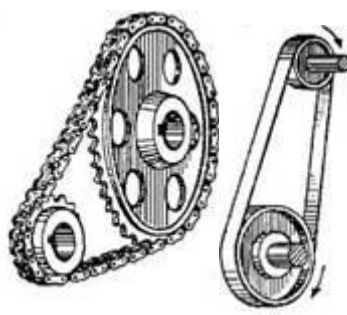
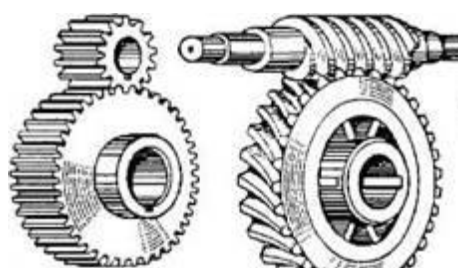


Міністерство освіти і науки України
Вінницький державний педагогічний університет
імені Михайла Коцюбинського
Інститут математики, фізики і технологічної освіти

ДЕТАЛІ МАШИН

Навчальний посібник



УДК 378: 62 – 1

ББК 74.58 + 34.42

I – 49

Іванчук, А. В. Деталі машин: навч. посібник [для студ. вищ. пед. навч. закл.] / Анатолій Васильович Іванчук. – Вінниця: ТОВ фірма «Планер», 2010. – 336 с.

Рекомендовано до друку кафедрою машинознавства, основ виробництва і безпеки життєдіяльності (протокол № 11 від 27.05.2010р.)

У навчальному посібнику з дисципліни «Деталі машин», як складової частини машинознавства, викладено знання про привод машин. Область знань про привод машин інтегрує поняття призначення, будови, принципу дії, класифікації механічних передач і основи їх проектних і перевірних розрахунків та про елементи механічних передач (вали, осі, підшипники, муфти, різні і не різні способи з'єднання).

Навчальний посібник призначений для студентів вищих педагогічних навчальних закладів. Узагальнені знання з машинознавства (на прикладі «Деталей машин») дозволяють сформувати в майбутніх учителів трудового навчання основи технічного мислення та цілісне уявлення про проектування і конструювання машин.

Рецензенти:

доктор педагогічних наук, професор Чернілевський Д.В.,

Вінницька філія ВНЗ ВМУРОЛ «Україна»

кандидат технічних наук, доцент Вірник М.М.,

Вінницький національний технічний університет

© А.В. Іванчук

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
Розділ 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	26
1.1. Поняття про машини, механізми та деталі загального призначення.....	26
1.2. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин.....	30
1.3. Поняття про проектний і перевірний розрахунки.....	33
1.4. Механічні передачі.....	34
1.4.1. Зубчасті передачі.....	38
1.4.2. Поняття про нарізання зубів методом обкатки.....	47
1.4.3. Поняття про коригування профілю зубів.....	49
1.4.4. Матеріали зубчастих коліс.....	56
1.4.5. Види руйнування зубів зубчастих коліс.....	57
1.4.6. Поняття про допустимі напруження.....	60
Тестові завдання.....	63
Розділ 2. ОСНОВНІ ВИДИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ.....	73
2.1. Циліндричні зубчасті передачі.....	73
2.1.1. Геометричні параметри циліндричних зубчастих коліс.....	75
2.1.2. Сили в зачепленні циліндричних коліс.....	78
2.1.3. Розрахунок циліндричних передач на контактну міцність.....	80
2.1.4. Розрахунок циліндричних передач на міцність при згині.....	84
2.2. Конічні зубчасті передачі.....	87
2.2.1. Геометричні параметри конічних зубчастих коліс.....	90
2.2.2. Сили в зачепленні конічних коліс.....	92
2.2.3. Розрахунок конічних передач на контактну міцність.....	94
2.2.4. Розрахунок конічних передач на міцність при згині.....	96
2.3. Черв'ячні передачі.....	98
2.3.1. Геометричні параметри черв'ячних передач.....	100
2.3.2. Сили в зачепленні черв'ячних передач.....	104
2.3.3. Матеріали черв'ячної пари.....	106

