Масалан, эни h бўлган икки лист бита кўшимча лист (устқўйма) воситасида бириктирилган чокни олайлик (4.2-расм). Шаклда кўрсатилган парчин михли чокка эгувчи момент M таъсир этади. Шаклдан фойдаланиб, қуйидаги тенгламани ёзиш мумкин:

$$M < P_1 l_1 + P_2 l_2 + P_3 l_3 + \dots, \quad (5)$$

бу ерда P_1, P_2, P_3 – ҳар бир горизонтал қатордаги парчин михларга таъсир этувчи кучлар; l_1, l_2, l_3 – нейтрал ўққа нисбатан баравар оралиқларда жойлашган қаторлар орасидаги масофа.



4.2-расм.

Шаклдан кўриниб турибдики, P_2 ва P_3 ни P_1 орқали қуйидагича аниқлаш мумкин:

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{l_2}{l_1}, \text{ бундан } P_2 = P_1 \frac{l_2}{l_1},$$

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{l_3}{l_1}, \text{ бундан } P_3 = P_1 \frac{l_3}{l_1}.$$

Демак, (5) тенглама қуйидагича ёзилиши мумкин:

$$M = \frac{P_1 l_1^2}{l_1} + \frac{P_1 l_2^2}{l_1} + \frac{P_1 l_3^2}{l_1} = \frac{P_1}{l_1} \sum l_i^2 \quad (5a)$$

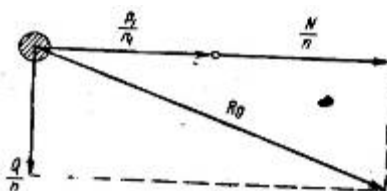
бу ерда $i=1,2,3 \dots$

Шаклга кўра, горизонтал қаторга таъсир этувчи кучларнинг энг каттаси P_1 дир. Шунинг учун чокни ҳисоблашда, аввало (19a) дан P_1 ни топамиз:

$$P_1 = \frac{M \cdot l_1}{\sum l_i^2}. \quad (6)$$

Бу ерда M масаланинг шартида берилган бўлади, l_1 , l_2 ва l_3 – Лар эса қабул қилинган схемадан олинади. P_1 биринчи қатордаги парчин михларга тушаётган куч бўлгани учун ундан бита парчин михга тўғри келадигани $P_0 = \frac{P_1}{n_1}$ бўлади (n_1

– биринчи қаторда жойлашган парчин михлар сони). Юқоридаги шакл учун $n_1 \cdot 2$. Агар чок, қўшимча листсиз, устма-уст бириктирилганда $n_1 \cdot 4$ бўлар эди. Шундай қилиб, бита парчин михга таъсир этувчи кучни топдик. Энди, материал танлаб, даставвал парчин мих диаметрининг, сўнгра эса қолган ўлчамларнинг чок мустаҳкамлигини таъминлай олиш-олмаслигини текшириб кўриш мумкин.



4.3-расм.

Шуни қайд этиб ўтиш лозимки, қатор нейтрал ўққа қанчалик яқин жойлашган бўлса, унга таъсир этувчи куч шунчалик кичик бўлади. Бундан, четки қатордаги парчин михлар диаметри қолган қатордаги парчин михлар диаметридан катта бўлиши ва чокнинг бир қаторига ўзига мос диаметрли парчин мих ишлатилиши лозим, деган хулосага келиш мумкин. Аммо амалда бир чок учун ишлатиладиган ҳамма парчин михларнинг диаметрлари бир хил қилинади, чунки ҳар хил диаметрли парчин мих ишлатилганда тешикларнинг ўлчамлари ҳам ҳар хил бўлади, бу эса технологик жиҳатдан ноқулайдир.

Борди-ю парчин михли чокка, эгувчи моментдан ташқари, кўндаланг куч Q ҳамда чўзувчи куч N ҳам таъсир этса (4.3-расм), бита парчин михга тушадиган кучларнинг тенг таъсир этувчиси қуйидагича бўлади:

$$R_0 = \sqrt{\left(\frac{P_1}{n_1} + \frac{N}{n}\right)^2 + \left(\frac{Q}{n}\right)^2} \quad (7)$$

бу ерда n – чокдаги парчин михларнинг умумий сони; $\frac{Q}{n}$ - куч Q нинг битта парчин михга тўғри келган қиймати; $\frac{N}{n}$ - куч N нинг битта парчин михга тўғри келган қиймати. Келтирилган ҳол учун парчин михли чокнинг мустаҳкамлиги R_0 дан фойдаланиб текширилади.

Парчин михлар пўлат, мис, латунъ (жез), алюминий ва шунга ўхшаш пластик материаллардан тайёрланади. Материалнинг пластик бўлиши уни парчинлашни осонлаштиради ҳамда кучнинг бир текис тарқалишига шароит яратади.

Парчин мих материал танлашда бириктирилиши лозим бўлган қисмларнинг температура таъсирида қандай ўзгаришини билиш зарур. Температура таъсирида ўзгариш даражаси парчин мих материали учун ҳам, бириктирилиши лозим бўлган қисмлар учун ҳам мумкин қадар бир хил бўлиши керак. Акс ҳолда температура ўзгариши билан чокда қўшимча кучланишлар пайдо бўлади.

Парчин михлар учун рухсат этилган кучланишнинг қиймати, асосан, материалга ҳамда парчин мих учун мўлжалланган тешикларнинг тайёрланиш усулига боғлиқ (6 - жадвал).

Кучланиш турлари	Тешикларнинг тайёрланиш усули	Рухсат этилган кучланиш, МПа	
		Ст. 0 – Ст. 2	Ст. 3
$[\tau_{кес}]$	Пармалаш	140	140
$[\tau_{кес}]$	Босим остида тешиш	100	100
$[\sigma_{эз}]$	Пармалаш	280	320
$[\sigma_{эз}]$		240	280

Босим остида тешиш

Агар куч чокка ўзгарувчан таъсир этса, тавсия этилган кучланишларнинг қиймати 10-20 % камайтирилиши лозим.

Пластмассада ишланган парчин михли бирикмалардан ҳам фойдаланилади. Аммо пластмасса деталлар парчинлаш йўли билан эмас, балки бошқа усулда, масалан, елимлаш усулида бириктирилгани маъқул.

4.2. Пайванд бирикмалар.

Пайванд бирикмалар ажралмас бирикмаларнинг асосий тури бўлиб, улардан машинасозликда ва қурилишларда кенг қўламда фойдаланилади, чунки пайванд бирикмаларда ажралмас бошқа бирикмалардагига қараганда бирмунча афзалликлар бор; чунончи, пайванд бирикма кам меҳнат талаб қилиш билан бирга, металлларни тежашга имконият яратади; маълумки, парчин михли бирикмалар тайёрлашда парчин мих учун тешик очилиши керак, пайванд бирикмада эса тешикка эҳтиёж бўлмайди. Бундан ташқари, мураккаб шаклли йирик чўян қуймалар ўрнига пайванд бирикма воситасида тайёрланган енгил пўлат деталлар ишлатиш материални 30 -40 % тежашга имкон беради. Деталлар оз ишлаб чиқариладиган ҳолларда пайванд бирикмалар айниқса қўл келади, чунки бундай деталлар қуйиш йўли билан тайёрланадиган бўлса, қолип тайёрлашнинг ўзигаёқ бир талай маблағ сарф бўлади ва кўп вақт кетади.

Пайванд бирикмалардан турли соҳаларда фойдаланилади. Масалан, пайвандлаш йўли билан баланд ерларга ва сув остига ўрнатилган металл қисмлар бириктирилади, катта босим остида ишлайдиган труба ва идишлар тайёрланади, пайванд бирикмалардан газ ва нефт магистраллари ўтказиш, кема корпуслари яшаш ва шу кабиларда фойдаланилади.

Пайванд бирикмаларининг камчиликлари материалнинг термик деформацияланиши ва ҳамма материалларни ҳам пайвандлаб бўлавермаслигидир.

Пайвандлаш усуллариининг тури кўп, улардан энг кўп қўлланиладигани электр энергиясидан ва газ алангасидан фойдаланиб пайвандлаш усуллариidir. Саноат ва қурилишда, асосан, электр энергияси ёрдамида пайвандлаш усулидан фойдаланилади, чунки бу усул бошқа усулларга қараганда қулай ва тежамли бўлиб, пайвандлаш ишларини кенг қўламда автоматлаштириш мумкин.

Муайян бир жойда бажариладиган ишларда (саноат корхоналарида) бутунлай автоматлаштирилган пайвандлаш усулидан фойдаланиш юқори сифатли чок ҳосил қилишга ва иш унумини 20 баравар оширишга имкон беради.

Ҳозирги вақтда флюс қатлами остида автоматик ва ярим автоматик пайвандлаш мосламалари ишламоқда.

Электр энергиясидан фойдаланиб пайвандлаш икки турга: электр ёйи ёрдамида ва контактлаб пайвандлаш турларига бўлинади.

1. Электр ёйи ёрдамида пайвандлаш. Бу усулда уланадиган жой электр ёйи воситасида қиздирилади ва унга пайвандлаш метали суюқлантириб тушурилади. Пайвандлаш метали сифати сиртига бўр билан суюқ шиша аралашмаси қопланган стержень – электроддан фойдаланилади. Бунда электрод ток манбаининг бир қутбига, пайвандланадиган металл эса иккинчи қутбига уланади.

2. Контактлаб пайвандлаш. Бу усул уланадиган деталлардан кучи бир неча минг ампер бўлган электр токи ўтказилганда уларнинг бир-бирига тегиб турган (контактда бўлган) жойида қаршилик юқори бўлганлигидан кўп миқдор иссиқлик ҳосил бўлишига асосланган. Бунда ҳосил бўлган иссиқлик деталларнинг уланадиган жойларини жуда пластик ҳолатга келтиради ёки суюқлантиради. Бунда деталлар бир-бирига маълум куч билан сиқилса, пайванд чок ҳосил бўлади.

Пайвандлаш воситасида деталларни учма-уч, устма-уст ва бурчак остида улаш мумкин.

Пайванд чоклар, шаклига қараб, учма-уч ва бурчакли чокларга бўлинади.

Турли шаклдаги деталларни бир-бирига улашда юқорида айтилган чокларнинг бир туридан ёки деталь учларининг жойлашувига қараб, бир йўла иккала туридан фойдаланиш мумкин.

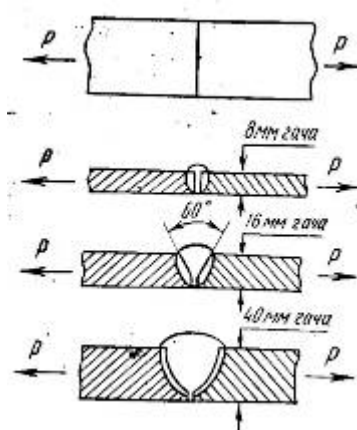
Бир текисликда жойлашган деталларни улаш учун, кўпинча, учма-уч чокдан фойдаланилади.

Учма-уч бирикма.

Деталларнинг бир текисликда жойлашган икки учини бир-бирига учма-уч пайвандлаш натижасида учма-уч бирикма ҳосил бўлади. Бундай бирикмадаги пайванд чок учма-уч чок дейилади.

Деталларни учма-уч чок воситасида улаш пайванд бирикмаларининг энг оддий ва энг пишиқ туридир.

Уланадиган элементларнинг қалинлигига қараб, учма-уч чок ҳар хил шаклда бўлиши мумкин (4.4 –расм).



4.4-расм. Учма-уч бирикма

Шуни назарда тутиш керакки, 4.4-расмда дастаки пайвандланган ҳол келтирилган, деталлар автоматик пайвандланадиган ҳолларда элементларнинг қалинлиги бирмунча катта, кертиш бурчаклари эса кичикроқ қилинади.

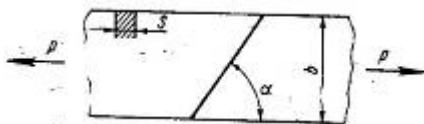
Одатда, уланадиган деталларнинг учлари махсус ишловдан ўтказилиб, пайвандлаш учун тайёрланади. Бу иш анча оғир бўлса-да, бирикмаларнинг сифатини яхшилайти ва қўйилган талабларни тўла қондиради. Пайванд чокларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда чокнинг кўндаланг кесими таъсир этаётган кучланиш қиймати унинг ҳамма нуқталарида бир хил деб қабул қилинади. Тажриба шуни кўрсатадики, учма-уч чоклар учун бундай қилиниши ҳисоблашнинг аниқлик даражасига деярли таъсир этмайди. Учма-уч бирикмага чўзувчи P куч таъсиридан деталларнинг кўндаланг кесимида қандай кучланиш ҳосил бўлса, пайванд чокда ҳам шундай кучланиш ҳосил бўлади. Шунинг учун пайванд чок ҳам чўзилиши ёки сиқилишга қуйидагича ҳисобланади:

$$\sigma = \frac{P}{ls} \leq [\sigma'] \quad (1)$$

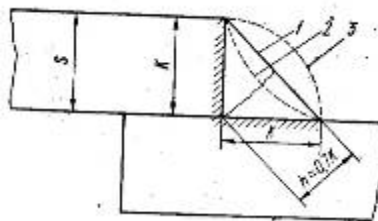
бу ерда l – чокнинг ҳисоблаш учун қабул қилинган узунлиги; s – листнинг пайванд қилинган жойидаги қалинлиги; $[\sigma']$ – чок материали учун рухсат этилган кучланиш. Бу кучланишнинг қиймати пайвандлаш усули ва электродларнинг сифатига боғлиқ (7-жадвал). $[\sigma']$ нинг пайвандланган листлар учун рухсат этилган кучланиш $[\sigma]$ га нисбати учма-уч чокнинг мустаҳкамлик коэффиценти деб аталади:

$$\varphi = [\sigma'] / [\sigma] \quad (2)$$

φ нинг қиймати 0,9 билан 1,0 оралиғида бўлиши мумкин. Бу деган сўз листлар учма-уч уланганда пайванд чокнинг мустаҳкамлиги листнинг мустаҳкамлигига деярли тенг бўлади, демакдир. Агар бирор сабабга кўра, учма-уч чокнинг мустаҳкамлигини ошириш зарур бўлиб қолса, у ҳолда бир томонга оғдириш ҳисобига чок узайтирилади (14 шакл). Бундай чокнинг мустаҳкамлиги ҳам $[\sigma'] = [\sigma]$ деб қабул қилингани ҳолда, (1) формула воситасида ҳисобланади. Шуни назарда тутиш керакки, автоматик пайвандлаш йўли билан ҳосил қилинган чокларнинг кўпчилиги учун доимо $[\sigma'] = [\sigma]$ деса бўлади.



4.5-расм. Оғма чокли учма-уч бирикма

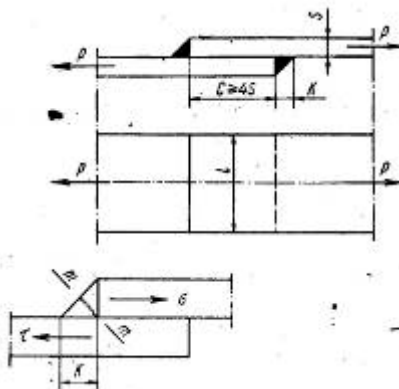


4.6-расм. Бурчакли чок:

1 – нормал, 2 – ботик, 3 - қабарик.

Устма – уст бирикма .

Уланиши лозим бўлган икки деталнинг, масалан, икки листнинг бири иккинчиси устига қўйилиб пайвандланса, устма-уст бирикма ҳосил бўлади. Бундай ҳолларда пайванд чокнинг кўндаланг кесими учбурчак шаклида бўлади ва бурчакли ёки валиксимон чок деб аталади. Бурчакли чокнинг томонлари ҳамма вақт ҳам текис бўлавермайди. Унинг шакли нормал, ботиқ ёки кабарик бўлиши мумкин (4.6-расм). Кабарик чок деталнинг уланган жойдаги кесимини сезиларли даражада ўзгартиради, бу эса, ўз навбатида, шу ерда кучланишларнинг қўшимча тўпланишига сабаб бўлади. Анна шу нуқтаи назардан олганда, чокларнинг ботиқ бўлгани яхши. Аммо чокларни ботиқ қилиш қўшимча меҳнат талаб этади. Шунинг учун аксарият чоклар нормал шаклда тайёрланади. Лекин ўзгарувчан куч таъсир этадиган ҳолларда чокнинг ботиқ бўлгани маъқул. Чокнинг катети (k) ва баландлиги (h) бурчакли чокларни ҳарактерловчи асосий ўлчамларидир. Қалинлиги 3 мм дан катта бўлган листлар учун катетнинг энг кичик қиймати 3 мм бўлиши мумкин. Кўпинча, $k \cdot s$ ва $h \cdot k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ бўлади. Листларни устма-уст пайвандлашда чокларни таъсир этаётган куч йўналишига тик қилиб (4.7-расм), параллел қилиб (4.8-расм) ва маълум бурчак ҳосил қилиб (4.9-расм) жойлаштириш мумкин, биринчи ҳолда пайванд чок рўпара чок деб, иккинчи ҳолда – ёнбош чок, учинчи ҳолда эса қийшиқ чок деб аталади.



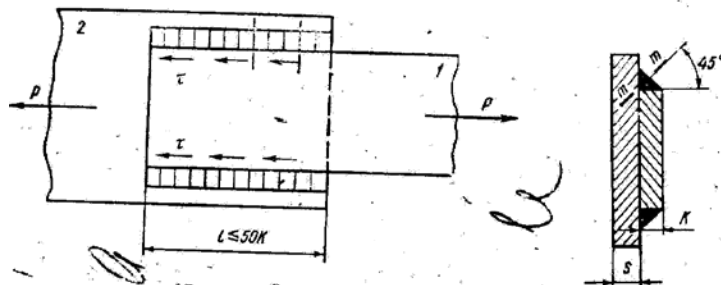
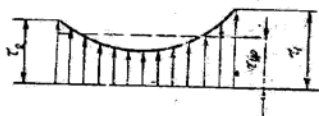
4.7-расм. Рўпара чок

Тажрибадан маълум бўлишича, бурчакли чокларнинг қандай жойланишидан қатъий назар, улар учбурчак тўғри бурчагининг биссектрисаси орқали ўтган ($m - m$) кесим (16-шакл) бўйлаб таъсир этувчи уринма кучланишдан емирилади. Одатда, чокда уринма кучланиш τ дан ташқари, нормал кучланиш σ ҳам ҳосил бўлади. Лекин σ нинг қиймати нисбатан кичик бўлгани учун чокни ҳисоблашда унинг таъсири эътиборга олинмайди.

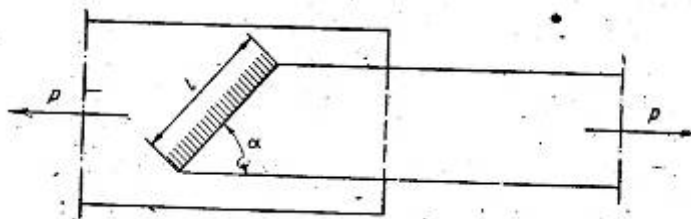
Чокка таъсир этувчи куч ва кучланиш унинг ҳамма нуқталарида ҳам бир хил бўлавермайди – деталларнинг бикрлиги ва чокнинг узунлигига боғлиқ бўлади. Аммо ҳисоблашни соддалаштириш мақсадида куч ҳамма нуқталарга тенг таъсир этади ва кучланиш чок кесимининг ҳамма жойида бир хил бўлади деб қабул қилинади (4.8-расм).

Ёнбош чок (4.8-расм) қуйидаги формула ёрдамида ҳисобланади:

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



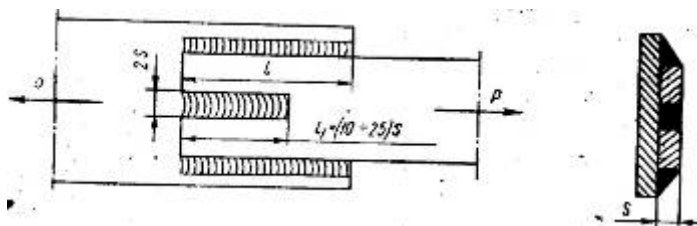
4.8-расм. Ёнбош чок



4.9-расм. Қийшиқ чок

бу ерда $0,7k \approx k \sin 45^\circ$ – чокнинг биссектрисаси бўйлаб ўтувчи кесимнинг баландлиги. Одатда, ёнбош чокларнинг узунлиги $l \leq 50 k$ қилиб олинади. Борди-ю, чокнинг бу шартдан олинган узунлиги қўйилган талабга жавоб бера олмаса, у ҳолда деталларнинг ўртасидан қўшимча чок ўтказиб, бирикманинг мустаҳкамлигини ошириш мумкин (4.10-расм). Бу ҳолда мустаҳкамлик шarti қуйидагича бўлади:

$$\tau = \frac{P}{2k(0,7l_{\text{ен}} + l_1)} \leq [\tau']$$



4.10-расм. Қўшимча чок билан бириктириш.