2.3.4. Допустимі напруження для матеріалів вінців черв'ячних коліс.....	107
2.3.5. Тепловий розрахунок черв'ячних передач.....	108
2.3.6. Розрахунок на міцність черв'ячних передач.....	111
2.4. Передачі гвинт-гайка.....	113
2.4.1. Сили в зачепленні передач гвинт-гайка.....	115
2.4.2. Розрахунок передач гвинт-гайка на зносостійкість.....	117
2.5. Редуктори.....	119
2.6. Ланцюгові передачі.....	123
2.6.1. Параметри ланцюгових передач.....	128
2.6.2. Сили в ланцюгових передачах.....	131
2.6.3. Критерії працездатності та розрахунок ланцюгових передач..	132
2.7. Фрикційні передачі.....	136
2.7.1. Види руйнування котків і критерії розрахунку.....	141
2.7.2. Сили в циліндричних фрикційних передачах.....	143
2.7.3. Розрахунок котків на міцність.....	144
2.8. Безступінчасті передачі.....	146
2.9. Пасові передачі.....	149
2.9.1. Пружне ковзання та кінематика пасових передач.....	155
2.9.2. Сили та напруження у вітках пасових передач.....	157
2.9.3. Розрахунок пасових передач на тягову здатність.....	160
Тестові завдання.....	164
РОЗДІЛ 3. ТИПОВІ ДЕТАЛІ І ВУЗЛИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ	178
3.1. Вали й осі.....	178
3.1.1. Розрахунок осей на міцність і стійкість до втомного руйнування.....	184
3.1.2. Розрахунок валів на статичну міцність.....	185
3.1.3. Розрахунок валів на втомну міцність.....	188
3.1.4. Розрахунок валів на жорсткість.....	190
3.1.5. Розрахунок валів на попередження поперечних коливань....	192

3.1.6. Проектний розрахунок та конструювання валів.....	195
3.2. Підшипники ковзання.....	196
3.2.1. Розрахунок підшипників ковзання.....	199
3.3. Підшипники кочення.....	200
3.3.1. Навантаження тіл кочення. Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення.....	210
3.3.2. Підбір підшипників кочення за статичною і динамічною вантажопідйомністю.....	212
3.4. Муфти приводів.....	217
Тестові завдання.....	225
РОЗДІЛ 4. ТИПОВІ СПОСОБИ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ..	231
4.1. Різьбові з'єднання.....	231
4.1.1. Сили в різьбові парі.....	234
4.1.2. Розрахунок різьбових з'єднань.....	238
4.2. Шпонкові з'єднання.....	241
4.3. Шліцьові з'єднання.....	243
4.4. Зварні з'єднання.....	245
4.4.1. Розрахунок зварних з'єднань.....	247
4.5. Заклепкові з'єднання.....	250
4.5.1. Розрахунок заклепкових з'єднань.....	253
Тестові завдання.....	256
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	259
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ДЛЯ ПОГЛИБЛЕНОГО ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ.....	262
ПРЕДМЕТНИЙ ПОКАЖЧИК.....	264
ІМЕННИЙ ПОКАЖЧИК.....	266
ПОКАЖЧИК ОСНОВНИХ УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	268
ДОДАТКИ.....	269

ВСТУП

Загальнотехнічна або науково-технічна підготовка є важливою складовою професійної підготовки майбутніх учителів трудового навчання. Адже основою змісту їх фахової діяльності є навчальний процес, який спрямований на формування знань, умінь, навичок та досвіду творчої діяльності в школярів з обробки матеріалів (металу, дерева, тканин, продуктів харчування). У процесі ж обробки матеріалів між людиною та матеріалом стоїть (використовується) знаряддя праці чи машина. Істотними ознаками будь-якого об'єкту техніки є морфологічні і функціональні або будова і принцип дії. Такого типу знання стають основою технічних знань школярів.