бу ерда $k \cdot s$ эканлиги назарда тутилган. Агар ёнбош чоклар куч таъсир этаётган йўналишга нисбатан икки томонда ҳар хил масофаларда жойлашган бўлса, у

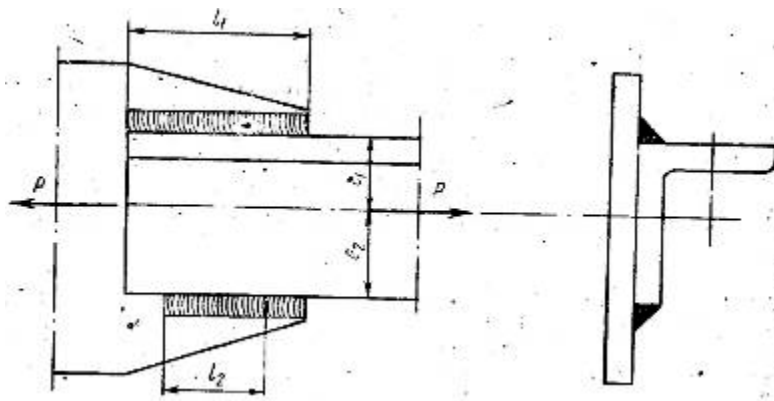
ҳолда, ҳар томондаги чокнинг узунлиги шу чокдан деталнинг оғирлик марказигача бўлган масофага тескари пропорционал тарзда олинади. Масалан, ҳар томондаги чокдан деталнинг марказигача бўлган масофа e_1 ва e_2 бўлсин (20-шакл). У ҳолда ҳар томондаги чокнинг узунлиги ҳар хил бўлиб, уларнинг қийматини $e_1/l_2 = e_2/l_1$ муносабатдан аниқлаш мумкин. Бу ҳолда икки томондаги чок бир хил ишлайди. Шунинг учун мустаҳкамлик қуйидагича ҳисобланади:

$$\tau = \frac{P}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau']$$

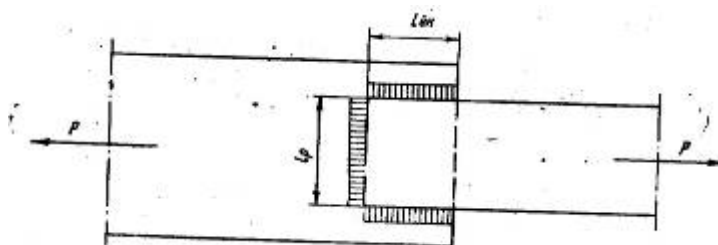
Агар ёнбош чокли бирикмага момент таъсир қилса, чокдаги кучланиш қуйидагича бўлади:

$$\tau = \frac{M}{W_p}$$

бу ерда W_p – чокнинг емириладиган кесимининг буралишга бўлган қаршилик моменти; унинг қиймати, кесимнинг шаклига қараб, материаллар қаршилиги курсида келтирилган формулалар асосида топилади. Амалда кўпроқ учрайдиган чоклар ($l < b$) учун $W_p * 0.7klb$ қилиб олинади.



4.11-расм. Ҳар хил узунликдаги ёнбош чок билан бириктириш.



4.12-расм. Ёнбош ва рўпара чокнинг бир вақтда ишлатилиши.

Гарчи рўпара чокда нормал ва уринма кучланишлар вужудга келиб, уларнинг таъсири мураккаб бўлса-да, аммо уни ҳисоблаш ёнбош чокни ҳисоблашдаги кабидир. Агар бирикмада рўпара чок битта бўлса,

$$\tau = \frac{P}{0,7 kl} \leq [\tau'],$$

иккита бўлса (устма-уст қўйилган листлар ҳам устидан, ҳам остидан пайвандланган бўлса),

$$\tau = \frac{P}{2 \cdot 0,7 kl} \leq [\tau']$$

бўлади. Зарур ҳолларда устма-уст қўйилган листларнинг бир-бирига тегиб турган қисмлари ҳар томонидан пайвандланиши, яъни бир вақтнинг ўзида ёнбош ва рўпара чок ишлатилиши мумкин (4.12-расм).

Бундай ҳолларда, чўзувчи куч таъсир этаётган бўлса. Кучланиш қуйидагича ифодаланади:

$$\tau_p = \frac{P}{0,7k(2l_{\text{ён}} + l_2)} \leq [\tau']$$

момент таъсир этаётган бўлса, кучланиш

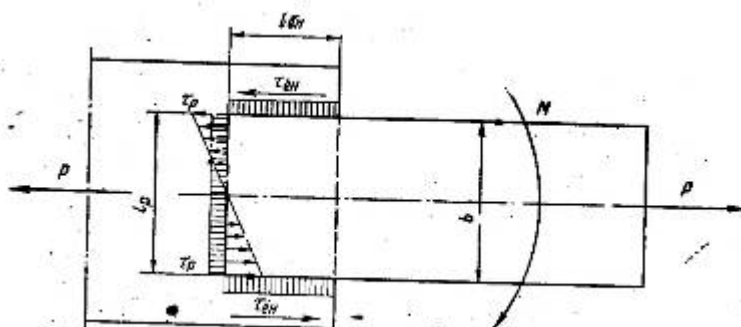
$$\tau_m = \frac{P}{0,7 kl_{\text{ён}} l_p + \frac{1}{6} \cdot 0,7 kl_p^2} \leq [\tau']$$

формуладан топилади, бир вақтнинг ўзида ҳам куч, ҳам момент таъсир этаётганда эса (4.13-расм) кучланиш қуйидагича бўлади:

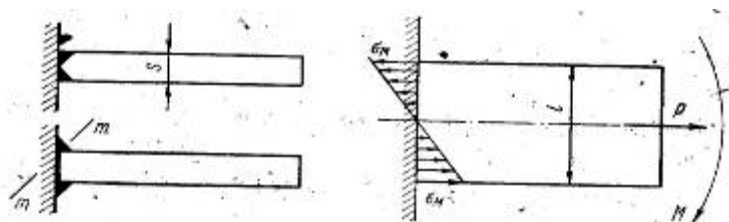
$$\tau = \tau_m + \tau_p \leq [\tau']$$

Деталларнинг бир-бирига тик қилиб пайвандлашда учма-уч ёки бурчакли чокдан фойдаланиш мумкин (4.14-расм). Агар учма-уч чокдан фойдаланилса, деталнинг пайвандланадиган қиррасига қўшимча ишлов берилади; бурчакли чокдан фойдаланилганда эса қиррага қўшимча ишлов бериш шарт эмас. Шаклда келтирилган бирикма биринчи ҳолда

$$\sigma = \frac{6M}{sl^2} + \frac{P}{sl} \leq [\sigma']$$



4.13-расм. Куч momenti таъсиридаги мураккаб чок.



4.14-расм. Деталларни ўзаро тик қилиб бириктириш.

Формула асосида, иккинчи ҳолда эса

$$\tau = \frac{6M}{2 \cdot 0,7 kl^2} + \frac{P}{2 \cdot 0,7 kl} \leq [\tau']$$

формула асосида ҳисобланади.

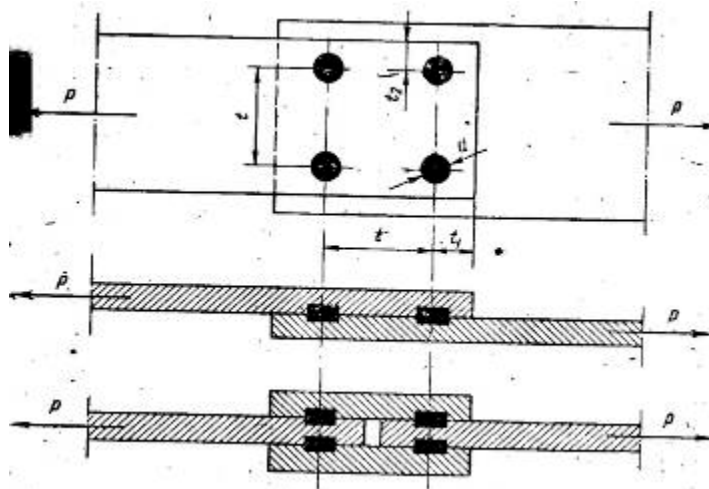
Контактлаб пайвандлаш.

Листлар учма–уч контактлаб пайвандланса, чокнинг мустаҳкамлиги листнинг мустаҳкамлигига тенг бўлади. Шунинг учун бундай ҳолларда чокни алоҳида ҳисоблаб ўтиришга ҳожат қолмайди.

Листлар контактлаб устма-уст икки хил усулда пайвандланиши мумкин, булардан бири нуқтавий (4.15-расм), иккинчиси лентавий (4.16-расм) пайвандлаш усулларидир. Нуқтавий пайвандлашда листларнинг пайвандланадиган қисмлари устма-уст қўйилади ва бир нечта нуқтасида бириктирилади. Бунда ҳар бир нуқтанинг диаметри листнинг қалинлиги s га қараб танланади, яъни $s \leq 3$ мм бўлса, $d \in [1,2s; 4]$ мм қилиб, $s > 3$ мм бўлганда $d \in [1,5s; 5]$ мм қилиб олинади.

Одатда, нуқталар орасидаги ва қирралардан энг четдаги нуқталаргача бўлган масофалар қуйидагича қилиб олинади (4.15-расм):

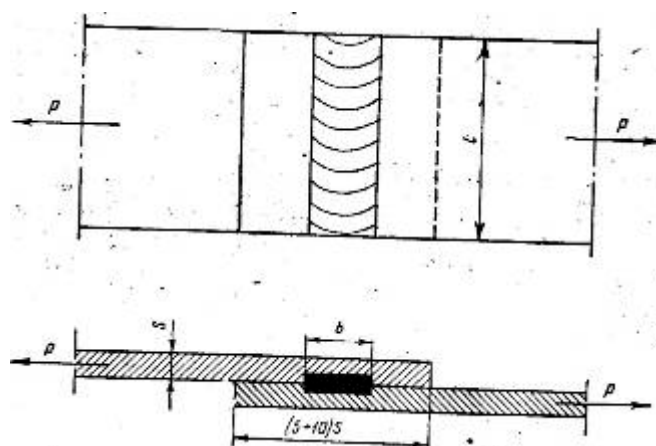
$$t \geq 3d; t_1 \geq 2d; t_2 \geq 1,5d.$$



4.15-расм. Контакт усулида нуқтавий пайвандлаш.

Бундай бирикмаларнинг мустаҳкамлиги нуқталарнинг қирқилиши назарда тутилгани ҳолда ҳисобланади, масалан,

$$\tau = \frac{P}{z \cdot \frac{\pi d^2}{4} i} \leq [\tau']$$



4.16-расм. Контакт усулида лентавий пайвандлаш.

Бу ерда z – пайванд нуқталар сони; i – ҳар бир нуқтада қирқилиши мумкин бўлган текисликлар сони.

Нуқталар сон a уларнинг диаметрларини ўзгартириш йўли билан исталган мустаҳкамликка эришиш мумкин.

Контактлаб пайвандлашнинг лентавий тури листларнинг бириктириладиган қисмларида лента шаклидаги чок ҳосил қилишдан иборат. Бундай чокдаги кучланиш қуйидагича аниқланади:

$$\tau = \frac{P}{bl} \leq [\tau']$$

бу ерда b – пайванд чокнинг эни; l – чокнинг узунлиги (4.16-расм).

Пайванд чоклар учун рухсат этилган кучланишлар.

Пайванд чокларни ҳисоблашнинг юқорида келтирилган формулаларидаги рухсат этилган кучланишларнинг қиймати 7-жадвалдан олинади. Агар деталга таъсир этаётган кучланиш ўзгарувчан бўлса, у ҳолда жадвалдан олинган кучланиш қийматини γ коэффициентга кўпайтириш керак. Бу коэффициент қуйидагича аниқланади:

$$\gamma = \frac{1}{0,6K + 0,2 - (0,6K - 0,2)r'}$$

бу ерда K – кучланишлар концентрациясининг коэффициенти, унинг қиймати 8-жадвалда келтирилган; r – асимметриклик коэффициенти.

7-жадвал

Ҳар хил пўлат деталлардан тузилган ва ўзгармас нагрузка таъсирида бўлган пайванд бирикмалар учун рухсат этилган кучланишлар

Пайвандлаш усули	Чокдаги кучланиш	рухсат	этилган
	$[\sigma'_c]$	$[\sigma'_{\text{эз}}]$	$[\tau_{\text{кес}}]$

Э42А ва Э50А электродлари билан дастаки ва плюс қатлами остида автоматик пайвандланганда	$[\sigma_q]$	$[\sigma_q]$	$0,65[\sigma_q]$
--	--------------	--------------	------------------

Учма-уч контактлаб пайвандланганда.

Э42 ва Э50 электродлари билан дастаки пайвандланганда ва газ воситасида пайвандланганда.	$0,9[\sigma_q]$	$[\sigma_q]$	$0,6[\sigma_q]$
--	-----------------	--------------	-----------------

Контактлаб нуқтавий ва лентавий пайвандланганда.			$0,6[\sigma_q]$
---	--	--	-----------------

Бу жадвалда $[\sigma_q]$ - бириктириладиган деталь материали учун рухсат этилган
чўзувчи кучланиш.

8-жадвал

Пайвандлаш чоклар учун кучланишлар концентрацияси
коэффициентларининг қиймати.

Ҳисобланаётган элемент	К	
	Ст. 3 маркали пўлат	Кам легирлан- ган 15 ХСНА типидаги пўлат
Бириктирилган деталнинг учма-уч чокка ўтиш жойи..	1,5	1,9
Деталнинг рўпара чокка ўтиш жойи	2,7	3,3
Деталнинг ёнбош чокка ўтиш жойи	3,5	4,5
Тагигача тўла суюқлантириб ҳосил қилишга учма- уч чок	1,2	1,4
.....	2,0	2,5
Бурчакли рўпара чок	3,5	4,5

Пластмассадан тайёрланган деталларни пайвандлашнинг ўзига хос хусусиятлари

Аввало шуни айтиш керакки, асосан термопластлардан тайёрланган элементларгина пайвандлаш усули билан уланиши мумкин. Умуман олганда, конструкцияси ва пайвандлаш усуллари жиҳатидан пластмассада ясалган деталларни пайвандлаш металл элементларни пайвандлашга жуда ўхшаш. Пластмасса деталларни ультратовуш ва юқори частотали токдан фойдаланиб, шунингдек, бир-бирига ишқалаш йўли билан пайвандлаш ҳам мумкин. Бундан ташқари, металлларда пайванд чокнинг мустаҳкамлиги деталь материалининг мустаҳкамлигига деярли тенг бўлади. Пластмассаларда эса мустаҳкамлиги деталниқидан сезиларли даражада фарқ қилади. Масалан, учма-уч чокнинг қирқилиш билан эгилишдаги мустаҳкамлиги асосий материал мустаҳкамлигининг 65 процентини, чўзилишдаги мустаҳкамлиги 75 процентини, сиқилишдаги мустаҳкамлиги эса 85 процентини ташкил этади. Металлларни пайвандлашда чок ўрнини бир неча минг градусга қиздириш лозим бўлса, пластмассалар учун 200°-300°С температура кифоя.

Пластмасса пайванд бирикмалари қуйидаги формулалар асосида ҳисобланади:

Учма-уч чоклар учун $P = ls[\sigma_{\text{ч}}]\varphi$;

Устма-уст чоклар учун $P = 0,7kl[\sigma_{\text{сл}}]\varphi$,

бу ерда P – нагрузка; $\{\sigma_{\text{ч}}\}$ ва $\{\sigma_{\text{сл}}\}$ пайвандланаётган элемент материалларининг чўзилишдаги ва силжишдаги рухсат этилган кучланишлари; φ - чокларнинг мустаҳкамлик коэффициенти (учма-уч чоклар учун бу коэффициент 0,7-0,75 қилиб, устма-уст чоклар учун эса 0,65 қилиб олинади).

Термореактив пластмассада тайёрланган деталларни пайвандлаш усули билан бириктириб бўлмайди. Шунинг учун бундай деталлар елимлаш йўли билан бириктирилади. Елимлаш усули эса сўнгги йилларда саноат кенг қўламда қўлланила бошлади. Елимлаб бириктириш учун, кўпинча, синтетик смолалар асосида тайёрланган елимлар ишлатилади.

4.3.Резьбали бирикмалар.

Деталларни резьба воситасида бириктириш қадимдан маълум бўлиб, ажраладиган бирикмаларнинг энг кўп тарқалган ва муҳим туридир. Болт, винт, шпилка воситасида ажраладиган бирикма ҳосил қилиш резьбали бирикмаларнинг хусусий ҳоллари бўлиб, машиналарнинг улар воситасида

йиғилган узеллари керак бўлган вақтда айрим деталларга ажратилиши ва зарур вақтда Яна йиғилиши мумкин. Бундай бирикмалар ҳосил қилишга имкон берадиган асосий қисм резба бўлганлиги учун уларнинг ҳаммаси резбали бирикмалар дейилади.

Резбали бирикмаларнинг афзалликлари шундан иборатки, улар нисбатан катта нагрузка таъсирида етарли даражада ишончли ишлайди; уларни ажратиш ва йиғиш қийинчилик туғдирмайди; турли шароитда ишлайдиган резбали деталлар кўплаб ишлаб чиқарилиши мумкин; нисбатан арзон туради; ҳамма ўлчамлари стандартлаштирилган (ГОСТ 9000-59, ГОСТ 8724 – 58, ГОСТ 9150-59).

Ўзгарувчан куч таъсирига чидамлилиги етарли эмаслиги ва айрим ҳолларда махсус резбали деталлар тайёрлашнинг технологик нуқтаи назардан бирмунча қийинлиги резбали бирикмаларнинг камчилигидир.

Резба ҳақида умумий маълумот.

Маълум шаклдаги текислик, масалан abc учбурчаклик бирор ўқ атрофида винт чизиги бўйлаб айлантирилса (4.17-расм), бу текисликнинг ён томонлари резбанинг сиртини ҳосил қилади. Айлантирилган текислик, масалан, учбурчаклик резбанинг профили деб аталади. Шунинг учун унинг шаклига қараб, резбалар учбурчаклик, тўғри тўртбурчаклик, трапециявий ва доиравий профили бўлиши мумкин. Маҳкамлаш деталлари сифатида, асосан учбурчаклик профили резбадан фойдаланилади, чунки бундай резбаларда ишқаланиш бир мунча катта бўлиб, мустаҳкамлиги нисбатан юқоридир. Бунга ишонч ҳосил қилиш учун учбурчаклик ва тўғри тўртбурчаклик профилларни солиштириб кўриш кифоя. Масалан, винтга ўқ бўйлаб таъсир этаётган кучни гайканинг резбаси нормал кучлар тарзида қабул қилаётган бўлсин. Агар шартли равишда бу кучлар бир нуқтага йиғилган деб қабул қилинса (4.18-расм), у ҳолда резбадаги ишқаланиш кучи тўғри тўртбурчаклик профили резбалар учун

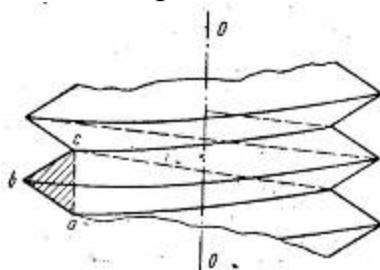
$$F \cdot N_2 f \cdot P f,$$

Учбурчаклик профили резбалар учун эса

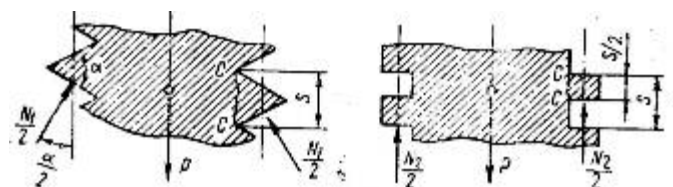
$$F = N_1 f = P \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = p f'$$

бўлади. Бу ерда f – ишқаланиш коэффицентининг ҳақиқий қиймати, $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ -

ишқаланиш коэффицентининг келтирилган қиймати.



4.17-расм.

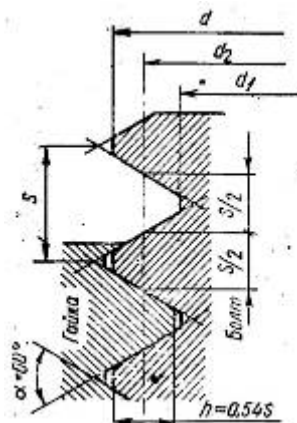


4.18-расм.

Учбурчаклик профили резъбалар ($\alpha \approx 60^\circ$) учун $\cos \alpha/2$ қиймати бирдан кичик бўлганлигидан $f' > f$ бўлади. Бундан ташқари 4.18-расмдан кўриниб турибдики, қадамларининг қиймати бир хил бўлгани ҳолда учбурчаклик профили резъбаларда кесилишга ишлайдиган с-с кесик юзи тўғри тўртбурчаклик профелли резъбаларникига қараганда икки мартача катта бўлади.

Агар тежимлик бирор ўқ атрофида винт чизиғи бўйлаб чапдан ўнгга томон айлантирилса, ўнақай резба, ўнгдан чапга томон айлантирилганда эса чапақай резба ҳосил бўлади. Борди-ю профилларнинг сони икки ёки ундан ортиқ бўлиб, улар бир-бирига параллел равишда ёнма-ён жойлаштирилган ҳолда винт чизиғи бўйлаб айлантирилса, икки ёки ундан ортиқ киримли резба ҳосил бўлади. Шунинг учун резъбалар бир киримли, икки киримли, уч киримли ва ҳоказо турларга бўлинади.

Деталларни маҳкамлаш учун мўлжалланган резъбалар асосан бир киримли бўлади.



4.19-расм. Метрик резъбанинг асосий геометрик ўлчамлари.

Резъбалар цилиндрик ёки конуссимон сиртда бўлиши мумкин. Кўпинча цилиндрик сиртдаги резъбалардан фойдаланилади. Конуссимон сиртдаги резъбалар жипс бирикмалар ҳосил қилиш мақсадида ишлатилади. Резба цилиндр ёки конуснинг ички ёки сиртқи сиртида бўлиши ҳам мумкин. Биринчиси ички, иккинчиси эса сиртқи резба дейилади. Агар резъбанинг ўлчамлари мм ҳисобида ифодаланса, бундай резба метрик резба деб, дюм билан ифодаланганда эса дюмий резба деб аталади. Бундан ташқари, учбурчаклик профили метрик резъбаларда профиль бурчаги 60° га тенг (4.19-расм), дюмий резъбаларда эса бу бурчак 55° га баравардир. Дюмий резба

илгари вақтларда тайёрланган ёки чет эллардан келтирилган машиналарга запас қисмлар тайёрлашда ишлатилади. Трубаларни бир-бирига бирлаштириш учун дюмий резьбанинг махсус туридан фойдаланилади. Гарчи бундай резьба профилининг бурчаги 55° бўлиб, ўлчамлари дюм ҳисобида берилса ҳам, аслида унинг ўлчамлари шартлидир. Масалан, труба сиртидаги резьбанинг сиртки диаметри бир дюмли деб белгиланган бўлса, у одатдагидек 25,4 мм эмас, балки 33,25 мм га тенг бўлади.

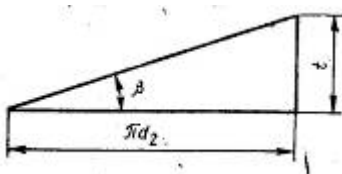
Қуйида асосан метри резьбалар ҳақида гап юритилади. Резьбанинг асосий геометрик ўлчамларини келтириб ўтамиз (4.19-расм): d – резьбанинг сиртки диаметри; d_1 – резьбанинг ички диаметри; d_2 – резьбанинг ўрта диаметри; h – резьба профилининг баландлиги (гайга винтга бураб киритилганда резьбаларнинг ўзаро тегиб турадиган сирти биландлиги); S – резьбанинг қадами (винтга икки қўшни қўшни ўрами орасида ўқ бўйлаб ўлчанган масофа); t – резьба йўли (бир марта тўла айланган винтнинг ўқ бўйлаб силжиган масофаси; бир киримли резьбалар учун $t = S$, кўп киримли резьбалар учун эса $t = nS$; (бу ерда n – киримлар сони); α – резьба профилининг бурчаги; β – кўтарилиш бурчаги (бу бурчак резьба ўқиға тик текислик билан винт чизигиға ўтказилган уринма орасида ҳосил бўладиган бурчак).

Винт чизигининг бир ўрами текисликда ёйилса (4.20-расм), катетлари t ва πd_2 га тенг тўғри бурчакли учбурчаклик ҳосил бўлади. Бу учбурчакликда:

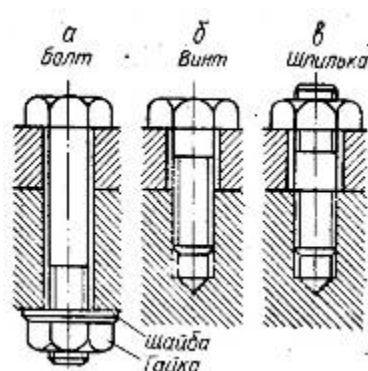
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{t}{\pi d_2}$$

Бирикма ҳосил қилишда резьбали деталлардан болт, винт, шпилька ва гайкалар ишлатилади.

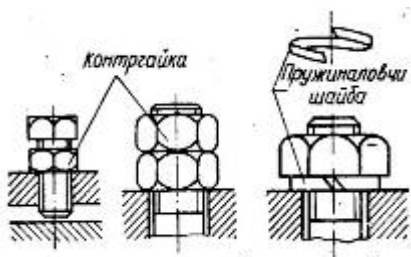
Болт бир учида ключ ёки отверка учун мўлжалланган каллаги, иккинчи учида эса гайка бураб киритиладиган резьбаси бўлган стержендир. (4.21-расм, а). Болтнинг гайка учун мўлжалланган резьбали учига гайка буралмай, бу учи бириктирилиши лозим бўлган деталға бураладиган бўлса, бундай болт винт дейилади. Винтнинг каллаги, кўпинча, отверка билан бурашға мослаб ясалади.



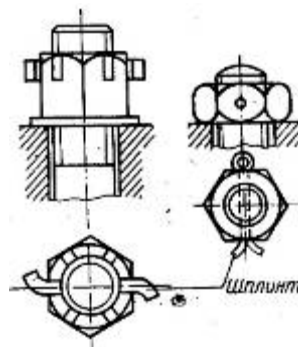
4.20-расм. Резьбанинг кўтарилиш бурчагини аниқлашға оид схемаси.



4.21-расм. Резьбали деталларнинг асосий турлари.



4.22-расм. Гайканинг контргайка воситасида маҳкамлаб қўйилиши.



4.23-расм. Гайканинг шплинт воситасида маҳкамлаб қўйилиши.

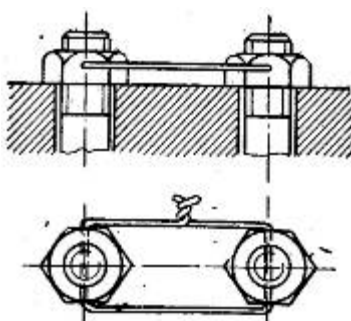
Агар стерженнинг икки учи резьбали қилиб ясалган бўлса, у шпилька деб аталади (4.21-расм, в).

Гайка болтли бирикмаларнинг асосий деталларидан биридир. Уни ички юзасида резьбаси бўлган, сирти олти ёки тўрт ёкли ёхуд доиравий шаклда тайёрланган ҳалқа деса бўлади.

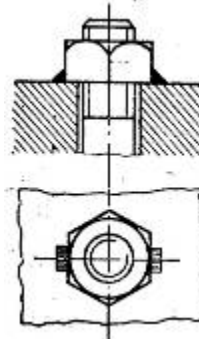
Ўзгарувчан куч ва момент таъсир этадиган бирикмаларда содир бўладиган кўнгилсиз воқеалардан бири уларнинг ўз-ўзидан бурилиб бўшашидир. Бунинг сабаби шуки, титраш натижасида резьбалардаги ишқаланиш камаяди ва бунинг оқибатида ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти йўқолади. Шунинг учун бундай бирикмаларда ҳал қилиниши лозим бўлган ишлардан бири ўз-ўзидан бурилишга барҳам беришдир.

Бунга қуйидаги усуллар билан эришиш мумкин.

1. Контргайка ва пружиналовчи шайба қўйиш (4.22-расм). Бунда қўшимча деталлар ҳисобига резьбадаги умумий қаршилиқ ортади.



4.24-расм. Гайканинг сим воситасида маҳкамлаб қўйилиши.



4.25-расм. Гайканинг пайвандлаш йўли билан маҳкамлаб қўйилиши.

2. Шплинт ёки симдан фойдаланиш (4.23 ва 4.24-расмлар). Бунда гайка болт стерденига шплинт ёки сим воситасида маҳкамлаб қўйилади.

3. Пайвандлаш усулидан фойдаланиш. Бунда гайка деталга пайвандлаб қўйилади (4.25-расм).

**Гайкага қўйилган буровчи момент билан винтга ўқ бўйлаб таъсир
этувчи
куч орасидаги боғланиш.**

Агар винтга ўқ бўйлаб P куч таъсир этаётган бўлса, унга гайкани бураб киритиш учун ключга буровчи T_k момент қўйилиб, гайка буралиши керак (4.26-расм). Бураш жараёнида гайка-винт жуфтида ҳосил бўладиган кучларнинг ўзаро нисбатини қуйидаги шартдан фойдаланиб аниқлаш мумкин:

$$A_k * A_t]A_p]A,$$

бу ерда A_k – ключга қўйилган моментнинг бажарган иши; A_t – гайканинг деталга тегиб турган сиртида ҳосил бўлган ишқаланиш кучининг бажарган иши; A_p – резьбадаги ишқаланиш кучининг бажарган иши; A – P кучнинг ўқ бўйлаб йўналишида бажарган иши. Гайка бир марта тўла айлантирилганда бажарадиган иш билан таъсир этувчи момент орасидаги муносабатни қуйидагича ифодалаш мумкин:

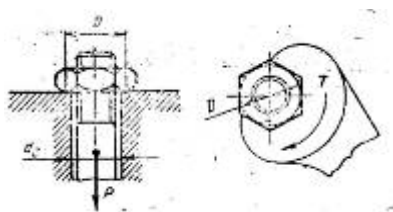
$$A_k * T_k \cdot 2\pi;$$

$$A_t * T_t \cdot 2\pi;$$

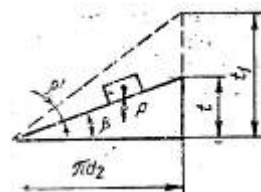
бу ерда T_t – гайканинг деталга тегиб турган юзасида ҳосил бўлган ишқаланиш кучининг momenti. Бу моментни қуйидагича аниқлаш мумкин (4.26-расм).

$$T_t * P \cdot f (D_{\text{ўр}}/2),$$

бу ерда $D_{\text{ўр}} * (D]d_c) / 2$ – ишқаланиш кучи таъсир этаётган доиранинг ўртача диаметри; D – гайка юзасининг сиртқи диаметри; d_c – винт учун мўлжалланган тешикнинг диаметри; f – ишқаланиш коэффициентини.



4.26-расм.



4.27-расм. Гайка – винт жуфтидаги
моментларни аниқлаш схемаси

Гайка бир марта тўла айланганда сарфланган иш ($A_p]A$) нинг қийматини оғирлиги P бўлган юкнинг қия текисликдаги ҳаракатига таққослаб аниқлаш мумкин. Текисликнинг кўтарилиш бурчаги резьбанинг кўтарилиш бурчаги β га, баланлиги эса резьбанинг йўли t га тенг қилиб олинади (4.27-расм). Маълумки,

қия текисликдан фойдаланиб юкни тепага кўтарганимизда бажарилган иш юкни кўтарилишга ва ишқаланиш кучини енгиласан сарфланади. Агар ишқаланиш кучи бўлмаганда эди, β бурчакли қия текисликда юкни кўтариш учун сарфланган иш ҳисобига шу юкни $\beta \geq \rho'$ бурчакли қия текисликда кўтариш мумкин бўлар эди.

Келтирилган ишқаланиш бурчаги қуйидагича топилади:

$$\rho' = \arctan f',$$

бу ерда f' – резбадаги ишқаланиш коэффициентининг келтирилган қиймати;

Юқорида айтилганлар асосида қуйидаги тенгликни ёзиш мумкин:

$$A_p \cdot A \cdot P_{t1} \cdot P_{\pi d_2} \cdot \tan(\beta \geq \rho').$$

Агар юқоридаги формулалардаги қийматлар соддалаштирилиб, икки томони 2π га қисқартирилса, қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$T_k = P \left[\left(D_{yp} / 2 \right) \cdot f + \left(d_2 / 2 \right) \cdot \tan(\beta + \rho') \right],$$

бу тенгликда $P f D_{yp} / 2$ – гайканинг деталга тегиб турган сиртидаги ишқаланиш кучининг моменти, $P (d_2 / 2) \cdot \tan(\beta + \rho')$ - резбадаги кучларнинг моменти.

Винтли жуфтнинг ўз-ўзидан тормозланиши ва унинг фойдали иш коэффициентини. Винтли жуфтнинг ўзгарувчан куч ва момент таъсиридан буралиб бўшамаслиги учун уларда ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлиши керак. Бу хусусиятни таъминловчи асосий шарт $\beta < \rho'$ дир, яъни резбанинг кўтарилиш бурчаги ундаги ишқаланиш бурчагидан кичик бўлиши керак. Маълумки, ишқаланиш бурчаги гайка билан винт орасидаги ишқаланиш кучига ҳамда уларнинг қандай материаллардан тайёрланганлигига боғлиқ. Маҳкамлаш деталари учун ишлатиладиган резбаларда кўтариш бурчаги одатда $1,5^\circ$ дан 4° гача бўлади. Ишқаланиш бурчаги эса, ишқаланиш коэффициентини қийматига қараб, 6° дан ($f \approx 0,1$ бўлганда) 16° гача ($f \approx 0,3$ бўлганда) етиши мумкин. Демак, маҳкамлаш деталари учун ишлатиладиган резбаларнинг ҳаммасида ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлади.

Винтли жуфтнинг фойдали коэффициентини гайкани буриш учун сарфланган ишнинг ишқаланиш йўқ деб фараз қилингандаги қийматини ишқаланиш мавжуд бўлгандаги қийматига бўлиш йўли билан, яъни $T_k : T_k$ нисбатдан топиш мумкин. Бу ерда T_k (46) формуладан топилади. T_k ҳам шу формуладан топилади, лекин бунда $f \neq 0$ ва $\rho' \neq 0$ деб фараз қилинади.

Юқорида айтилганлар назарда тутилса, қуйидаги ифода келиб чиқади:

$$\eta = \frac{T_k'}{T_k} = \frac{\tan \beta}{f \cdot D_{yp} / d_2 + \tan(\beta + \rho')};$$

бундан фақат резба учунгина тааллуқли бўлган қисми

$$\eta = \frac{\tan \beta}{\tan(\beta + \rho')}$$

бўлади.

Юқорида айтиб ўтилганидек, кўпчилик винтли жуфтларда ўз-ўзидан тормозланиш хусусияти бўлганлиги учун $\beta < \rho'$ бўлади. Шу сабабдан уларнинг

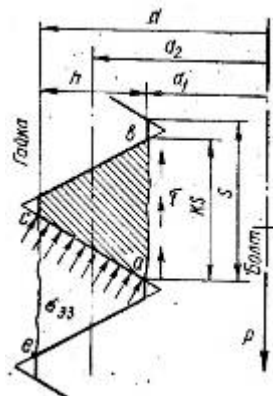
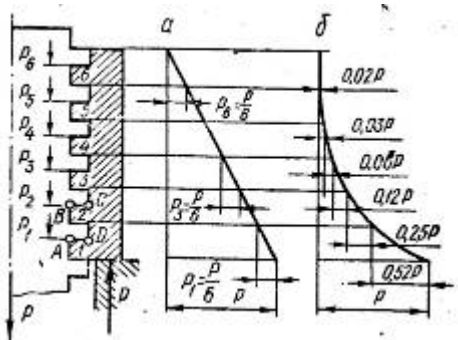
фойдали иш коэффициентини ҳамма вақт 0,5 дан кичик. Агар винтли жуфтнинг ўз-ўзидан тормозланишига зарурият бўлмаса, унинг фойдали иш коэффициентини кўтарилиш бурчаги β нинг қийматини катталаштириш эвазига ошириш мумкин. Бунинг учун кўп қиримли винтлардан фойдаланилади.

Шуни назарда тутиш керакки, β нинг қиймати ортиши билан резьбалар тайёрлаш бирмунча қийинлашади. Шунинг учун амалда резьбаларнинг кўтарилиш бурчаги 20° - 25° дан оширилмайди.

Резьбанинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш.

Резьбали бирикмаларда ўқ бўйлаб йўналган ва винт стерженини чўзадиган куч резьбанинг ҳамма ўрамларига ҳам бир хилда таъсир этавермайди. Бу масалани биринчи бўлиб текширган олим Н.Е.Жуковскийдир. Ўтказилган тадқиқотлар шуни кўрсатадики, резьбанинг куч таъсир этаётган томондан биринчи ўрамида бошқа ўрамлардагига қараганда каттароқ кучланиш ҳосил бўлади. Резьбаларга таъсир этувчи кучнинг резьба ўрамлари орасида бир текисда тақсимланмаслигининг кўпгина сабаблари бор. Анна шу сабаблардан бири шуки, ўқ бўйлаб таъсир этувчи кучдан винтдаги резьбанинг бир томонга, гайкадаги резьбанинг эса қарама-қарши томонга деформацияланишидир. Масалан, 6 ўрамли гайканинг биринчи ўрами таъсир этаётган кучнинг 52 процентини, иккинчи ўрами 25 процентини, учинчи ўрами 12 процентини, охириги ўрами эса атига 2 процентини қабул қилади (4.28-расм). Зарур бўлган тақдирда гайканинг ҳамма ўрамлар бир хилда ишлайдиган махсус туридан фойдаланилади. Лекин бундай гайкалар тайёрлаш технологик жиҳатдан бирмунча қийин.

Гайканинг ўрамлари орасида нагрузканинг тақсимланиш ҳарактерини аниқ билиш жуда қийин, чунки бунга юқорида келтирилган сабабдан ташқари, гайка тайёрлашнинг аниқлик даражаси ва гайканинг ишлашидаги ейилиш даражаси ҳам таъсир қилади. Шунинг учун амалда резьбаларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда таъсир этувчи куч винт ўрамлари орасида бир хил тақсимланади, деб қабул қилинади ва резьба иш сиртининг эгилиши ва а-в бўйича (4.29-расм) кесилиши ҳисобланади.



4.28-расм. Ўқ бўйлаб таъсир этувчи
кучнинг винт ўрамлари орасида
тақсимланиши.

4.29-расм.

Резбаларнинг эзилишини ҳисоблашда қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

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

бу ерда $z = \frac{H}{S}$ баландлиги H бўлган гайкадаги резьба ўрамларининг сони. Бу формула винтнинг резьбаси учун ҳам тадбиқ қилинаверади.

Резбаларнинг кесилиши қуйидаги формулалардан ҳисоблаб топилади:

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

гайка учун

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

бу ерда $K = \frac{ab}{S}$ ёки $K = \frac{ce}{S}$ резьбанинг турини ҳисобга олувчи коэффициент.

Учбурчаклик профили резьбалар учун $K \approx 0,8$; тўғри тўртбурчакли профили резьбалар учун $K \approx 0,5$; трапецияли профили резьбалар учун эса $K \approx 0,65$. агар винт ва гайканинг материали бир хил бўлса, винт резьбасининг ўзинигина ҳисоблаш kifoya, чунки $d > d_1$ бўлади. Гайканинг стандартда қабул қилинган баландлиги винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлиши керак, деган шартдан келиб чиқарилган. Агар $\tau \approx 0,6 \sigma_{\text{ок}}$ эканлиги назарда тутилса, винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлишини таъминлайдиган шарт қуйидагича ифодаланиши мумкин:

$$\frac{P}{\pi d_1 K H} = 0,6 \frac{P}{\pi d^2 / 4}$$

Агар $K \approx 0,8$ деб олинса, $H \approx 0,5 d_1$ бўлади. Бироқ амалда салбий таъсир кўрсатадиган айрим ҳоллар назарда тутилиб, резьбали деталлар учун ишлатиладиган гайканинг баландлигини $0,8d$ га тенг қилиб олиш тавсия этилади.