Однак машина сама по собі не завжди є об'єктом зацікавлення школярів і перед учителем постає проблема активізації їх навчальної пізнавальної діяльності. Основним засобом активізації процесу учіння є формування елементів технічного мислення. Компонентами процесу технічного мислення є образи, поняття і операції (способи дій).

Сприятливі педагогічні умови формування технічного мислення в школярів утворюються, якщо до змісту навчання залучити знання про процес створення машин. Мається на увазі генерування технічних ідей (винахідницька діяльність), обґрунтування параметрів майбутніх машин (проектування) і виготовлення креслень та іншої конструкторської документації (конструювання).

З іншого боку ці види діяльності характерні переважно для позашкільної гурткової роботи. Наприклад, у гуртку юних винахідників можна сформувати основи творчого технічного мислення, бо для цього є методи технічної творчості, що активізують, систематизують пошукову діяльність та звужують область пошуку технічних розв'язків винахідницьких завдань. В авіамоделних, автомоделних, судномодельних і в гуртках конструювання технічних пристроїв наявні психологічні і педагогічні

передумови впровадження методів проектних і перевірних розрахунків деталей машин.

Таким чином, основою сучасних вимог до змісту трудової підготовки школярів у закладах освіти є створення педагогічних умов для розвитку їх соціально корисних особистісних якостей. Однак бачимо протиріччя між фактичним змістом професійної діяльності вчителів трудового навчання та сучасними вимогами до змісту трудової підготовки школярів. Це протиріччя намагаються вирішити шляхом усунення неузгодженості між назвою предмету трудове навчання та його змістом. Для цього упроваджується нова освітня галузь «Технологія», яка спрямована на залучення в зміст освіти проектної діяльності школярів.

У навчальних планах підготовки майбутніх учителів трудового навчання є технічна дисципліна «Деталі машин» або розділ «Деталі машин і основи конструювання» в інтегрованому курсі «Технічна механіка», запропонованому М. Корцем [18, 19]. Об'єктом цієї дисципліни є привод машини, а предметом морфологічні і функціональні ознаки елементів загального призначення (деталей, вузлів) та основи їх проектного і перевірного розрахунку. Ця дисципліна є областю прикладного використання основних знань із матеріалознавства, теоретичної механіки, опору матеріалів, машинобудівного креслення.

Виходячи з потреби розробки навчальних проектів школярами у процесі засвоєння освітньої галузі «Технологія» та врахування того факту, що підготовка з машинознавства або науково-технічна підготовка є основою професійної підготовки майбутнього вчителя трудового навчання, нагальною стає проблема вдосконалення змісту загальнотехнічних дисциплін, зокрема дисципліни «Деталі машин». Для розв'язання проблеми розглянемо історію становлення технічних знань та змісту і структури дисципліни «Деталі машин».

Дослідники історії розвитку техніки та знань про неї розглядають такі її етапи: давнина та античність до V ст. н. е. або етап міфології та елементів

технічних знань; Середньовіччя (V–XIV ст.) або етап алхімії та ремісництва; епоха Відродження (XV–XVI ст.) або етап формування взаємозв'язків між наукою і технікою; наукова революція XVII ст. або етап становлення експериментального методу та математизації природознавства як передумови використання наукових знань у техніці; промислова революція XVIII – перша половина XIX ст. або етап взаємозв'язку технічних наук з експериментальним природознавством; друга половина XIX ст. – перша половина XX ст. або етап становлення і розвитку технічних наук та інженерних товариств; друга половина XX ст. – початок XXI ст. або етап еволюції технічних наук (інтегративні тенденції в науці та техніці) [5].