Резьбанинг стандартда келтирилган ўлчамлари винт стержени билан резьбасининг мустаҳкамлиги бир хил бўлишини таъминлайди. Шунинг учун болтли бирикмаларнинг лойиҳалашда, асосан, винт стерженининг зарур диаметригина ҳисоблаб топилади, қолган ўлчамлари эса тегишли ГОСТ дан олинади.

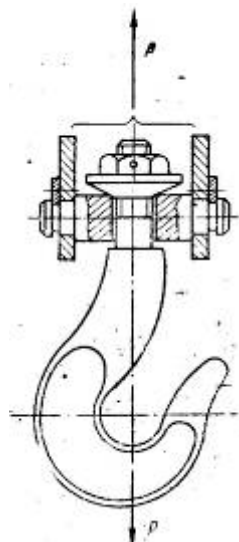
Нагрузка турлича таъсир туч болт стерженинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш.

1-ҳол. Болт стерженига фақат чўзувчи ташқи куч таъсир этади. Бунга сириб тортилган, яъни зўриқтирилмаган ҳолатда осиб қўйилган илгак мисол

бўла олади (4.30-расм). Унинг резьбали қисми ташқи Р куч таъсиридан чўзилишга ҳисобий диаметри бўйича текширилади:

$$\sigma = \frac{P}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]; \quad d_x = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\sigma]}}$$

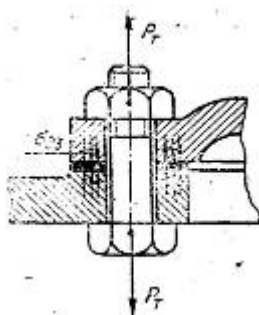
бу ерда $d_x \approx d - 0,94S$ d- резьбанинг сиртки диаметри, S - қадами, d_x нинг топилган қиймати тегишли ГОСТ да берилган маълумотга мослаштириб, болтнинг қолган ўлчамлари аниқланади.



4.30-расм. Юк кўтариш учун мўлжалланган илгак

2-ҳол. Болт сириб тортилган. Бунга герметик бўлиши талаб этиладиган қопқокларни сириб маҳкамлаш учун ишлатиладиган болтлар киради (4.31-расм). Бундай болтнинг стерженига сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган чўзувчи куч P_T ҳамда резьбалардаги буровчи момент T_p таъсир этади. P_T куч таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\sigma = \frac{P_x}{\pi d_x^2/4}$$



4.31-расм.

Буровчи T_p момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{\frac{1}{2} \cdot P_T d_2 \operatorname{tg}(\beta + \rho')}{0,2d_x^3}$$

Болт стерженининг мустаҳкамлиги σ ва τ ни эътиборга олувчи қуйидаги эквивалент кучланиш билан баҳоланади:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma]$$

Бажарилган ҳисоблар стандартда берилган ўлчамларда қилиб тайёрланган резьбалар учун $\sigma_{\text{экв}}$ ни топишдан кўра, соддалаштирилган қуйидаги формуладан фойдаланиш маъқул:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]$$

бу ерда 1,3 буровчи T_p момент таъсирида ҳосил бўлган кучланишни ҳисобга олувчи сон.

Амалда қилинган ишлар ва бажарилган ҳисоблар болтларнинг 10 мм дан кичик диаметрли стерженлари кичик микдордаги чўзувчи куч таъсиридан ҳам узилиб кетишини кўрсатди. Масалан, стерженнинг диаметри 6 мм бўлган болтни сириб тортишда ключга 45 Н куч қўйилса бас, у узилиб кетади. Шунинг учун, сириб тортишда ўқ бўйлаб таъсир этадиган чўзувчи P_T кучга катта аҳамият берилади.

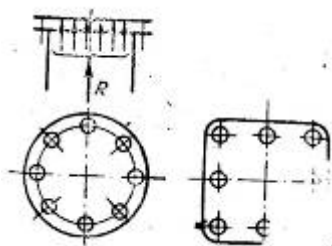
Сириб тортиш лозим бўлган ҳолларда болт диаметрининг 12 мм дан кичик бўлмаслигига ҳаракат қилиш керак. Боди-ю айрим сабабларга кўра бу тавсияни бажариш мақсадга мувофиқ бўлмаса, сириб тортишда пайдо бўладиган кучларни махсус динамометрик ключ воситасида назорат қилиб туриш лозим. Бундай ҳолларда чўзувчи кучнинг рухсат этилган қийматини шундай танлаш керакки, унинг таъсиридан болт стерженида ҳосил бўладиган кучланиш $0,4 \sigma_{\text{ок}}$ дан ортиқ бўлмасин. Бундан ташқари, зарур бўлиб қолган тақдирда, P_T нинг тахминий қийматини

$$P_T = \frac{T_k}{0,15d}$$

деб қабул қилиш мумкин, бу ерда T_k – ключга қўйилган момент; d – болт стерженининг диаметри.

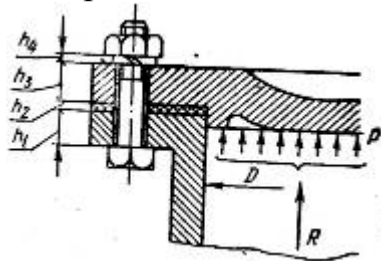
Одатда болтни ключ билан сириб тортиш учун битта ишчининг ўртача кучи 300 Н, ключ елкасининг узунлиги $15d$ деб қабул қилинади. Демак, $T_k \cdot 300 \cdot 15d \cdot 4500d$ бўлади. Бу шартлар билан бажарилган ҳисоблашнинг кўрсатишича, қўл билан сириб тортилган 12 мм ли болт стерженида 235 МПа, 20 мм ли болт стерженида эса 81,5 МПа кучланиш ҳосил бўлади. Шунинг учун диаметри 12 мм дан кичик бўлган болтларни сириб тортишда жуда эҳтиёт бўлиш керак.

3-ҳол. Болт сириб тортилган, ташқаридан болт стерженига чўзувчи куч таъсир этади. Бунга босим остида бўладиган герметик идишларнинг қопқоғини бириктирувчи болтлар мисол бўла олади (4.32-расм).



4.32-расм. Герметик идишлар қопқоқларининг болтлар билан бириктирилиши.

Бундай ҳолда болтлар сириб тортилганда идишнинг герметиклиги ва қопқоққа босим таъсир этганда унинг ҳеч кўтарилмай, идишдаги ҳаво ёки суюқликни ташқарига чиқариб юбормаслиги таъминланади. Бундай ҳолларда болт стерженини ҳисоблаш бирмунча қийин, чунки сириб тортилган болтнинг стержени чўзилган, бу болт воситасида бириктирилган деталлар эса сиқилган ҳолатда бўлади. Ташқи босим таъсирида болтнинг стержени кўшимча чўзилади, деталларнинг сиқиклиги эса бўшашади. Агар деталлар сиқиклигининг бўшашиш қиймати болт стерженининг чўзилиш қийматидан катта бўлса, қопқоқ билан идиш орасида бир қадар тирқиш ҳосил бўлиб, идишдаги ҳаво ёки суюқлик чиқиб кета бошлайди. Шунинг учун болтларни сириб тортишда улардаги чўзувчи кучнинг етарли даражада бўлишини таъминламоқ зарур, яъни таъсир этувчи босим остида деталларнинг сиқиклиги бутунлай йўқолиб кетмаслиги шарт. Бу деган сўз, таъсир этувчи босим миқдори номинал миқдорга етганда ҳам болт воситасида бириктирилган деталлар сиқилган ҳолатда бўлиши керак, демакдир. Фақат бу сиқикликнинг қиймати босим таъсир этмай тургандагига қараганда анчагина кичик бўлади.



4.33-расм.

Болт стерженини ҳисоблаш учун сириб тортишда ҳосил бўлган таранглик кучини P_T билан белгилаймиз. Агар болтлар сонини z – десак, битта болтга ташқаридан таъсир этувчи кучни $P = \frac{R}{z}$ деб олиш мумкин.

Юқорида айтилганларга кўра болтнинг P_T куч таъсирида чўзиқ ҳолатда бўлган стерженига ташқи P куч қўйилса, у кўшимча Δ_p ча чўзилади, деталларнинг сиқиклиги эса шунча бўшашади (4.33-расм). Бу деган сўз, ташқаридан таъсир этувчи нагруканинг бир қисми стерженни кўшимча чўзишга сарфланса, бир қисм деталларнинг сиқиклигини камайтиришга кетади, демакдир. Агар нагруканинг болт стерженини чўзишга сарфланган қиясини кўрсатувчи коэффициентни χ билан белгиласак, у ҳолда ташқи нагрукадан болтга қўшимча χP куч таъсир этади, деталларни сиқиб турган куч эса $(1-\chi)P$ қадар камаяди. Ташқи куч таъсиридан стерженлар қанча чўзилса, деталларнинг сиқиклиги шунча камаяди. Шунинг учун

$$\Delta_p = \chi P \lambda_b = (1-\chi)P \lambda_d$$

бўлади, бу ерда λ_b – болтнинг берилувчанлиги, бу катталиқ деформациянинг 1 Н нагрука таъсирида ўзгаришига сон жиҳатидан тенг λ_d – деталларга тегишли берилувчанлик; тенгликка биноан:

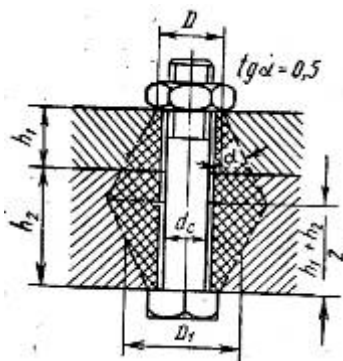
$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b - \lambda_d}$$

Одатда учраб турадиган конструкциялар учун:

$$\lambda_6 = \frac{l_6}{E_6 \cdot F_6}$$

бу ерда E_6 ва E_d – болтлар ва деталь материалларининг эластиклик модули; l_6 ва l_d – болт ва деталь кесимларининг юзлари; l_6 – болтнинг деформацияланувчи қисми узунлиги; $h_d \cdot h_1 \cdot h_2$ – деталлар қалинлигининг йиғиндиси (бу ерда $l_6 \approx h_d$ деса бўлади). l_d деганда детал кесимининг ҳамма юзи эмас, балки болт таранглигидан деформацияланадиган қисмининг юзи назарда тугилади. Унинг тахминий қийматини 43-шаклдан аниқлаш мумкин. Деформация гайка ва болт каллагининг сиртидан бошланиб, 30° бурчакли конус шаклида ёйилган бўлади деб тахмин қилинади. Конус ҳажмини цилиндр ҳажми билан алмаштириб, қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$D_1 = D + \frac{h_1 + h_2}{4} \quad \text{ва} \quad F_H = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_c^2)$$



4.34-расм.

Кўпинча, λ_6 ва λ_d ни аниқлаш анча қийинчиликлар туғдиради. Қилинган ҳисоблар ва экспериментал текширишлар χ нинг қиймати 0,2 – 0,3 оралиғида эканлигини кўрсатди. Шунинг учун амалда қилинадиган ҳисобларда

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_6 + \lambda_d} \approx 0,2 \dots 0,3$$

деб олиш мумкин. Шундай қилиб, келтирилган ҳол учун болт стерженларини қуйидаги тартибда ҳисобласа бўлади:

1. Таъсир этувчи нагрузка ўзгармас бўлган ҳол. Бунда ҳисоблашнинг асосий формуласи қуйидагича бўлади:

$$\sigma = \frac{1,3P_x}{\pi d_x^2 / 4} \leq [\sigma]$$

бу ердаги ҳисобий нагрузка

$$P_x = P_T + \chi P = K_T P + \chi P$$

бу ерда K_T – таранглик коэффиценти, $K_T \cdot 1,25 \dots 2$; агар қўйилган асосий талаб геометриклик бўлса, $K_T \cdot 1,3 \dots 5$ бўлади; P – болт таъсир қилувчи ташқи нагрузка.

2. Таъсир этувчи нагрузка ўзгарувчан бўлган ҳол. Бундай ҳолларда бирикмадаги ўзгарувчан кучланишлар учун мустаҳкамлик запаси аниқланиб, унинг қиймати рухсат этилган қиймат билан таққосланади:

$$n_T = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [n]$$

бу ерда $\sigma_m = \frac{P_T + P_6/2}{F_6}$ кучланишнинг ўзгармас қисми; $\sigma_a = P_6/2F_6$ —

кучланишнинг ўзгарувчан қисми, $\psi_\sigma \approx 0,1$ бўлган коэффициент.

4-ҳол. Нагрузка болтнинг ўқиға тик йўналишда таъсир этади. Бундай ҳолларда болтни ҳисоблаш унинг қай тарзда ўрнатилганлигига боғлиқ. Болт эса қуйидаги икки хил тарзда ўрнатилиши мумкин:

1. Болт ўрнатиладиган тешикларнинг диаметри болтнинг диаметридан каттароқ қилиб тайёрланади. Шунинг учун болт ўрнатилганда унинг стержени билан деталь орасида зазор ҳосил бўлади (4.35-расм). бундай ҳолларда бирикма таъсир этувчи ташқи P куч деталларнинг туташган жойида болтнинг сириб тортилганлиги туфайли ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ҳисобига мувозанатга келтирилади. Бунда бирикма олдиға қўйилган асосий талаб шуки, ташқи куч таъсирида деталлар бир-бириға нисбатан силжимаслиги керак. Бу фикрни тенглама орқали қуйидагича ифодалаш мумкин:

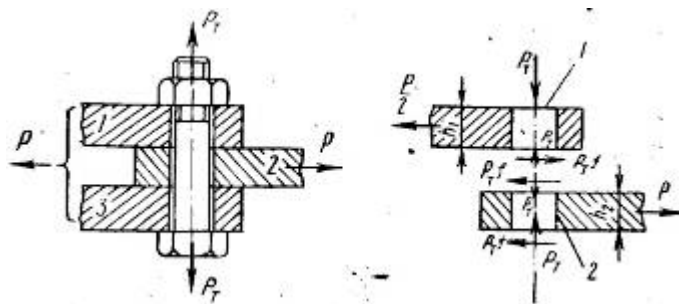
$$P \leq 2P_T f \text{ ёки } P_T = \frac{KP}{2f}$$

бу ерда f - деталларнинг туташган жойидаги ишқаланиш коэффициенти; $K \cdot 1,3 \dots 2$ — эҳтиёт коэффициенти.

Деталларнинг сони фақат иккита бўлса (4.35-расмдаги 1 ва 2 деталлар),

$$P \leq P_T f \text{ ёки } P_T = \frac{KP}{f}$$

бўлади.



4.35-расм. Зазор билан ўрнатилган болт стерженини ҳисоблашға оид схема.

Болт зазор билан ўрнатилган ҳолларда P куч болтнинг стержениға тўғридан-тўғри таъсир этмайди. Болтнинг стержени, асосан, таранглик кучи таъсирида чўзилган ҳолда бўлади. Шунинг учун:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]$$

Ташқаридан қўйилган куч болт стержениға тўғридан-тўғри таъсир этмаганлигидан нагрузка ўзгарувчан бўлган ҳолларда ҳам болтни келтирилган

формуларлар воситасида ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун эҳтиёт коэффицентининг катта қийматлари (1,8, ... 2) қабул қилинса kifоя.

2. Болт зазорсиз ўрнатилади. Бундай ҳолларда болт ўрнатиладиган тешиклар у тигизлик билан жойлашадиган қилиб тайёрланади. Демак, бунда ташқаридан қўйилган куч деталь орқали тўғридан-тўғри болт стерженига таъсир қилади (4.36-расм). бунда болтнинг гайкасини сириб тортишга ҳожат қолмайди. Шунинг учун бундай болтни ҳисоблашда деталларнинг туташган жойдаги ишқаланиш кучига эътибор берилмайди. Болт стержени кесилишга ва эзилишга ҳисобланади.

Кесувчи кучланиш бўйича мустаҳкамлик шarti:

$$\tau = \frac{P}{i \cdot \pi d^2 / 4} \leq [\tau]$$

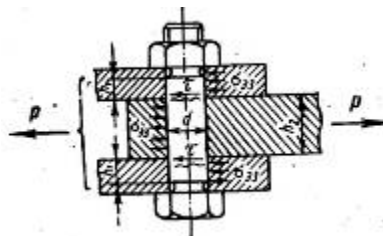
Эзувчи кучланиш бўйича мустаҳкамлик шarti: ўртадаги детал учун

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{dh_2} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

икки четдаги деталлар учун

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{P}{2dh_2} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

Келтирилган формуларларда i – куч таъсирида кесилиши мумкин бўлган кесимлар сони (45-шаклда $i=2$; деталлар сони 2 та бўлса, $i=1$ бўлади); P – куч; d , h_1, h_2 ўлчамлар шаклда кўрсатилган.



4.36-расм. Тигизлик билан ўрнатиш болт стерженини ҳисоблашга оид схема

Эзилишга ҳисоблашда формулаларнинг болт ва деталга бир хил тааллуқли эканлигини ёдда тутиш керак. Шунинг учун, рухсат этилган кучланишнинг қиймати болт ва деталнинг қайси бири учун кичик бўлса, ўшаниси қабул қилинади. Табиийки, рухсат этилган кучланишнинг қиймати болт ва деталнинг қандай материалдан тайёрланганлигига боғлиқ.

Умуман олганда, юқорида келтирилган ҳолдаги бирикмаларда болтлар зазорсиз ўрнатиш маъқул, чунки зазорсиз ўрнатиш ҳолларда болтларнинг ўлчами (диаметри) зазор билан ўрнатиш ҳолларда болтларнинг ўлчами (диаметри) зазор билан ўрнатишда қараганда сезиларли даражада кичик, ишлаши эса етарли даражада ишонч бўлади.

5-ҳол. Таъсир қилувчи нагрузкадан болт стерженида эгувчи момент ҳосил бўлади. Деталнинг гайка сирти билан туташадиган юзаси нотекис бўлганда (4.37-расм) ёки каллаги стандартда кўрсатилмаган илгак сифатида тайёрланган болтлардан фойдаланишда унинг стерженида, чўзувчи кучдан ташқари, гувчи момент ҳам ҳосил бўлади. Шунинг учун бундай болтларни ҳисоблашда,

чўзувчи кучдан ташқари, эгувчи моментга ҳам эътибор бериш керак. Чўзувчи кучдан ҳосил бўлган кучланиш

$$\sigma = \frac{P_T}{\pi d_x^2 / 4}$$

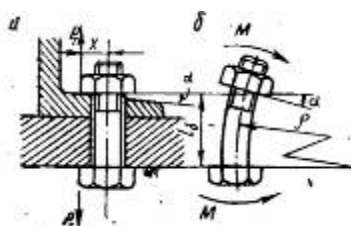
эгувчи момент таъсиридан ҳосил бўлган кучланиш эса

$$\sigma_{\text{эг}} = \frac{P_T x}{0,1 d_x^3} \quad \text{ёки} \quad \sigma_{\text{эг}} = \frac{M}{W} \approx \frac{E d \alpha}{2 l_{\text{б}}}$$

бўлади, бу ерда $M = \frac{EJ}{\rho}$; $\rho = \frac{l_{\text{б}}}{\alpha}$; $\text{tg} \alpha \approx \alpha$ (радиан); $W = \frac{J}{d/2}$ эканлигини эътиборга олинган. Бундай ҳолларда мустаҳкамлик шarti қуйидагича бўлади:

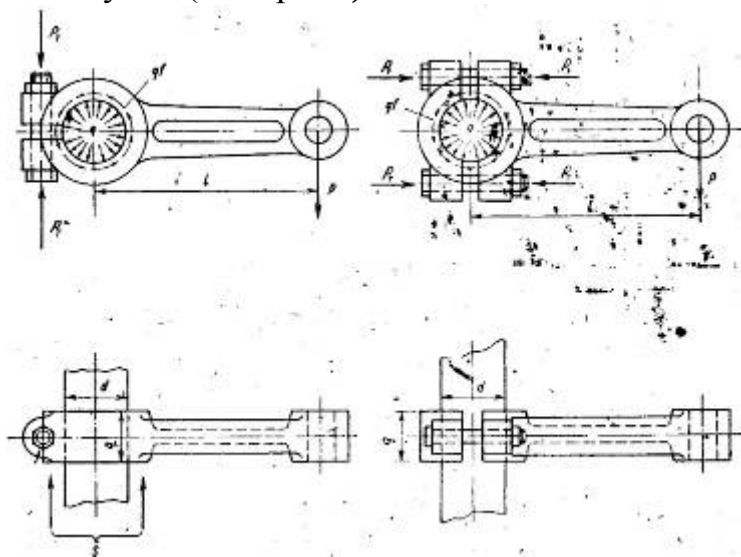
$$\sigma = \sigma_{\text{ч}} + \sigma_{\text{эг}} \leq [\sigma]$$

Умуман олганда, бундай шароитда ишлайдиган болтлардан иложи борича кам фойдаланган маъқул.