Коротко розглянемо зміст етапів. У давніх культурах спостерігалось релігійно-міфологічне осмислення практичної діяльності (Єгипет і Месопотамія), тому і технічні знання були елементом у структурі міфу.

Античні часи можна охарактеризувати як техніка була без науки і наука без техніки (техне й епістеме). Однак в епоху елінізму з'являються зародки наукових технічних знань. Зокрема, основи механіки (закон важеля, п'ять найпростіших машин тощо) та гідростатики в працях Архімеда. Розвиток механічних знань відбувся в Олександрійському мусейоні: праці Паппа і Герона з пневматики, автоматичних пристроях та бойових металевих машинах. Спроби систематизації технічних знань висвітлені в праці Марка Вітрувія «Десять книг про архітектуру» (I ст. до н. е.). Тоді ж з'являються елементарні уявлення про поняття міцності матеріалів.

Середньовіччя характеризується розквітом ремісництва і ремісничих знань. Проте ремісничі знання утаємничувалися та передавалися в спадок від батька до сина. Також бурхливо розвивалася в ті часи алхімія, тобто методом спроб і помилок люди намагалися винайти або відкрити способи одержання різних речовин і матеріалів. Відбувалося становлення будівельно-архітектурних знань та знань про гірничу діяльність. Заново відкривалися та переосмислювалися технічні знання з арабських джерел та техніка

середньовічного Сходу. Винаходяться та виготовляються перші астрономічні прилади та механічні годинники як медіуми між сферами науки та ремесла.

Помітну роль у становленні технічних знань у середньовіччя відіграв християнський світогляд, зокрема, середньовічних монахів та перші університети XIII ст. Ідеї поєднання дослідів і теорії в науці і ремісничій практиці можна знайти в працях: Аверроеса (1121 – 1158 рр.), Томаса Брадвардина (1290 – 1296 рр.), Роджера Бекона (1214 – 1296 рр.) («Про таємні речі в мистецтві та природі»).

В епоху Відродження зростає соціальний статус архітектора й інженера та відповідно з'являються особистості, що мали можливість і бажання розвивати знання. Цю епоху можна охарактеризувати як персоніфікований синтез наукових і технічних знань: художники та інженери, архітектори та фортифікатори, вчені-універсали епохи Відродження. Серед них: Леон Батиста Альберті (1404 – 1472 рр.), Леонардо да Вінчі (1452 – 1519 рр.), Альбрехт Дюрер (1471 – 1528 рр.), Ванноччо Бірінгуччо (1480 – 1593 рр.), Георгій Агрікола (1494 – 1555 рр.), Ієронімус Кардано (1501 – 1576 рр.), Джанбаттиста де ля Порта (1538 – 1615 рр.), Симон Стевін (1548 – 1620 рр.) та ін. З'являються спроби вивчення технічної творчості, наприклад, «Про винайдення речей» (1499 р.) Полідора Вергілія.

У зв'язку з розвитком мануфактурного виробництва, заснованого на використанні машин із водяними колесами, поглиблюється вивчення гідравліки та вдосконалюється теорія будівництва гідроспоруд. Потреба передачі та зміни механічного руху дозволила вперше поставити та розв'язати задачу про розрахунок зубчастих зачеплень, сформувавши основи знань про тертя в техніці.

Наукова революція XVII ст. спонукала дослідників природи вперше вибрати в якості об'єкта досліджень процеси виготовлення та функціонування техніки. Створюються системи наукових інструментів та вимірювальних приладів, що стали фактором становлення експериментальної науки. Вчені-експериментатори та винахідники цієї епохи: Галілео Галілей

(1564 – 1642 pp.), Роберт Гук (1605 – 1703 pp.), Эванджиліста Торрічеллі (1608 – 1647 pp.), Христіан Гюйгенс (1629 – 1695 pp.), Рене Декарт (1596 – 1650 pp.) (наприклад, праця «Розмірковування про метод» (1637 p.)), Ісаак Ньютон (1643 – 1727 pp.) (праця «Математичні основи натуральної філософії» (1687 p.)) та ін.