4.37-расм.

6-ҳол. Клеммали бирикмаларнинг болтларини ҳисоблаш. Клеммали бирикмалар деталларни валларга, ўқларга, цилиндрик колонналар ва шу кабиларга бириктириш учун мўлжалланган бўлиб, болтларнинг ўзини сириб тортиш ҳисобига ҳосил қилинади. Валга ўрнатилган ричагнинг ўрнини вақт-вақти билан алмаштириб туриш лозим бўлган ҳолларда клеммали бирикмалардан фойдаланиш айниқса қулай (4.38-расм).



4.38-расм. Клеммали бирикмалар.

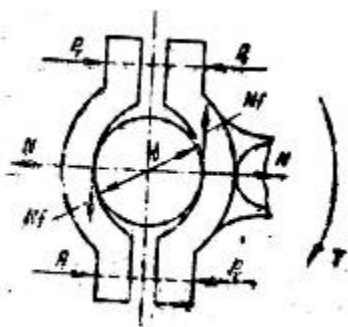
Ана шу мақсадда тайёрланган ричагнинг бир учидан вал ўрнатиладиган тешик бўлиб, унинг диаметри маълум мақсад билан қирқилган бўшлиқ эвазига

валга осон жойлашади ва болтларни сириб тортиш ҳисобига кичрайиб, валга маҳкам ўрнашади. Бунда ричагдаги тешик сирти билан вал сирти орасида ҳосил бўладиган ишқаланиш кучи моменти ташқи куч моментига ёки ундан ортиқроқ (одатда, 20 % ча ортиқроқ) бўлиши керак.

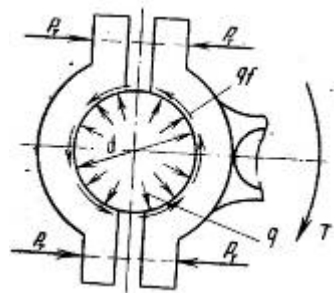
Ҳисоблаш учун икки хил схема қабул қилиниши мумкин. Агар вал ўрнатиладиган тешик етарли даражада аниқлик билан ишланмаган бўлса, клемманинг ички сирти вал билан тўғри чизик бўйича туташади деб қабул қилинади (4.39-расм). Бунда бирикманинг мустаҳкамлигини қуйидагича ифодалаш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} Nfd &\geq T = Pl, \\ 2Nf &\geq S \end{aligned} \right\}$$

бу ерда N – туташган жойдаги реакция; S – вал бўйлаб йўналган куч; f – ишқаланиш коэффиценти; T – момент.



4.39-расм. Клемманинг чизик бўйича уриниш ҳоли.



4.40-расм. Клемманинг вал сирти билан тўла уриниш ҳоли.

Агар $N \cdot 2P_T$ эканлиги эътиборга олинса,

$$\left. \begin{aligned} 2P_T fd &\geq T, \\ 4P_T f &\geq S \end{aligned} \right\}$$

бўлади, бу ерда P_T – болтнинг таранглик кучи. Одатда ҳисоблаш учун T ва S берилган бўлади. Демак, келтирилган ифодадан қуйидаги келиб чиқади:

$$\left. \begin{aligned} P_T &\geq \frac{T}{2fd}, \\ P_T &\geq \frac{S}{4f} \end{aligned} \right\}$$

Болт топилган P_T куч билан сириб тортилган деб ҳисобланади (болт стерженини ҳисоблашдаги 2-ҳолга қаранг).

Агар вал ўрнатиладиган тешик валнинг сиртига аниқ мослаб ишланган бўлса (4.40-расм), болтни сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган босим унинг сиртига бир текисда тақсимланади деб қабул қилинади. Бу ҳолда бирикманинг мустаҳкамлик шарти қуйидагича ифодаланади:

$$qf\pi db \frac{d}{2} \geq T,$$

$$qf\pi db \geq S$$

Агар $q \approx 2P_T/db$ эканлигини эътиборга олиб, келтирилган ифодани соддалаштирсак, қуйидаги муносабат келиб чиқади:

$$\left. \begin{aligned} \pi P_T f d &\geq T, \\ \pi 2P_T f &\geq S \end{aligned} \right\}$$

бу муносабатдан P_T ни топиш мумкин:

$$\left. \begin{aligned} P_T &\geq \frac{T}{\pi f d}, \\ P_T &\geq \frac{S}{2\pi f} \end{aligned} \right\}$$

Шундай қилиб, клеммали бирикмаларнинг болтларини ҳисоблаш учун аввало, унинг ишлаш шароитидан фойдаланиб, болтларни сириб тортиш учун зарур бўлган таранглик кучи P_T топилади. Сўнгра уларнинг мустаҳкамлиги 2 ҳолда келтирилган усул билан ҳисобланади, яъни:

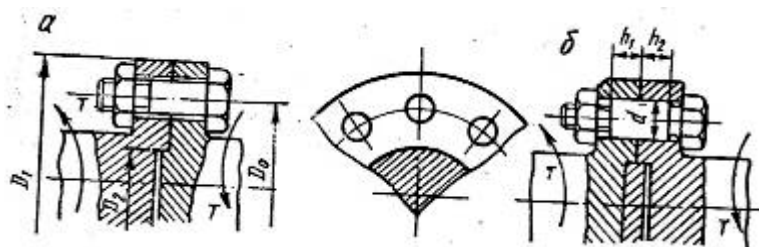
$$\sigma_{\text{эКВ}} = \frac{1,3P_T}{\pi d_x^2/4} \leq [\sigma]$$

Бир нечта болтли бирикмаларни ҳисоблаш.

Бир неча болтли бирикмаларни ҳисоблаш учун аввал ҳар бир болтга тушадиган нагрузка аниқланади, сўнгра уларнинг қайси бирига кўпроқ нагрузка тушса, шу болтнинг мустаҳкамлиги ҳисобланади. Агар бирикмадаги ҳамма болтларга тушадиган нагрузка бир хилда бўлса, ҳисоблаш жуда соддалашади. Бундай ҳолларда умумий нагрузка топилади. Шундан кейин бирикмадаги болтларнинг ишлаши юқорида кўриб ўтилган ҳолларнинг қайси бирига тўғри келса, ўша ҳол учун келтирилган формулалардан фойдаланиб, болтларнинг мустаҳкамлиги ҳисоблаб топилади. Масалан, бир неча болт билан бириктирилган муфтани олайлик (4.41-расм). Муфтага таъсир этаётган буровчи момент T бўлсин. Маълумки, бундай ҳолларда болтлар ўрнатилган айлана бўйича йўналган куч $P_0 = \frac{2T}{D_0}$ бўлади. Ҳар бир болтга таъсир этаётган кучнинг қиймати эса қуйидагича топилади:

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

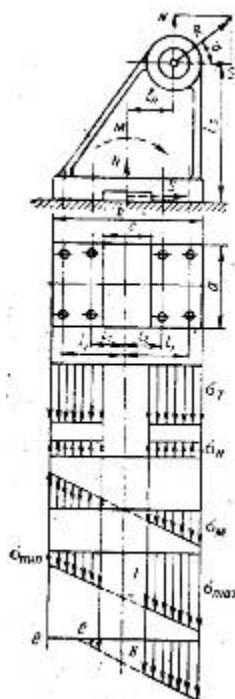
бу ерда z - бирикмадаги болтлар сони; D_0 – болтларнинг марказидан ўтган айлананинг диаметри. Бундан кейинги ҳисоблаш болтнинг қай тарзда ўрнатилганлигига боғлиқ (болт стерженини ҳисоблашнинг 4-ҳоли).



4.41-расм. Фланецли муфталарда болтларнинг ўрнатилиши:
а – зазор билан; б – тиғизлик билан.

Агар бирикмага таъсир этувчи нагрузка ихтиёрий нуктада бўлиб, болтларга нотекис нагрузка таъсир этса, бундай ҳолларда ҳар бир болтга тушадиган нагрузкани топиш маълум малака бўлишини талаб қилади. Мисол тариқасида, тажрибада тез-тез учраб турадиган бир ҳолни кўриб чиқамиз. Бир нечта болтли бирикмага деталларни туташган жойидан ажратишга интилувчи момент ва куч таъсир этади (4.42-расм). Бундай бирикмаларни ҳисоблаш учун аввало R куч ташкил этувчи S ва N кучларга ажратилади. Бу кучлар таъсир этувчи нукта деталлар туташган жойнинг марказига кўчирилади. Назарий механика курсидан маълумки, бундай ҳолларда шу нуктада, S ва N кучлардан ташқари, момент ҳам ҳосил бўлади. Унинг қиймати куйидагича ифодаланади:

$$M = S \cdot l_S - N \cdot l_N$$



4.42-расм.

N билан M деталларни туташган жойидан ажратишга интилса, S куч уларни бир-бирига нисбатан силжитишга интилади. Деталларнинг туташ жойидан ажратиш ва силжитиш ҳодисасини бартараф қилиш учун болтлар R_T куч билан сириб қўйилади. Бирикма туташ жойнинг ажралиб кетмаслигини таъминлаш шarti бўйича ҳисобланади. Бирикмага R куч таъсир этишидан

олдин болтлар P_T куч билан сириб тортилганлиги учун деталларнинг туташган жойида эзувчи кучланиш ҳосил бўлади:

$$\sigma_T = \frac{P_T z}{F_{TЖ}}$$

бу ерда z – болтлар сони; $F_{TЖ}$ – деталнинг туташ жойидаги юзи (болтлар учун очилган тешикларнинг юзини эътиборга олмаса ҳам бўлади).

Кучланиш туташ жой юзасидан тахминан бир текисда тақсимланади деб қабул қиламиз. N куч болтни чўзишга интилади ва туташ жойидаги эзувчи кучланиш σ_N нинг таъсирини қуйидаги миқдор қадар камайтиради:

$$\sigma_N = \frac{N}{F_{TЖ}} (1 - \chi) \approx \frac{N}{F_{TЖ}}$$

Юқорида келтирилган ва шунга ўхшаш конструкцияда x нинг қиймати жуда кичик бўлиб, кўпинча эътиборга олинмайди. Энди туташ жойида таъсир этувчи моментдан ҳосил бўлувчи кучланишга келсак, у туташ юзасининг қайси ўқ атрофида айланишига боғлиқ. Агар болтларнинг ҳаммаси етарли даражада сириб тортилган бўлса, туташ жойининг айланиш ўқи унинг марказидан ўтади деб ҳисоблаш мумкин. Болтлар қанчалик бўш тортилган бўлса, айланиш ўқи марказдан ўнг томонга шунчалик силжиган бўлади. Агар болтлар жуда бўш тортилиб, момент таъсирида туташ жой бир оз очилгундай бўлса, туташ жой конструкциянинг ўнг қирраси атрофида (4.42-расмга қаранг) айланади.

Шундай қилиб, болтлар жуда яхши сириб тортилган бўлгани учун айланиш ўқи туташ жойнинг ўртасидан (симметрия ўқидан) ўтади деб қабул қиламиз.

Демак,

$$\sigma_M = \frac{N}{W_{TЖ}}$$

бўлади; бу ерда $W_{TЖ}$ – туташ жой юзи учун аниқланган қаршилик моменти. Туташ жойга таъсир этаётган кучланишларнинг ҳаммасини эътиборга олиб, қуйидагиларни ёзиш мумкин: туташ жойидаги кучланишнинг энг катта қиймати (абсолют қиймати жиҳатидан)

$$|\sigma_{\max}| = -\sigma_T \pm \sigma_N - \sigma_M$$

туташ жойидаги кучланишнинг энг кичик қиймати:

$$|\sigma_{\min}| = -\sigma_T \pm \sigma_N + \sigma_M$$

Туташ жой ичилик кетмаслигининг асосий шарти $\sigma_{\min} > 0$ бўлиши керак, чунки туташ жойининг қайси нуқтаси учун $\sigma_{\min} \leq 0$ бўлса, шу жой бир-бирига тегиб турмайди. Шундай экан келтирилган муносабатдан

$$-\sigma_T \pm \sigma_N + \sigma_M > 0$$

ёки

$$\sigma_T \geq \pm \sigma_N + \sigma_M$$

келиб чиқади. Демак,

$$\sigma_T \leq K(\pm \sigma_N + \sigma_M)$$

бўлади; бу ерда $K \cdot 1,3 \dots 2$ -туташ жойнинг очилиб кетмаслигини таъминловчи эҳтиёт коэффиценти.

Юқоридаги шартдан σ_T аниқланиб, P_T топилади. Шундан сўнг топилган P_T нинг туташ юза бўйича S куч таъсиридан деталларнинг ўзаро силжишига йўл қўймаслигини текшириб кўриш керак.

Бунинг учун қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$(P_T z \pm N)f \geq K'S$$

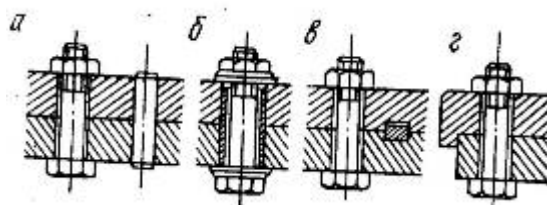
Агар бу шарт бажарилмаса, P_T нинг керакли қиймати қуйидаги муносабатдан келтириб чиқарилади:

$$P_T = \frac{K'S \pm Nf}{zf}$$

келтирилган тенгликларда z – болтлар сони; f – деталларнинг туташ жойидаги ишқаланиш коэффиценти; $K' \approx 1,3 \dots 2$ - эҳтиёт коэффиценти.

Деталларнинг бир-бирига нисбатан силжиб кетмаслигини таъминлаш учун юқоридаги формула ёрдамида ҳисоблаб ўтирмай, болтларни зазорсиз ўрнатиб қўйса бўлаверади. Аммо бундай ҳолларда деталлардаги тешиklar етарли даражада аниқлик билан тайёрланиши керак.

Агар S нинг қиймати сезиларли даражада катта бўлса, болтлар зазор билан ўрнатилганлигича қолдирилиб, деталларнинг бир-бирига нисбатан силжишини бартараф қилиш учун махсус қурилмалардан фойдаланиш мумкин (4.43-расм).



4.43-расм. Болт билан бириктирилган деталларнинг бир-бирига нисбатан силжимаслигини таъминловчи махсус қурилмалар.

Болтларнинг мустаҳкамлигини ҳисоблашда юқорида келтирилган муносабатлардан топилган P_T нинг катта қиймати эътиборга олинади. Ташқаридан таъсир этувчи N кучнинг ҳар бир болтга тушадиган қисми

$$P_N = \frac{N}{z}$$

бўлади. Таъсир этувчи моментдан ҳар бир болтга тушадиган куч эса қуйидаги муносабатдан аниқланади:

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

бу ерда i – ҳар бир кундаланг қаторда жойлашган болтлар сони; n – айланиш ўқидан бир томонда жойлашган қаторлар сони (4.42-расмда $i \cdot 2$; $n \cdot 2$).

Маълумки бундай ҳолларда кучларнинг ўзаро нисбати улардан айланиш ўқигача бўлган масофаларга пропорционалдир:

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

бу ерда P_1 – момент таъсирида четки қатордаги болтларда ҳосил бўладиган куч.

Момент таъсирида болтларга тушадиган кучларнинг энг каттаси P_1 бўлгани учун P_M билан белгилаб,

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

эканлиги назарда тутилса,

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

бўлади. Демак, ташқаридан битта болтга тушаётган куч $P \cdot P_M \pm P_N$ бўлади (келтирилган формулаларда ()), белгиси чўзилишни (-) сиқилишни англатади).

Шундай қилиб, болт стерженига таъсир этаётган таранглик P_T кучи ва ташқи P куч топилди.

P_T ва P маълум бўлган ҳолларда, болт стерженининг мустаҳкамлиги ҳисоблаб топилади.

Агар кўриб чиқилган конструкцияда асос материалнинг (бетон, тахта ва бошқаларнинг) мустаҳкамлиги пўлатникига қараганда кичик бўлса, уни эзилишига текшириб кўриш лозим:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

$\sigma_{\max}$ нинг қиймати (81 а) ифодада топилади. $[\sigma_{\text{эз}}]$ нинг қиймати эса 10-жадвалдан олинади. Агар белгиланган шарт қаноатлантирилмаса туташ жойнинг ўлчамлари ўзгартирилади.

Резьбали деталлар учун ишлатиладиган материаллар ва улар учун рухсат этилган кучланишлар.

Резьбали деталлар учун энг кўп ишлатиладиган материал ҳар хил пўлатлардир. Уларнинг ҳисоблаш учун зарур бўлган физик-механикавий хоссалари ҳақидаги маълумотларни 9 ва 10-жадваллардан олиш мумкин.

9-жадвал

Резьбали деталлар учун ишлатиладиган пўлатлар

Пўлатнинг маркаси	Мустаҳкамлик чегараси σ_B , МПа	Оқувчанлик чегараси	Чидамлилик чегараси
		σ_{OK} , МПа	σ_{-1} , МПа
10	340	210	160
Ст.3	380	220	180
A12	420	240	180
35	540	310	290
45	610	360	290
35 X	930	750	420
30 XГСА	1100	850	440

10-жадвал

**Резьбали бирикмаларни ҳисоблашда рухсат этилган кучланиш ва эҳтиёт
коэффициенти $[n]$ нинг тавсия этиладиган қиймати**

Нагрузканинг тури	Формуланинг номери	Тавсия этиладиган қиймати
1 – ҳол	(52)	$[\sigma] \leq 0,6 \sigma_{OK}$
2 ва 3-ҳоллар	(54) (60)	Кучланиш ўзгармас бўлиб, болт таранглиги назорат қилиб турилмаса: $[\sigma] \leq (0,2 \dots 0,5) \sigma_{OK}$ Болт таранглиги назорат қилиб турилганда: $[\sigma] \leq (0,6 \dots 0,8) \sigma_{OK}$ Нагрузка ўзгарувчан бўлиб, болт таранглиги назорат қилинмаса: $[n] \geq 2,5 \dots 4$ Болт таранглиги назорат қилиб турилганда: $[n] \leq 1,5 \dots 2,5$

1 – ҳол болтлар (64)
зазор билан
ўрнатилганда

Болт таранглиги назорат қилиб
турилганда:

$$[\sigma] \text{ қ } (0,2 \dots 0,5) \sigma_{ок}$$

Таранглик назорат қилиб турилса:

$$[\sigma] \text{ қ } (0,6 \dots 0,8) \sigma_{ок}$$

Болтлар (65)
зазорсиз
ўрнатилганда

$$[\tau] \text{ қ } 0,4 \sigma_{ок} \text{ (ўзгармас)}$$

$$[\tau] \text{ қ } (0,2 \dots 0,3) \sigma_{ок} \text{ (ўзгарувчан)}$$

Деталларнинг (66)
туташ жойи

$$[\sigma_{zz}] \text{ қ } 0,8 \sigma_{ок} \text{ - пўлат}$$

(67)

$$[\sigma_{zz}] \text{ қ } 0,4 \sigma_{в} \text{ - чўян}$$

(87)

$$[\sigma_{zz}] \text{ қ } (1 \dots 2) \text{ МПа - бетон}$$

$$[\sigma_{zz}] \text{ қ } (2 \dots 4) \text{ МПа - ёғоч}$$

11-жадвал

Таранглиги назорат қилинмайдиган ҳолларда болтларни ҳисоблашда
фойдаланиладиган мустаҳкамлик запаси коэффицентининг қиймати

Пўлатнинг тури	Ўзгармас нагрузка		Ўзгарувчан нагрузка	
	М6 ... М16	М16 ... М30	М6 ... М16	М16 ... М30
Углеродли	5 ... 4	4 ... 2,5	12 ... 8,5	8,5
.....	6,5 ... 5	5 ... 3,3	10 ... 6,5	6,5
Лигерланган				
.....				

12-жадвал

Ст. 3 маркали пўлатдан ясалган болтларни
сириб тортиш қучининг рухсат этилган қиймати

Резьбанинг типи	ГОСТ 9150- 59 бўйича, d ₁ , мм	Болт стерженининг юзи $\pi d_1^2/4$ см ²	Рухсат этилган [P _T] куч, Н	
			Сириб тортиш назорат қилинмайди	Сириб тортиш назорат қилиб турилади
M6	4,918	0,19	850	3750
M8	6,647	0,34	1500	6600
M10	8,376	0,53	2500	10500
M12	10,106	0,78	3800	14700
M14	11,835	1,06	5200	21000
M16	13,835	1,45	7700	28000
M18	15,294	1,76	10500	34000
M20	17,294	2,33	14750	45000

Изоҳ: жадвалда [P_T] учун келтирилган қийматларни МКГСС системасида КГК ифодалаш учун уларни 10 марта камайтириш керак.