Промислова революція XVIII – перша половина XIX ст. почалася зі створення Джеймсом Ваттом універсального теплового двигуна (1784 p.), що став фактором становлення машинного виробництва. З'являється спеціальна технічна література, наприклад, «Театр машин» Якоба Леопольда (1724 – 1727 pp.), «Атлас машин» А. К. Нартова (1742 p.) та ін.

У Росії засновуються перші вищі технічні навчальні заклади: Інститут корпусу інженерів шляхів сполучення (1809p.) та Головне інженерне училище інженерних військ (1819 p.).

Виходить друком перший підручник з опору матеріалів (Жирар «Аналітичний трактат про опір твердих тіл» (1798 p.) та підручники з розрахунку водяних коліс, гребель, дамб, шлюзів.

Відбувається становлення паризької політехнічної школи та наукових основ машинобудування (роботи Г. Монжа, Ж. Н. Ашетта, Л. Пуансо, С. Д. Пуассона, М. Проні, Ж. В. Понселе). Перший підручник із конструювання машин І. Ланца і А. Бетанкура (1819 p.) та Ж. В. Понселе: «Вступ в індустріальну механіку» (1829 p.).

У другій половині XIX ст. – першій половині XX ст. остаточно сформувалася класична теорія опору матеріалів. Інтенсивно розвивається теорія механізмів і машин (праці «Принципи механізмів» Р. Вілліса (1870 p.) і «Теоретична кінематика» Ф.Рело (1875 p.), становлення петербурзької школи машинознавства (1860–1880 pp.).

Прообразами вітчизняного курсу деталі машин стали публікації І. Вишнеградського «Публічні лекції про машини (1859 p.) та відомого російського вченого В. Л. Кирпичова (Кирпичёв В.Л. Курс построения деталей машин [Текст] : Лекции / Кирпичёв В.Л. – СПб. : Литограф.

Боровкова, 1875. – 220 с.). В. Кирпичов, крім цього, причетний до створення в Києві в 1898 р. політехнічного інституту і перший його ректор (1898–1902 рр.).



Віктор Львович Кирпичов (1845–1913 рр.)

Однак уперше створюється курс із розрахунку та проектування деталей і вузлів машин у Німеччині (1880 р.) (Бах К. Детали машин, их расчет и устройство согласно новейшим исследованиям. 2 изд. Пер. с нем. А.В. Шкларевич. – СПб.: Тип. Шредера, 1904. – 856с.). В якості теоретичної бази деталей машин використовувалися результати досліджень з області опору матеріалів, матеріалознавства тощо. Перенесення цих результатів на розрахункові методи здійснювався без аналізу фізики процесів, характерних для з'єднань деталей машин.

Робота К. Баха та власні напрацювання в цій області знань надихнула В.Л. Кирпичова до створення першого вітчизняного курсу «Деталі машин», який був виданий способом літографії в 1881 р. За структурою цього курсу написано більшість підручників із «Деталей машин» інших авторів.

Курс «Деталі машин» К. Баха був спробою об'єднати численні теоретичні й експериментальні праці з опору матеріалів і матеріалознавства та використати їх (перенести) для розрахунків на міцність деталей машин. Результатом цієї праці стали вперше запропоновані К. Бахом основні методи розрахунку деталей на міцність. Однак структура та зміст книги принципово відрізнялася від функції підручника, містила багато довідкових матеріалів та

інформацію про деталі спеціальних машин – вантажопідйомних, парових, двигунів внутрішнього згорання, пресів тощо. Отже, метою роботи було висвітлення методики розрахунків на міцність деталей машин та розробки їх конструкції без аналізу фізики процесів, що відбувалися в з'єднаннях деталей машин. Схожою за структурою та змістом була німецька книга «Деталі машин» Ф. Ретшера (1927, 1929 pp.)

У числі перших російських посібників із деталей машин були 12 видань М. Берлова, виданих до та після революції 1917 року, а в 1927 р. скорочене «Керівництво по розрахунку та проектуванню» у двох частинах.

І. Бобариков випустив посібник «Деталі машин» у двох частинах (загальна в 1926 і спеціальна 1927 pp.). Спеціальна частина містила математичні описи та доведення, що підвищувало теоретичний рівень дисципліни.

Інтенсифікація режимів навантаження машин та напруження їх деталей спонукала науковців до формування конструктивно-технологічного шляху в машинобудуванні, тобто вивчення конструкції машин з опорою на реальні умови одержання конструкційних матеріалів, способів формоутворення деталей та умов їх навантаження в проектованій машині. Ним керувалися професори П. Худяков і О. Сидоров при створенні курсів деталей машин (навчальні посібники П. Худяков «Деталі машин» (1926 р.), і О. Сидоров «Курс деталей машин» в двох частинах (1925 і 1926 pp.)).

Об'ємний навчальний посібник із деталей машин вийшов у 1953 р. під редакцією М. Колчина. Особливістю його змісту були відомості з опору матеріалів, матеріалознавства і довідкові дані про конструкцію муфт та типових деталей. Схожий за змістом був підручник «Деталі машин» С. Миловидова (1961 р.), особливістю якого був різний рівень теоретичних обґрунтувань розділів.

У 1964 р. був виданий підручник «Деталі машин» М. Іванова, деякі розділи якого викладені у конспективній формі. В. Дмитрієв у 1970 р. видав

підручник «Деталі машин», що відрізнявся від інших наявністю розділу про загальні питання конструювання.

В Україні є одеська наукова школа деталей машин, її засновником був В. Добровольський. Він у 1928 і 1932 рр. видав навчальні посібники з деталей машин, а в 1939 р. посібник об'ємом 65 друкованих аркушів із довідковими матеріалами – найбільш повний курс деталей машин на той час.

У 1945 р. виданий ще об'ємніший курс деталей машин (94 др. арк.), що виконував функції навчального посібника та посібника для проектувальників машин. Останній раз книга В. Добровольського була перевидана в 1955 р. (сьоме видання).

Поряд з посібниками з теоретичної частини курсу деталей машин В. Добровольський видав посібник «Розрахунки деталей машин» – приклади з розв'язками (сьоме видання в 1961 р.)

З 1956 р. на кафедрі деталей машин Одеського політехнічного інституту підручник з деталей машин розробляв колектив викладачів під керівництвом В. Добровольського. Ознаки цього підручника: узгодженість структури і змісту з програмою з деталей машин; відсутність детальних довідкових матеріалів та відомостей з державних стандартів; глибокий аналіз роботи механічних передач та ін. У бувшому СРСР цей підручник поряд із підручником московського професора Д. Решетова був прийнятий за базовий при вивченні деталей машин студентами. Варто відмітити, що його неодноразово перекладали на англійську, французьку, іспанську, китайську та арабську мови.

Однак процес створення підручників із деталей машин не припинявся, наприклад, у 1980 р. з'явився підручник проф. В. Кудрявцева, де найбільш повно, у порівнянні з іншими підручниками, розглянуті геометричні та міцнісні розрахунки циліндричних і конічних зубчастих передач.

Яскравим представником одеської наукової школи деталей машин є наш сучасник проф. К. Заблонський. Перший свій підручник він видав ще в

1985 р., а україномовний – в 1998 р. Основною особливістю даного підручника є відповідність сучасному етапу розвитку машинобудування, що вимагає постановки і розв'язання задач обґрунтованого вибору розрахункових схем, встановлення мінімальних коефіцієнтів запасу міцності, визначення величини розрахункового навантаження.