Айрим ҳолларда резъбали деталлар тайёрлаш учун латунъ, бронза каби рангли қотишмалардан ва турли пластмассалардан ҳам фойдаланилади.

Пластмассалардан тайёрланган резъбали деталларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Ҳозирги вақтда пластмассалардан тайёрланган резъбали деталларнинг сони кундан-кунга ортиб бормоқда. Аммо пластмассаларнинг мустаҳкамлиги пўлатникига қараганда бирмунча кичик бўлганлиги учун улар, асосан, кичик нагрузкалар таъсир этувчи бирикмаларда ишлатилади. Сўнгги йилларда пластмассалардан пўлат болтларга бураладиган гайкалар сифатида кўпроқ фойдаланилмоқда.

Пластмассада ясалган деталь резъбасининг профили металлдан ясалган деталь резъбасиники каби бўлади. Пластмассада ясалган деталь резъбаси яхши ишлаши учун болтдаги резъбанинг учи ҳамда гайкадаги резъбанинг ботиқ жойи резъба қадамнинг 5,5 процентига яқин радиус билан юмалоқланиши тавсия этилади. Текширишлар натижасида қуйидагилар аниқланади:

1. Ташқаридан таъсир этаётган нагрузка пластмасса резъбаси ўрамлари орасида пўлат резъбалардагига қараганда бирмунча текис тақсимланади, чунки пластмассаларнинг эластиклиги анча юқори бўлади. Шунинг учун, рухсат

этилган кучланишнинг унчалик катта бўлмаслигига қарамай, резьбаларнинг кесилишидаги мустаҳкамлиги анча яхши.

2. Гайка деворининг мустаҳкамлиги ундаги ўрамларнинг кесилишига бўлган мустаҳкамлигидан ҳамда болт стерженининг мустаҳкамлигидан сезиларли даражада кичик. Шунинг учун гайканинг мустаҳкамлигига алоҳида эътибор бериш лозим. Резьбаларнинг кесилишига бўлган мустаҳкамлигини юқорида келтирилган формула ёрдамида ҳисоблаш мумкин. Бунинг учун формуладаги К нинг қийматини 0,4-0,5 қилиб олиш тавсия этилади.

Металл болтга ишлатиладиган пластмасса гайканинг мустаҳкамлиги қуйидаги формулалар ёрдамида ҳисобланади:

$$\sigma_c = P_c \frac{\omega^2 + 1}{\omega^2 - 1}; \quad P_c = \frac{P \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} - \rho\right)}{K \pi d_0 S}$$

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

бу ерда σ_c – гайкани ёрилишга олиб келадиган кучланиш; P_c – гайкага ички тарафдан горизонтал йўналишда таъсир этадиган, гайкани сириб тортиш натижасида ҳосил бўладиган куч; σ_p – ўқ бўйлаб йўналган сиқувчи кучланиш; P – ўқ бўйлаб йўналган ташқи куч; P_1 – биринчи ўрамга тушадиган куч (реактопластлардан ясалган гайкалар учун $P_1 * 0,32P$; термопластлардан ясалган гайкалар учун $P_1 * 0,44P$); D – гайканинг сиртқи диаметри; α – метрик резьба профилининг бурчаги (60°); ρ – ишқаланиш бурчаги; d_0 – гайканинг ички диаметри. К коэффициентнинг 13-жадвалда келтирилади.

13-жадвал

Гайка ўрамларнинг сони z	К нинг қиймати	
	Реактопластлар учун	Термопластлар учун
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

Пластмассалардан резъбали деталлар таёрлашда қуйидагиларни назарда тутиш тавсия этилади:

1. M18 гача бўлган резъбалар учун $\frac{D}{d_0} * 2,25 \dots 2,5$; M20 дан M42 гача бўлган бўлганлари учун эса $2,0 \dots 2,25$ қилиб олингани яхши.

2. Гайкалардаги ўрамлар сони z ни қуйидагича танлаган маъқул:

$$\frac{D}{d_0} * 15 \text{ бўлганда } z * 8 \dots 10;$$

$$\frac{D}{d_0} * 1,5 \dots 2 \text{ бўлганда } z * 10 \dots 12;$$

$$\frac{D}{d_0} * 2,0 \dots 2,5 \text{ бўлганда } z * 12 \dots 13;$$

Резъба қадамнинг оптимал қиймати $1,5 \dots 3$ мм оралиғида бўлади.

Резъба диаметрининг резъба қадамига нисбати металлдан ясалган деталларниқидан фарқ қилади. Бу нисбат 14-жадвалда тавсия қилинган маълумотлардан олингани маъқул.

14-жадвал

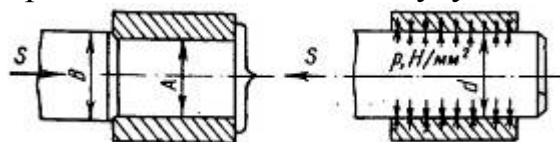
Резъбанинг диаметри, мм	Резъбанинг қадами, мм		
	Жуда йирик	Йирик	Майда
3 дан 10 гача	1,25; 1; 0,8	0,7; 0,5	0,5
10 ... 20	1,5	2; 1,5; 1,25	1,25; 1,0; 0,75; 0,5
20 ... 30	-	3; 2,5	2; 1,5; 1
30 ... 50	-	5; 4,5; 4	2; 1,5; 1
50 ... 70	-	6; 5,5; 5	3; 2; 1,5
70 ... 180	-	-	6; 4; 3; 2

1 мм дан кичик қадамни термопластлардан ясалган деталлар учунгина ишлатиш мумкин. Реактопластлар учун бундай қадам тавсия этилмайди.

4.4.Деталларни тиғизлик ҳисобига бириктириш.

Сиртлари цилиндрик бўлган икки детални тиғизлик – ўзаро манфий зазор ҳисобига етарли даражада маҳкам бириктириш мумкин. Бу усулдан, кўпинча, думалаш подшипникларини Валга ўрнатишда ва шунга ўхшаш бошқа ҳолларда фойдаланилади. Бунинг учун валнинг диаметри подшипникда (ёки бошқа

деталда) вал учун мўлжаллаган тешик диаметридан δ қадар каттароқ қилиб тайёрланади. Масалан, вал-диаметри В ва тешик диаметри А бўлса (4.44-расм), у ҳолда $B > A$ ёки $B - A \cdot \delta$ бўлиши керак. Ана шундай қилиб тайёрланган деталларнинг бири иккинчисига бирор усулда ўрнатилса, улар орасидаги δ тиғизлик ҳисобига деталлар ўзаро маҳкам бирикади. Табиийки, бундай ҳолларда бирикма ҳосил қилиш учун вални мўлжалланган жойга ўрнатиш осон бўлмайди. Бунинг учун қуйидаги усулларнинг биридан: пресслаб ўрнатиш, тешикли детални қиздириш ёки вални совитиш усулидан фойдаланилади.



4.44-расм. Деталларни тиғизлик ҳисобига бириктириш.

Пресслаб ўрнатишда валга унинг ўқи бўйлаб йўналган бирор Р куч таъсир эттирилади. Бу куч таъсирида валнинг ҳам, тешикнинг ҳам уриниш сирти деформацияланади ва у ерда босим кучи пайдо бўлади. Пайдо бўлган босим кучи уриниш сиртларида етарли даражада катта ишқаланиш кучини ҳосил қилади. Уриниш сиртларида ишқаланиш кучининг мавжудлиги деталларни бир-бирига нисбатан қўзғалмас қилиб туради ва шунинг учун бу деталларга ўқ бўйлаб йўналган маълум миқдордаги нагрузка қўйиш ва буровчи момент таъсир эттириш мумкин бўлади.

Пресслаб ўрнатишнинг асосий камчилиги шундаки, вални ўрнатиш жараёнида деталлар сиртидаги нотекисликларнинг сидирилиши натижасида уларнинг мустаҳкамлиги камаюди. Бунинг олдини олиш мақсадида тешикли детални қиздириш усулидан фойдаланилади. Маълумки, қиздириш натижасида тешикнинг диаметри катталашади. Натижада уни валга ўрнатиш осонлашади. Тешикли деталь совигач вални маҳкам сиқиб қолади ва деталлар ўзаро қўзғалмас тарзда бирикади. Бу усулнинг камчилиги шуки, $200^{\circ}\text{--}400^{\circ}\text{C}$ гача қиздириш натижасида металнинг структураси ўзгариб, деталлар тоб ташлаши мумкин. Шунинг учун, вални совитиш усулидан фойдаланиш тавсия этилади. Қиздириш ёки совитиш усулидан фойдаланишда деталларнинг осон бириктирилишини таъминловчи температрауа қуйидаги формула ёрдамида ҳисоблаб топилади:

$$t = \frac{\delta_{\max} + \delta_0}{\alpha d \cdot 10^3} + t_1$$

бу ерда d – ўрнатилиш диаметрининг номинал қиймати, мм; $\delta_{\max}$ – ўрнатиш учун белгиланган энг катта тиғизлик, мкм δ_0 – деталларни осон ўрнатиш учун етарли бўлган энг кичик зазор мкм (ГОСТ да ўрнатиш учун D билан белгиланган тур ўлчамларидан фойдаланиш тавсия қилинади); α - иссиқликдан кенгайиш коэффиценти (пўлат ва чўян учун $\alpha \cdot 10^{-6}$); t_1 – деталлар йиғилаётган цехнинг температураси.

Прессланган бирикмаларни ҳисоблаш

Бирикма юқорида баён этилган усулларнинг қай бири ёрдамида ҳосил қилинганлигидан қатъи назар, тиғизлик ҳисобига ҳосил қилинган бирикмалар, кўпинча, прессланган бирикмалар деб аталади.

Прессланган бирикмани ҳисоблашда лойиҳачининг асосий вазифаси, берилган куч ва моментларга асосланиб, тиғизликнинг талаб этилган қийматини аниқлаш ҳамда ГОСТ дан унга мос келадиган қийматни танлашдан иборат.

Одатда прессланган бирикма буровчи момент ҳамда вал ўқи бўйлаб йўналган куч таъсир қилиши мумкин. Ўқ бўйлаб йўналган куч S таъсиридан деталларнинг бир-бирига нисбатан кўзгалмаслигини таъминлаш учун уларнинг уриниш сиртидаги ишқаланиш кучи таъсир этувчи ташқи кучга тенг ёки ундан катта бўлиши керак:

$$\sqrt{F_t^2 + S^2} \leq f p \pi d l$$

бу ерда p – уриниш сиртидаги солиштира босим (4.45-расм); $F_t * 2T/d$ – айлана куч.

Бирикмага буровчи момент таъсир этаётган бўлса, унинг мустаҳкамлик шarti қуйидагича ифодаланади:

$$T \leq \frac{p \pi d^2 l f}{2}$$

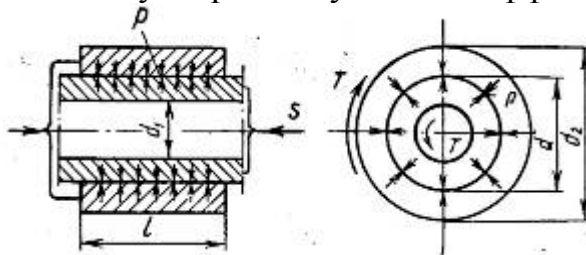
материаллар қаршилиги курсидан маълумки,

$$p = \frac{\delta_\pi}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3} \text{ Н/м}^2$$

бўлади, бу ерда δ_π – ҳисобий тиғизлик, мкм; C_1 ва C_2 – қуйидагича аниқланадиган коэффициентлар:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \nu_2.$$

E_1 , E_2 , ν_1 ва ν_2 – қамралувчи ва қамровчи деталлар учун ишлатилган материалларнинг эластик модуллари ва Пуассон коэффициентлари.



4.45-расм. Тиғизлик ҳисобига ҳосил қилинган бирикмани ҳисоблашга доир схема.

Бу катталиклар: пўлат учун $E \approx (21 \dots 22) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu \approx 0,3$; чўян учун $E \approx (12 \dots 14) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu \approx 0,25$; бронза учун $E \approx (10 \dots 11) \cdot 10^4$ МПа ва $\nu \approx 0,33$.

Ҳисобий тиғизлик ўлчанган тиғизликдан, яъни қамровчи ва қамралувчи деталлар диаметрининг айирмасидан кичик бўлади, чунки тиғизлик деталлар

сиртидаги ғадир-будурлик учидан ўлчанади. Прессланаётганда бу нотекисликларнинг бир қисми эзилиб, деталлар сирти силлиқланади. Ўлчамлари берилган деталлар учун ҳисобий тиғизлик ГОСТ жадвалларида келтирилган тиғизликнинг энг кичик қийматига нотекисликларнинг силлиқланишини ҳисобга олувчи тузатма киритиш йўли билан аниқланади:

$$\left. \begin{aligned} \delta_x &= \delta_{жс} - u; \\ u &= 1,2(h_1 + h_2) \end{aligned} \right\}$$

бу ерда $\delta_{жс}$ — жадвалда келтирилган тиғизликнинг энг кичик қиймати; u —тузатма; h_1 ва h_2 - қамралувчи ва қамровчи деталлар сиртларидаги нотекисликларнинг баландлиги.

Нотекисликларнинг баландлиги, деталь сиртининг тозалик даражасига қараб, тегишли жадваллардан олинади.

Одатда, деталларнинг мустаҳкамлиги қамровчи деталдаги айланма (σ) ва радиал (σ_r) кучланишларнинг эквивалент қийматига қараб баҳоланади:

$$\sigma_T = p; \quad \sigma = p \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2};$$

$$\sigma_{экв} = \sigma - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq \sigma_{ок}$$

бу ерда $\sigma_{ок}$ — деталь материалнинг сиқувчанлик чегараси.

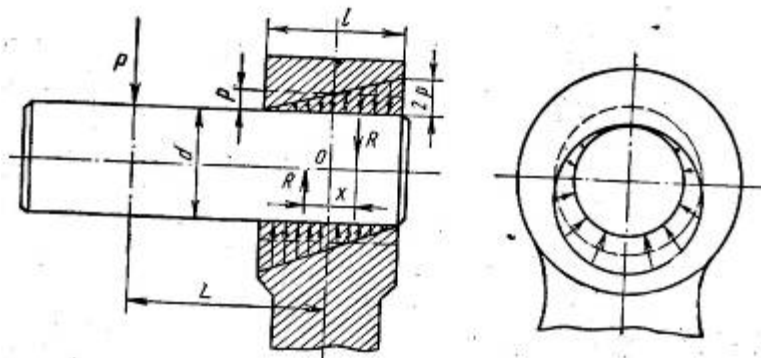
Агар прессланган бирикмага қўйилиши мумкин бўлган эгувчи моментнинг қийматини аниқлаш талаб этилса, қуйидаги муносабатдан фойдаланилади:

$$M \cdot PL \leq 0,2 \, pdl^2,$$

(96) муносабат $PL \cdot Rx$; $R \cdot pdl$ ва $x \cdot 1/3$ л эканлиги назарда тутилиб (4.46-расм) мустаҳкамлик запасини ошириш мақсадида тузатиш киритиш йўли билан аниқланган (R – уриниш жойидаги босимнинг тенг таъсир этувчиси).

4.46-расмдан маълум бўлишича, уриниш жойидаги босим эпюраси тўртбурчаклик кўринишдан эгувчи момент таъсирида учбурчаклик кўринишга киради. Бунинг натижасида қамровчи деталнинг бир учида босим нолга яқинлашса, иккинчи учидан икки ҳисса ошади ($2p$ бўлиб қолади).

Бирикманинг мустаҳкамлигини баҳолашдан ундаги энг катта босим деталда пластик деформация ҳосил қилмаслиги кераклигига эътибор бериш лозим.



**4.46-расм. Тиғизлик ҳисобига ҳосил қилинган
бирикманинг эгувчи момент билан юкланиши.**

4.5.Шпонкали ва шлицли бирикмалар.

Шпонкали бирикмалар.

Айланувчи деталарни (шків, тишли ғилдирак, муфта ва шу кабиларни) вал ёки ўққа биргаликда айланадиган қилиб маҳкам ўрнатиш учун ҳар хил шпонкалардан фойдаланилади. Шпонкали бирикмаларнинг тузилиши жуда оддий бўлиб, уларни йиғиш ва қисмларга ажратиш анча осон. Шунинг учун бундай бирикмалардан машинасозликда кенг кўламда фойдаланилади.

Вал ёки ўқда шпонка учун мўлжалланган ўйиқ бўлиши шпонкали бирикманинг асосий камчилигидир, чунки бундай ўйиқ вал ёки ўқ кўндаланг кесимини кичрайтириб, мустаҳкамлигини пасайтиради.

Шпонкали бирикмалар зўриқтирилган ва зўриқтирилмаган бўлиши мумкин. Зўриқтирилган бирикмаларда понасимон шпонкалар, зўриқтирилмаган бирикмаларда эса призматик шпонкалар ишлатилади.

Призматик шпонкалар. Призматик шпонка кесими тўғри тўртбурчаклик бўлган деталдир.

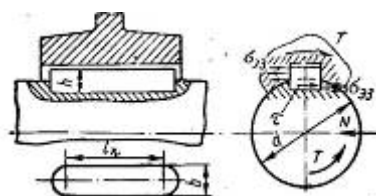
Призматик шпонка воситасида ҳосил қилинган бирикмалар зўриқтирилмаган бўлганлиги учун шпонкани ҳам, валдаги ўйиқни ҳам юқори даражадаги аниқлик билан тайёрлаш талаб этилади, чунки бундай ҳолларда шпонка буровчи моментни ён ёқлари орқали узатади. Шунинг учун шпонканинг ён ёқлари валдаги ўйиқнинг ён ёқларига бир текис тегиб турадиган бўлиши керак.

Агар шпонка ва ўйиқ тайёрлашда ГОСТ да келтирилган допусkning қиймати таъминланса, бирикма йиғилаётганда мослаш ишларига ҳожат қолмайди.

Валдан ғилдирак гупчагига буровчи момент узатишда шпонка ён ёқларининг эзилиши ҳамда вал билан гупчакнинг уриниш чизиғидан кесилиши мумкин. Бунда ҳосил бўладиган кучланишлар (4.47-расм) қуйидагича аниқланади:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{4T}{hl_x d} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$
$$\tau = \frac{2T}{bl_x d} \leq [\tau]$$

бу ерда h – шпонка кўндаланг кесимининг баландлиги; l_x – шпонканинг ҳисобий узунлиги; d – валнинг диаметри; T – буровчи момент, b – шпонканинг эни.



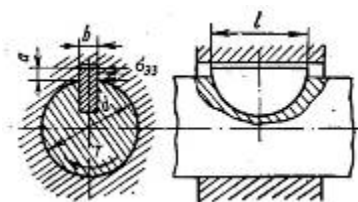
4.47-расм. Призматик шпонкани ҳисоблашга доир схема.

Одатда, шпонканинг ўлчамлари, вал диаметрига қараб, жадваллардан танланади, узунлиги эса гупчак тешигининг узунлигига боғлиқ равишда $[1] \sim (0,8 \dots 0,9) l_{\text{гуп}}$ қилиб олинади ва мустаҳкамлиги юқорида келтирилган формулалар воситасида текширилиб кўрилади.

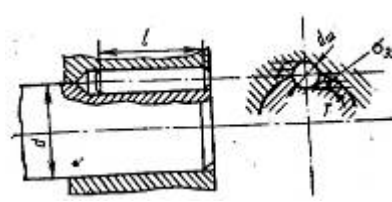
Шпонкаларнинг ГОСТ да келтирилган ўлчамлари (b ва h) шундай танланганки, уларнинг кесилиши камдан-кам содир бўлади. Шунинг учун, призматик шпонкалардан фойдаланиладиган ҳолларда уларни формула асосида ҳисоблаш билан кифояланса бўлади. Ишлаш принципи юқоридагига ўхшаш яна бир неча хил шпонкани учратиш мумкин. Сегментсимон (4.48-расм) ва цилиндрик (4.49-расм) шпонкалар шулар жумласидандир.

Валнинг сегментсимон шпонка учун мўлжалланган ўйиғи дискавий фреза билан кесилади. Бу эса бошқа ҳоллардагига қараганда анча қулай. Аммо ўйиқ чуқур бўлганлиги учун валнинг мустаҳкамлиги пасаяди. Шу сабабли, сегментсимон шпонкалар валнинг диаметри унча катта бўлмаган ($d \leq 60$ мм бўлган) ва кичик буровчи моментларни узатиш лозим бўлган ҳоллардагина ишлатилади. Бундай шпонкаларнинг мустаҳкамлиги қуйидаги формула ёрдамида баҳоланади:

$$\sigma_{33} = \frac{2T}{ald} \leq [\sigma_{33}]$$



4.48-расм. Сегмент шпонкани ҳисоблашга доир схема.



4.49-расм. Цилиндрик шпонка воситасида бириктириш.

Деталлар валларнинг учига ўрнатиладиган ҳолларда цилиндрик шпонкаларда цилиндрик шпонкалардан фойдаланиш мумкин. Улар учун керак бўлган тешик аввал пармалаш, сўнгра эса унга ишлов бериш йўли билан тайёрланади. Шуни назарда тутиш керакки, бита узун шпонка ишлатишдан кўра иккита ёки учта калта шпонка ишлатиш маъқул.

Цилиндрик шпонка ўйиққа маълум даражада тиғизлик билан ўрнатилади. Айрим ҳолларда цилиндрик шпонка кеиск конус шаклида қилиб тайёрланади.

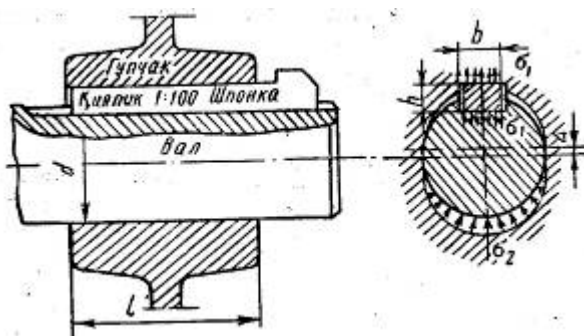
Цилиндрик шпонкаларнинг мустаҳкамлиги қуйидаги формула ёрдамида баҳоланади:

$$\sigma_{\text{сз}} \approx \frac{4T}{d_{\text{ш}} l d} \leq [\sigma_{\text{сз}}]$$

бу ерда $d_{\text{ш}}$ – шпонканинг диаметри; d – валнинг диаметри.

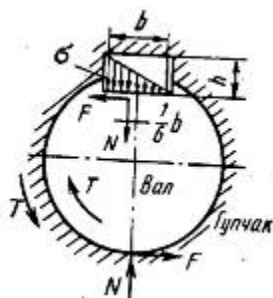
Понасимон шпонкалар. Понасимон шпонканинг призматик шпонкадан фарқи шуки, унинг кенг ёғи бўйига томон бироз (одатда 1:100 нисбатда) қия бўлади.

Понасимон шпонкалар ёрдамида деталлар вал ёки ўққа бемалол ортиқча куч сарфламай ўрнатиладиган қилиб ясалади. Деталь шпонка ҳисоби маҳкам ўрнашади. Бунинг учун шпонкалар ўйикка бир қадар куч билан одатда, болға зарби билан уриб жойлаштирилади. Бундай ҳолларда шпонка учун мўлжалланган ўйик валда ҳам шу валга ўрнатиладиган деталда ҳам бўлса, шпонка ўйиб ўрнатиладиган понасимон шпонка деб аталади. Шпонкадаги қиялик қандай бўлса, деталда ҳудди шундай қияликдаги ўйик қилинади. Шпонка зарб таъсирида киритилганлигидан, унинг устки ва остки ёқлари ўйикка маълум тифизлик билан ўрнашади. Шпонканинг ён ёқлари эса ўйикнинг ён ёқларига, умуман олганда, уриниб турмайди. Буровчи момент шпонканинг устки ва остки ёқларидаги тифизликдан ҳосил бўлган ишқаланиш кучи ҳисобига узатилади. Демак, бирикма нагрукасиз бўлганда ҳам шпонканинг устки ва остки ёқларида кучланишлар мавжуд бўлади (4.50-расм).



4.50-расм. Понасимон шпонка воситасида бириктириш.

Бирикманинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш учун боровчи T момент таъсирида бўлган валнинг мувозанат шартини кўриб чиқамиз. Ҳисоблаш учун келтирилган шаклда (4.51-расм) σ_1 ва σ_2 кучланишлар тенг таъсир этувчи N билан алмаштирилган. Таъсир этувчи буровчи момент вални айлантиришга интилади.



4.51-расм. Понасимон шпонкани ҳисоблашга доир схема.

Бунга ишқаланиш кучи $F \cdot Nf$ дан ҳосил бўлган момент ҳамда шпонканинг қисилиши акс таъсир кўрсатади. Шпонканинг қисилиши натижасида унинг чап ёғига қўшимча нагрузка тушади, ўнг ёғи эса бўшаши. Шу сабабли бундай ҳолда шпонка учун тузилган кучланишлар эпюраси вертикал катети σ бўлган учбурчаклик кўринишида бўлади. Тенг таъсир этувчи N куч қўйилган нуқта вал ўқидан $\left(\frac{2}{3}b - \frac{1}{2}b\right) = \frac{1}{6}b$ масофада жойлашади. σ нинг қийматини қуйидаги муносабатдан аниқлаш мумкин:

$$\sigma b l / 2 \cdot N \text{ ва } T \cdot N f d] N b / 6,$$

бу ерда b – шпонканинг эни; l – шпонканинг узунлиги;

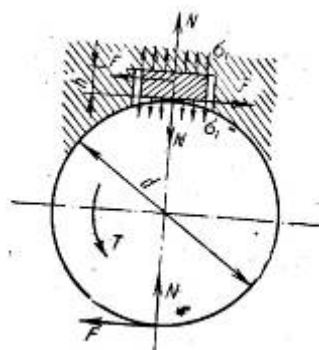
d – валнинг диаметри (бу диаметр / - / жуфтнинг елкаси сифатида қабул қилинган).

Келтирилган тенгламаларни σ га нисбатан биргаликда ечиб, қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\sigma = \frac{2T}{bl(fd + b/6)} \leq [\sigma_{\text{эз}}] = 80 \dots 100 \text{ МПа}$$

ишқаланиш коэффициентини f нинг қийматини 0,13 дан 0,18 гача қабул қилиш тавсия этилади.

Айрим ҳолларда ўйиқ туфайли валнинг заифлашувини бутунлай йўқотиш мақсадида понасимон шпонка турларидан бири бўлган фрикцион шпонка ишлатилади (4.52-расм). Бунда буровчи момент шпонканинг уриб киритилишидан шпонка билан вал орасида ҳамда вал билан деталь орасида ҳосил бўлган ишқаланиш кучи F ҳисобига узатилади. Шпонка учун валда ҳеч қандай ўйиқ бўлмайди. Бироқ шпонканинг пастки томони валнинг цилиндрик сиртига мослаб ишланиши лозим. Фрикцион шпонка ишлатилган ҳолларда буровчи момент фақат ишқаланиш кучи эвазига узатилганидан бундай шпонкалар кам нагрузка тушадиган механизмлардагина ишлатилади.



4.52-расм. Фрикцион шпонкани ҳисоблашга доир схема.

Бирикманинг мустаҳкамлигини қуйидаги муносабатдан фойдаланиб баҳолаш мумкин:

$$T \leq [T] \approx N f d \cdot \sigma_1 \cdot b l f d,$$

бу ерда $\sigma_1 \cdot 40 \dots 50 \text{ МПа}$.

Валга таъсир этувчи моментни стандартдан танлаб олинган битта шпонка билан узатиш мумкин бўлмаган ҳолларда бир валнинг ўзида иккита иккита ёки учта шпонкадан фойдаланиш мумкин. Маълумки, шпонка сонининг ортиши ўйиқлар сонининг кўпайишига, бу эса ўз навбатида, вал ҳамда деталь мустаҳкамлигининг ҳаддан ташқари заифлашувига сабаб бўлади. Шунинг учун кўп шпонкали бирикмалар ўрнига шлицли бирикмалардан фойдаланиш тавсия этилади.

Шлицли бирикмалар.

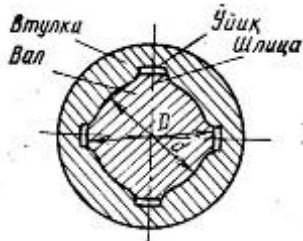
Агар валнинг сиртида ва унга ўрнатиладиган деталь гупчаги тешигининг сиртида унча чуқур бўлмаган ариқчалар ўйилиб, деталлардан бирининг чиқиғи иккинчисининг ботиғига тушадиган қилиб ўрнатилса, шлицли бирикма ҳосил бўлади (4.53-расм). бундай бирикмаларда шпонкали бирикмалардагига нисбатан қуйидаги афзалликлар бор:

- 1) Деталлар валда яхши марказланади, лозим бўлган тақдирда уларни вал бўйлаб суриладиган қилиб ўрнатиш ҳам мумкин (масалан, тезликлар кутисида);
- 2) шлицли бирикманинг ўзгарувчан зарбий нагрузка таъсир этгандаги мустаҳкамлиги шпонкали бирикманикига қараганда бирмунча юқори бўлади;
- 3) шлицли бирикмалар шпонкали бирикмаларга қараганда бир-неча бор ортиқ нагрузкага чидайд.

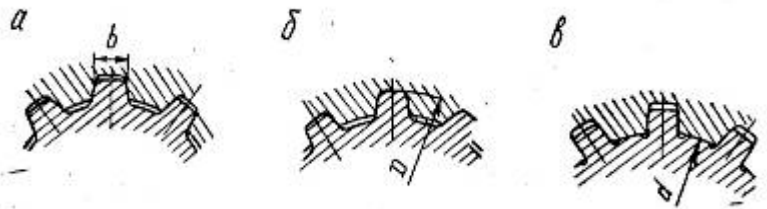
Шлицли бирикмаларда бир қатор афзалликлар бўлганлиги туфайли улардан машинасозликда (станоксозликда, тракторсозликда ва автомобилсозликда) кенг қўламда фойдаланилмоқда.

Шлицли бирикмаларнинг барча ўлчамлари ҳамда улар учун тегишли допусklar стандартлаштирилган.

Шлицлар тўғри тўртбурчаклик, эвольвента ва учбурчаклик профили бўлиши мумкин. Булардан энг кўп тарқалгани тўғри тўртбурчаклик профили шлицлардир. Тўғри тўртбурчаклик профили бирикмаларда деталлар шлицларнинг ён ёқлари, сиртки ва ички диаметрлари бўйича марказлаштирилади (4.54-расм). Шунинг назарда тутиш керакки, деталлар шлицнинг диаметрлари (D ва d) бўйича марказлаштирилганда вал ва гупчакнинг ўқдош бўлиши яхши таъминланади. Бироқ ён ёқлар бўйича марказлаштирилганда нагрузка шлицлар орасида бир хилда тақсимланади, бунинг натижасида эса бирикма кўпроқ нагрузкада ишлай олади.



4.53-расм. Шлицли бирикма.



4.54-расм. Тўғри тўртбурчакли шлиц ҳисобига марказлаштириш:
а – ён ёқлари томонлари бўйича; б – сртқи диаметри бўйича; в – ички
диаметри бўйича

Шлицли бирикмаларни ҳисоблаш

Шлицларнинг ўлчамлари, шпонкаларники каби, валнинг диаметрига қараб, ГОСТ жадвалларидан танлаб олинади. Ишлаш жараёнида шлицларнинг ён ёқларида эзувчи, асосида эса кесувчи ва эгувчи кучланишлар ҳосил бўлади (4.55-расм).

Стандарт белгиланган профили шлицлар учун эзувчи кучланиш асосий ҳисобланади. Шунинг учун у қуйидагича ҳисобланади:

$$\sigma_{\text{эз}} = \frac{T}{r_{\text{yp}} F z \psi} \leq [\sigma_{\text{эз}}]$$

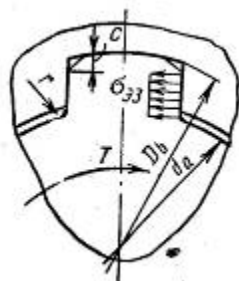
бу ерда $r_{\text{yp}} = \frac{D_b + d_a}{4}$ - ўртача радиус; F – шлиц ён ёғининг ҳисобий юзи; u қуйидаги формуладан аниқланади:

$$F = \left[\frac{D_b + d_a}{2} - (c + r) \right] l - \text{тўғри тўртбурчаклик профили шлицлар учун;}$$

$$F \approx 0,8ml - \text{эвольвента профили шлицлар учун;}$$

$$F = \left(\frac{D_b + d_a}{2} \right) l - \text{учбурчакли профили шлицлар учун;}$$

бу формулаларда l – шлицнинг иш сирти узунлиги; z – шлицлар сони; ψ – нагруканинг шлицлар орасида бир текисда тақсимланмаслигини ҳисобга олувчи коэффицентни (бу коэффицент, одатда, 0,7 . . . 0,8 бўлади).



4.55-расм. Шлицли бирикмани ҳисоблашга доир схема

Шлицлар учун рухсат этилган эзувчи кучланишнинг қиймати бирикмаларнинг ишлаш шароитига ҳамда уларни ташкил этувчи деталларнинг термик ишланганлигига қараб белгиланади. Масалан, қўзғалмайдиган қилиб бириктирилган ва ўртача шароитда ишлайдиган бирикмалар учун:

а) шлицларнинг сирти термик ишланмаган бўлса,
[$\sigma_{\text{эз}}$] қ 60 . . . 100 МПа

б) шлицларнинг сирти термик ишланган бўлса,
[$\sigma_{\text{эз}}$] қ 100 . . . 140 МПа

Қўзғалувчан бирикмаларнинг шлицлари кўпинча термик ишланади ва тез ейилишининг олдини олиш мақсадида рухсат этилган кучланишнинг қиймати 5 . . . 15 МПа оралиғида олинади.

Пластмассада тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос хусусиятлари

Ҳозирги вақтда пластмассада тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмалар машинасозликда кам учрайди. Одатда, пластмассада ясалган цилиндрик детални вал ёки ўққа ўрнатиш учун пўлат шпонкалардан фойдаланилади. Кичик ўлчамли механизмларда лозим бўлган тақдирда пластмассада тайёрланган деталлар шлицлар воситасида бириктирилиши мумкин. Умуман олганда, пластмассада тайёрланган шпонкали ва шлицли бирикмаларнинг ишлаши металлдан тайёрланган шундай бирикмаларнинг ишлаши кабидир. Шунинг учун, бундай бирикмалар металл шпонкалар учун келтирилган формулалар ёрдамида ҳисобланиши мумкин. Табиийки, формулалардаги рухсат этилган кучланишнинг қиймати, пластмассанинг турига қараб, тегишли жадваллардан олинади ёки дифференциал усул билан аниқланади. Айрим ҳолларда пластмассада тайёрланган призматик шпонкалар эзувчи кучланишдан ташқари, эгувчи кучланишга ҳам ҳисоблаб кўрилиши тавсия этилади. Эгувчи кучланиш қуйидагича ҳисоблаб топилиши мумкин:

$$\sigma_{\text{эг}} = \frac{6Th}{dlb^2} \leq [\sigma_{\text{эг}}]$$

бу ерда T – буровчи момент; h – шпонканинг баландлиги; d – валнинг диаметри; b – шпонканинг эни; l – шпонканинг ҳисобий узунлиги.

Шуни назарда тутиш керакки, қўзғалувчан қилиб бажарилган шпонкали ёки шлицли бирикмадан фойдаланилганда пластмассаларнинг ўзига хос хусусиятларига алоҳида эътибор бериш керак. Масалан допусkning металл учун осон силжишни таъминловчи қиймати пластмасса учун мутлақо тўғри келмаслиги мумкин, чунки температура таъсирида пластмассада тайёрланган деталларнинг ўлчамлари металлдан тайёрланган деталларникига қараганда каттароқ қийматга ўзгаради.

Бешинчи бўлим.

V. БОБ. ЮК КУТАРИШ МАШИНАЛАРИ ВА ЮРИТМАЛАРИ

5.1. Юк кўтариш машиналари ва юритмалари ҳақида умумий маълумотлар.

Юк кўтариш механизмининг турига (типига), вазифасига ва ишлаш характерига қараб унинг юритмалари дастали ва машинали юритмага бўлиш мумкин. Дастали юритмалар асосан юк кўтарувчанлиги ва тизлиги кичик бўлган машина ҳамда қурилмаларда ишлатилади. Машинали юритма энергия манбаига кура куйидаги турларга: электрик, бугли, ички ёнувчи двигателли, гидравлик, пневматик юритмаларга бўлинади. Бир қатор машиналарда эса қўшма (комбинирован) масалан: дизель-электрик, электр-гидравлик, электр-пневматик юритмалар ишлатилади.

Юк кўтариш машиналарда асосан электрик юритма қўлланади ва у куйидаги афзалликларга эга:

- ҳаракатланишга доим тайёр ҳолда бўлиши, юк кўтариш машинасининг ҳар бир механизмига мустақил (алоҳида) двигатель ўрнатиш мумкинлиги ва бу эса механизмларни бошқаришни ҳамда конструкциясини соддалаштиради;
- юқори тежамкорлиги; тезлигини катта: ораликда ўзгартириш имкони борлиги (айниқса ўзгармас токли юритмада);
- механизмлар ҳаракат йўналишини ўзгартириши (реверс);
- ишлашнинг хавфсизлиги;
- турли сақлаш қурилмаларининг соддалиги ва ишончли ишлаши;
- бир мунча қисқа муддат таъсир этувчи ортикча нагрузка билаи ишлаш . имконияти.

Буғли юритма ҳозирги вақтда юк кўтариш машиналарида деярли кулланилмайди, чунки унинг ФИК паст, улчами катта ва массаси оғир, буғли куч қурилмасини юргизиб юборишга тайёрлашга кўп вақт талаб этиши ёки ҳаракат доимий тайёр ҳолда бўлишини таъминлаш учун ёнилғи кўп миқдорда сарф қилиниши кузатилди.

Кўчма кранларда ички ёнувчи двигателли юритмалар жуда кенг миқёсда қўлланилади (карбюраторли, дизелли двигателлар.) Бундай юритманинг афзаллиги шундаки:

- электр билан таъминлаш манбасига боғлиқ бўлмаслиги;
- ишга доим тайёр ҳолда бўлиши;
- масса ва ўлчамларини нисбатан катта эмаслиги;
- юқори ФИК, тежамкорлиги;
- механизм тезлигини ўзгартириш (созлаш) имкони борлиги.

Бу турдаги юритмаларнинг камчиликлари:

- нагрузка остида двигателни юргизиб юбориш имкони йўқлиги ва шунинг учун юргизиш пайтида двигателни механизмдан ажратиб қўйиш учун фрикцион муфта ўрнатишга мажбур бўлиш;
- юргизиб юбориш моментини енгилш учун юқори қувватли двигатель қўллаш зарурлиги;
- двигателни ҳаракат йўналишини ўзгартириш (реверс) имкони йўқлиги.

Кўчма кранларда дизель-электрик юритмах кенг қўлланилади. Бунда дизель механизмларининг электр двигателларининг таъминловчи электрогенератор билан уланган бўлади.

Афзаллиги: электр юритма билан ички ёнувчи двигателлар юритманинг афзалликларидан биргаликда фойдаланиши.

Камчилиги: катта ва қўполлиги, мураккаблиги ва ўрнатиш ҳамда юритмаининг ишлатишни қимматлиги.

Автомобилларга ўрнатилган бир қатор кранларда механизмларнинг электр двигателларни таъминлаш учун автомобилнинг асосий двигатели қувватидан фойдаланилади. Бу ҳолда автомобил двигатели қувват олиш кутиси орқали генераторни ҳаракатга келтиради.

Юк кўтариш машиналарнинг гидравлик юритмаси: ишчи суюқликни ўтказгич трубалар ва бошқариш клапанлари системаси орқали ишчи гидроцилиндрга юборадиган насосни ҳаракатга келтирадиган электродвигатель ёки ички двигателдан иборат.

Дастали юритма

Юк кўтарувчанлиги кичик ва секин ишлайдиган кранларда ҳамда ёрдамчи юк кўтарувчи курилмаларда (домкратлар, таллар, чигирлар) кўтариш ва тушириш, буриш ва ҳаракатга келтириш ишлари дастаки юритма ёрдамида бажарилади. Бундай юритмаларда иш вақтининг давомийлигига қараб дастакка ёки тортувчи занжирга қўйиладиган ишчи кучи қуйидаги номинал қийматлардан катта бўлмаган ҳолда қабул қилинади:

а) кўтариш-тушириш иши узоқ вақт давом этадиган ҳолларда дастакка 100 Н ва тортувчи занжирда 160 Н;

б) Даврий, яъни 6-8 соат давомида тез-тез танафус билан бажариладиган ишларда дастакка 160 Н ва тортувчи занжирда 200 Н;

с) Қисқа вақт давомида бажариладиган ишда (давомийлиги 5 минутдан ошмайдиган) дастакда 160 Н ва тортувчи занжирда 300 Н;

д) Ўқтин-ўқтин бажариладиган ишда дастакда 300 Н ва тортувчи занжирда 800 Н.

Тортувчи орган сифатида одатда диаметри 5-6 мм бўлган пўлат чизикдан (симдан) пайвандлаб тайёрланган занжирлар ишлатилади. Тортувчи ғилдирак диаметри, одатда, 300-1000 мм чегарасида қабул қилинади. Дастаки педаллар ва дастаки юритма элементларини мустаҳкамликка ҳисоблаганда уларга қўйиладиган куч 800 Н ва занжирга қўйиладиган куч эса 1200 Н деб олинади. Бу ҳолатда мустаҳкамлик запаси «Б» учун 1-2 жадвалдан олинади. Дастаки юритмани ҳисоблаганда қуйидаги ўлчамларни қабул қилиш тавсия қилинади:

а) Дастак елкаси (радиуси) 400 мм дан ошмаслиги керак;

б) Дастакнинг бурилиш марказидан полгача бўлган баландлик 900-1000 мм;

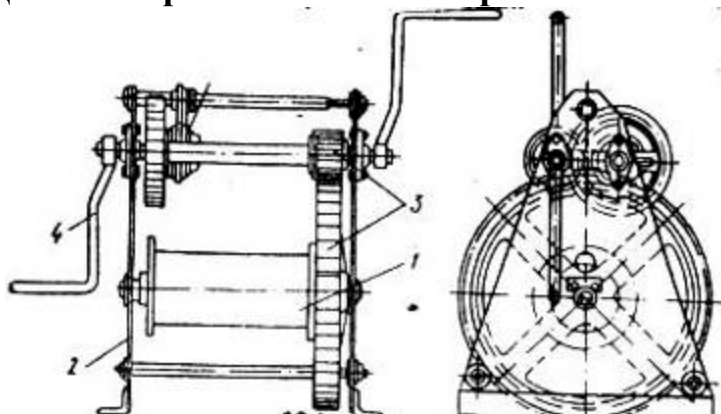
с) Дастак туткичининг узунлиги бир киши ишлаганда 300-350 мм ва икки киши ишлаганда 450-500 мм;

Ишчи қўлининг ўртача ҳаракат тезлиги дастаки юритмада:

а) Дастакда 1,2м/с (72 м/мин);

б) тортувчи занжирда 0,8 м/с (48 м/мин) дан ошмаслиги керак

Дастаки юритма механизмларининг схемалари



5.1-расм.

Дастак ёки тортувчи ғилдирак 1 ҳаракати тишли узатмалар 2 орқали барабанга 4 ўралаётган арқонча узатилади. Арқонча илгакли осма 3 воситасида юк осилади. Етакловчи валга ўрнатиладиган тормоз шкиви 5 одатда буровчи момент кичик бўлган валларга ўрнатилади. Етакловчи валлардаги момент қуйидагича аниқланади:

$$M_{\text{юк}} = M_k \cdot U \cdot n [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

Бунда

U - механизмнинг узатишлар сони;

n - узатманинг ФИК;

M_k - етакловчи валдаги статик қаршилик кучининг моменти

$$M_k = P \cdot l \cdot Y \cdot Z [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

Бунда

P - бир ишчи кучи;

l - дастак радиуси (елкаси) ёки етакловчи ғилдирак радиусчи;

Z - ишчилар сони;

Y - бир неча ишчи бирданига ишлаганда кучнинг бир вақтда қуюлмасининг ҳисобга олувчи коэффиценти.

Икки ишчи учун $Y=0,8$; тўрт ишчи учун $Y=0,7$

Юкдан барабанга таъсир этувчи қаршилик кучларининг қуйидаги формуладан аниқланади:

$$M_{\text{о}} = S \cdot \frac{D_{\text{о}}}{2}$$

бунда

$D_{\text{о}}$ - барабан диаметри;

S - барабанга ўралаётган тортувчи органнинг таранглиги.

Юк кўтариш тезлиги қуйидаги формула орқали аниқланади:

$$v_{\text{юк}} = \frac{S \cdot v_{\text{иш}} \cdot P \cdot r}{Q_{\text{юк}} \cdot q}$$

бунда

$V_{\text{иш}}$ – бир ишчи ҳаракатининг тезлиги.

Юк кўтариш вақти текис ҳаракат тенгламасидан аниқланади:

$$l = \frac{h}{v_{\text{юк}}} = \frac{h \cdot Q_{\text{юк}} \cdot q}{Z \cdot P \cdot v_{\text{иш}} \cdot r}$$

бунда h - юк кўтариш баландлиги.

Ҳар бир турдаги машиналарга мисоллар:

- 1) Энг оддийлари; домкратлар (винтли, рейкали, гидравлик); чигирлар (рамкага ўрнатиладиган); таллар (осма);
- 2) Кўтаргичлар (платформа ёки кабинанинг вертикал йўналтиргичлар бўйича ҳаракатланиши);
- 3) Кранлар. Улар бир неча кўтариш, ҳаракатлантириш, буриш. қулочларини ўзгартирувчи механизмлардан ташкил топган бўлади.

Машиналарнинг асосий таърифлари

Оддийлари:

- а) домкратлар - катта бўлмаган баландликка кўтариш ва тушириш учун мўлжалланган.
- б) таллар - катта баландликка кўтариш учун мўлжалланган.

Кўтариш-ташиш машиналарининг таснифи

Юк кўтариш ва ташиш ускуналарини конструктив, технологик ва бошқа хусусиятларини ҳисобга олган қолда аниқ таснифлаш қийин.

Аммо уларни умумий белгилар бўйича турларга ажратиш мумкин.

1. Тузилиш (конструктив) белгилари бўйича:

а) Оддийлари (оддий механизм ва машиналар):

1. Домкратлар.
2. Чигирлар.
3. Таллар.

б) Кўтаргичлар

1. Лифтлар;
2. Пештокли кўтаргичлар.
3. Тик турадиган қурилиш кўтаргичлари.

в) Кранлар:

умумий ишларга мўлжалланганлари

1. Гусеничали автомобиль кранлари.
2. Чорпояли кран.
3. Велосипед нусха кранлар.
4. Қўзғалмас бурилма кранлар.
5. Кўприк кранлар.

Махсус К Т. М.

1. Минорали кранлар.
2. Арқон-мачтали кранлар.

3. Порталли (пештоқли) кранлар.

II. Юритма турлари бўйича:

- 1) Дастаки.
- 2) Электрик.
- 3) Пневматик.
- 4) Гидравлик.

III. Механизмларнинг ишлаш тартиблари бўйича:

Юритма тури	Ишлаш тартиби	Шартли белгилари	УД %
Дастаки		Р	-
Машинали	Енгил	Л	15
	Ўртача	С	25
	Оғир	Т	40
	Ўта оғир	ВТ	60
	Узлуксиз ишловчи	ВТН	100

Механизмларнинг ишлаш тартиби қуйидаги кўрсаткичлар билан таърифланади:

- 1) Механизмларнинг нисбий уланиш давомийлиги (ПВ) билан, % ҳисобида

$$ПВ\% = \frac{\sum t_n}{\sum t_n + \sum t_0} \cdot 100$$

бу ерда $\sum t_n$ - ишга тушириш ва барқарор тезликда ишлаш учун кетган вақтлар йиғиндиси, с.

$\sum t_0$ - тўхтатиш учун кетган вақтлар йиғиндиси, с.

$\sum t_n + \sum t_0 = T_u$ тўла давр вақти, кўпинча 10 минут қабул қилинади.

Давр (цикл) деганда - юкни кўтариш пайтидан кран ва унинг қисмлари бошланғич ҳолатга қайтиб келишигача кетган вақт оралиғи тушунилади.

- 2) Машинанинг юк кўтарувчанлиги бўйича фойдаланиш коэффиценти;
- 3) Машинадан йил мобайнида фойдаланиш коэффиценти.
- 4) Машинадан сутка давомида фойдаланиш коэффиценти.

IV. Қўзғалувчанлик даражаси бўйича

- 1) Қўзғалувчан
- 2) Қўзғаламас (бир жойда турувчи).

V. Иш ҳаракатлари сони бўйича

- 1) Битта иш ҳаракати (вертикал бўйича кўтариш ёки горизонтал бўйлаб ташиш);
- 2) Иккита иш ҳаракати (кўтариш ва горизонтал бўйича ташиш);

3) Уч ва тўрт иш ҳаракати.

Чигир - йўналтирувчи блоклар ёрдамида бир йўналиш бўйича ҳар қандай кўчиришга хизмат қилади.

б) Кўтаргичлар - юкларни вертикал бўйича кўчириш учун хизмат қилади.

в) Кранлар - маълум жойнинг ҳоҳлаган нуқталарига хизмат қилиш мумкин.

Кран механизмлари бир неча бўлиши мумкин. Ҳар қандай юк кўтариш машинасида қуйидаги механизмлар бўлади:

1. Юк кўтариш механизми - юкни кўтариш, ушлаб туриш ва тушириш учун мўлжалланган.

2. Ҳаракатлантириш механизми.

3. Буриш механизми.

4. Қулочни ўзгартириш механизми.

Машиналарнинг юритмалари

1. Дастлабки, бунда инсон мушаклари кучидан фойдаланамиз. Лекин ҳар доим бу юритмани қўллаб бўлмайди, чунки инсон кучининг қуввати $N=0,16$ от кучига тенг. Шунинг учун машинали юритмадан фойдаланиш керак. Ишчи томонидан сарфланган моментни аниқлаймиз:

$$M_p = P \cdot m \cdot R \cdot \varphi \cdot n$$

бу ерда P - битта ишчининг кучи, Н

m - ишчилар сони;

R - радиус, м;

φ - ишчилар томонидан кучнинг бир вақтда қўйилмаслик коэффициентлари

M	1	2	4
φ	1	0.8	0.7

Машинали юритмалар билан таққослаш учун дастаки юритманинг кўрсаткичлари жадвалини келтирамиз.

Дастаки юритма	Таъсир этувчи куч, Н		Тезлик, м/с
	Киска муддатли	Узок муддати	
Дастак	250	120	1
Тортувчи занжир	400	200	0,6
Тепки	350	250	-
Пишанг	200	180	-

Машинали юритмаларни қуришга ўтамиз.

Машинали юритманинг тезлик кўрсаткичлари:

1. Аравачани ҳаракатлантириш механизми, $v_0 = 12 \div 60$ ва 240 м/мин.

2. Кўтариш механизми, $v_0 = 4 \div 30$ ва 120 м/мин.

3. Кўприкни ҳаракатлантириш механизми, $v_M = 75 \div 120$ ва 480 м/мин.

4. Буриш механизми, $\omega = 0.1 \div 0.3$ рад/с.

5. Кулочни ўзгартириш механизми $\omega = 0.1 \div 0.3$ рад/с.

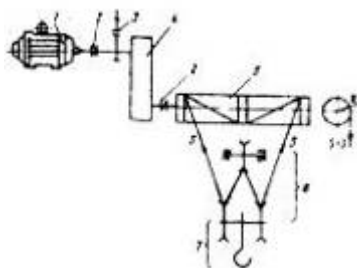
5.2. Юк кўтариш машиналарини ҳисоблаш асослари.

Юк кўтариш механизми

1. Кўприк краннинг қўшалок икки каррали полиспастли юк кўтариш механизмининг чизмаси (5.2-расм),

Мақсад:

1. Полиспаст ва унинг карралигин танлаш.
2. Двигатель танлаш.
3. Редуктор танлаш.
4. Илгакли османи танлаш,
5. Блокларни танлаш.
6. Барабан танлаш.
7. Тормоз танлаш.



5.2-расм.

Шартли белгилар: 1-электродвигатель; 2-эластик муфта; 3-тормоз; 4-редуктор; 5-юк кўтариш барабани; 6-полиспастли юк кўтарувчи илгак.

Механизм асосий қисмларининг вазифалари.

1. Электродвигатель.
2. Буровчи моментни узатиш ва валларнинг ўқдошмаслигини қоплаш учун эластик муфта.
3. Ёпиқ турдаги тормозлар кўтарилган юкларни тутиб туриш ва тўхтатиш учун хизмат қилади. Двигатель тўхтатилган пайтда тормоз автоматик тарзда ишини тўхтатади.

4. Полиспастлар қуйидаги бўлади:

а) Биттали (оддийлари)

Битталик полиспаст – буларда барабанга арқоннинг битта ўрами ўралади.

5. Қўшалок полиспаст. Бу ҳолда барабанга арқоннинг икки учун ўра Полиспастнинг қўзғалувчи ва куз $t=1с$ деб оламиз. Бу вақт ичида

$$v_s \neq v_{юк}; v_s \neq 2v_{юк}$$

$$S = \frac{Q}{n \cdot \eta_\delta} = \frac{Q}{2 \cdot \eta_\delta}$$

$$i = \frac{n}{a} = \frac{v_v}{v_{юк}},$$

бу ерда n- юк осилган тармоқ.

a - полистраст карралиги сони

i-узатишлар сони.

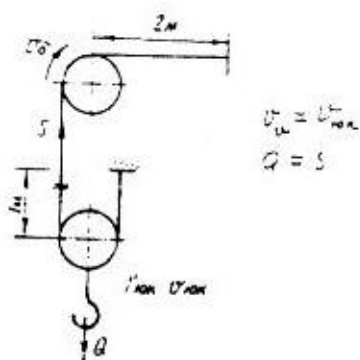
a=1

n=4 юк осилган тармоқлар сони

$$S = \frac{Q}{4 \cdot \eta_v^x} = \frac{Q}{4 \cdot \eta_\delta^2};$$

4. Редуктор юк кўтарувчи барабаннинг айланиш тезлигини камайтириш ва двигателдан келувчи буровчи моментни кучайтириб бериш учун хизмат қилади.

5. Юк кўтариш барабани ақоннинг ўралиши юкнинг кўтарилиш учун хизмат қилади.



5.3-расм.

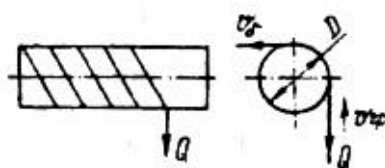
Полиспаст - блоklar ва арқонлардан тузилган система. У юкни барабанга осилиш учун хизмат қилади ва қуйидагиларни таъминлайди:

- 1) арқонга таъсир этувчи кучларни камайтиради;
- 2) барабанга ўраладиган арқон тезлигига нисбатан кўтарилиувчи юк тезлигини камайтиради
- 3) барабанга таъсир этувчи кучни камайтиради.

Тушунтириш (5.4-расм). Бу ҳолда барабанга юкнинг Q оғирлиги ўралади.

а) юкнинг моменти $\mu_{\text{юк}} = \frac{Q \cdot D}{2}$

б) оддий полиспаст $v_\delta = v_{\text{юк}}$



5.4-расм.

S арқоннинг таъсир кучи

$$a) S = \frac{Q}{n \cdot \eta_n} = \frac{Q}{2 \cdot \eta_n};$$

$$б) \mu_{юк} = \frac{S \cdot D}{2} = \frac{Q \cdot d}{2 \cdot 2 \cdot \eta_n};$$

$$в) v_{юк} = \frac{v_{юк}}{2}$$

Двигатель турлари

АК-72-8 Умумий ишларга мўлжалланган фаза моторли ва контакт халқали (К) уч фазали асинхрон двигатель (А). 7 - статор ўзагининг шартли бирликлардаги габарити. 2- ўзакнинг тартиб узунлиги. 8 - қутблар сони.

АО-72-12/6 А - қисқа туташтирилган роторли асинхрон двигатель. О – ёпиқ шамоллатиладиган, 7 - статор ўзагининг шартли бирликлардаги габаритли. 2 - ўзакнинг тартиб узунлиги; 12/6 12 та қутбдан 6 қутбга, яъни 500 мин⁻¹дан 1000 мин⁻¹ тезликка қайта улаш мумкин.

«ТАЯНЧ» СЎЗЛАР ВА ИБОРАЛАР:

- | | |
|--------------------------------|-------------------------|
| 1. Машина | 25. Занжир |
| 2. Узель | 26. Валлар |
| 3. Детал | 27. Ўқлар |
| 4. Мустаҳкамлик | 28. Тишли ғилдирак |
| 5. Биқирлик | 29. Юлдузча (звездочка) |
| 6. Иссиқбардошлик | 30. Шкив |
| 7. Тирашга чидамлилиқ | 31. Шпонка |
| 8. Ёйилишга чидамлик | 32. Резбали бирикмалар |
| 9. Кучланиш | 33. Парчин мих |
| 10. Кучлар | 34. Пайванд бирикмалар |
| 11. Рухсат этилган кучланишлар | 35. Узатиш сони |
| 12. Механик узатмалар | 36. Ф. И. К |
| 13. Узатмалар | 37. Момент |
| 14. Муфта | 38. Қувват |
| 15. Подшипник | 39. Узатма кинематикаси |
| 16. Редуктор | 40. Кинематик схема |
| 17. Цилиндирик тишли | 41. Контакт кучланиш |
| 18. Конуссимон тишли узатма | 42. Қия ва шеврон |
| 19. Червяк | 43. Дастали юритма |
| | 44. Полиспаст |
| | 45. Транспортёр |

20. Планетар
21. Тулқинсимон
22. Вариатор
23. Фрикцион
24. Тасмали

46. Модуль
47. Эҳтиётлик коэффициенти
48. Материал

АДАБИЁТЛАР

1. Сулайманов И.С. Машина деталлари. Тошкент: "Ўқитувчи", 1981 й.
2. Иосильевич Г.Б. Детали машин. М.: "Машиностроение", 1988 г.
3. Решетов Д.М. Детали машин. М.: "Машиностроение", 1989 г.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М.: "Высшая школа", 1991 г.
5. Давудбоев Б.Н. Кўтариш ташиш машиналари. Тошкент. "Ўқитувчи", 1989й.
6. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М.: Высшая школа, 1985 г.
7. Таджибоев Р.Н., Шукуров М.М., Сулаймонов И. Машина деталлари курсидан масалалар тўплами. Тошкент: "Ўқитувчи", 1992 й.

МУНДАРИЖА

№	Мавзуларнинг номланиши	бет
1.	Сўз боши.	3
2.	1.Боб. Деталларнинг конструкциясига қўйиладиган асосий талаблар.	4
3.	1.1.Деталларни ишлаш лаёқати ва уни таъминлаш.	4
4.	1.2.Рухсат этилган кучланишни аниқлаш.	6
5.	1.3.Машинасозликда ишлатиладиган асосий материаллар ва уларни танлаш.	16
6.	2.Боб. Узатмалар схемалари ва уларни ҳисоби.	19
7.	2.1.Узатмалар.Фрикцион узатмалар. Вариаторлар.	21
8.	2.2.Тасмали узатмалар.	28
9.	2.3.Тасмали узатмаларни ҳисоблаш асослари.	31
10.	2.4.Тишли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.	34
11.	2.5.Тўғри тишли цилиндрлик ғилдиракли узатмаларни ҳисоблаш.	43
12.	2.6.Қия ва шеврон тишли узатмаларни ҳисоблашнинг ўзига хос ҳусусиятлари.	51
13.	2.7.Конуссимон ғилдиракли тишли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.	54
14.	2.8.Червякли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.	57
15.	2.9.Занжирли узатмалар ва уларни ҳисоблаш.	63

16.	2.10.Планетар ва тўлқинсимон узатмалар.	68
17.	3.Боб. Валлар, муфталар, таянчлар, қобиклар ва уларни ҳисоблаш.	71
18.	3.1.Валларни ҳисоблаш.	71
19.	3.2.Подшипниклар ва уларни турлари.	74
20.	3.3.Муфталар. Муфталарни ҳисоблаш.	79
21.	3.4.Редукторлар ва уларнинг қобик деталлари.	82
22.	4.Боб. Бирикмалар.	86
23.	4.1.Парчин миҳли бирикмалар.	87
24.	4.2.Пайванд бирикмалар.	92
25.	4.3.Резьбали бирикмалар.	103
26.	4.4.Деталларни тиғизлик ҳисобига бириктириш.	130
27.	4.5.Шпонкали ва шлицли бирикмалар.	133
28.	5.Боб. Юк кўтариш машиналари ва юритмалари.	140
29.	5.1.Юк кўтариш машиналари ва юритмалари ҳақида умумий маълумотлар.	140
30.	5.2.Юк кўтариш машиналарини ҳисоблаш асослари.	146
31.	Таянч сўз ва иборалар.	149
32.	Фойдаланилган адабиётлар.	150