Підручник К. І. Заблонського розроблений також у відповідності до основних принципів викладання курсу деталей машин одеської наукової школи: 1) спрощене пояснення складних явищ; 2) вивчення фізичних явищ у механічних передачах і з'єднаннях; 3) типова структура опису механічних передач: загальні відомості, конструкція, матеріали і технологія, основи теорії, розрахунок; 4) вибір базового підручника; 5) природа і фактори виникнення відмов у механічних передачах і з'єднаннях; 6) математичний опис фізичних явищ із мінімальним доведенням та ін.

Помітний внесок у розвиток науки про деталі машин, зокрема, курсового проектування у вінничанина Д. В. Чернілевського, який значний відрізок свого життя працював у Москві. Він автор більш як 30 навчальних видань та великої кількості науково-публіцистичних праць загальним об'ємом понад 550 др. арк. (1 др. арк. становить приблизно 22 арк. формату А4). Широко використовувалися такі його праці: Детали машин.–М.,1983; Детали машин и механизмов. Курсовое проектирование. – К., 1987; Технічна механіка. Кн.4. Деталі машин. – К., 1992; Основы проектирования машин.– М., 1998; Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования. – М., 2001; 2004 та ін.

На сучасному етапі розвитку науки про деталі машин першочерговими є задачі обґрунтованого вибору розрахункових схем, встановлення мінімальних коефіцієнтів запасів міцності, визначення величини розрахункового навантаження. Їх комплексне розв'язання спрямоване на вдосконалення машинобудівних конструкцій, зниження їх маси, підвищення надійності і довговічності.

Удосконалення змісту техніко-технологічної підготовки учнів та відповідна підготовка педагогічних кадрів були предметами дослідження багатьох вітчизняних науковців, зокрема: А. Вихруща, Р. Гуревича, В. Гусєва, Й. Гушулея, А. Дьоміна, М. Жиделева, В. Ледньова, В. Мадзігона, В. Сидоренка, М. Скаткіна, Г. Терещука, Д. Тхоржевського та ін.

Зміст і організацію навчального процесу та основу формування кваліфікаційної характеристики розкриває модель спеціаліста. Модель спеціаліста включає в себе такі параметри: вимоги до спеціаліста; необхідні знання і вміння; психологічні якості особистості, які забезпечують ефективну діяльність.

М. Корець наголошує, що науково-технічна підготовка вчителя трудового навчання відрізняється від такої підготовки вчителя технології [18–20]. Зокрема, науково-технічна підготовка вчителя технології стає основною ланкою у формуванні професійних знань та умінь. Відповідно необхідно внести зміни та корективи у зміст навчальних дисциплін техніко-технологічного циклу.

Вважається, що назва навчального предмета «Трудове навчання» не відповідає змістові його освіти (змістовий і процесуальний боки навчальної діяльності), протиріччя загострилося після затвердження навчальних програм для середніх загальноосвітніх шкіл у 1996 році, в яких основним структурним розділом є технологія обробки матеріалів. Отже, актуальними є питання розробки шляхів трансформації системи підготовки студентів від статусу вчителя трудового навчання до вчителя технологій виробництва, бо дослідження з удосконалення загальнотехнічної підготовки вчителів трудового навчання не мали системного характеру [18, 19].

Таким чином, ми бачимо, що виникла потреба трансформації техніко-технологічної підготовки вчителя трудового навчання в науково-технічну підготовку як основи професійної підготовки вчителя, яка забезпечить розширення функціональних можливостей фахівця зазначеної спеціальності. Звідси впливає потреба відбору і структурування змісту навчальних

дисциплін науково-технічної підготовки вчителів трудового навчання. Інтегрування навчальних дисциплін за ознакою практичного використання навчального матеріалу в умовах шкільних майстерень має становити основу для формування системи науково-технічної підготовки. Систему науково-технічної підготовки М. Корець представляє як комплекс інтегрованих курсів навчальних дисциплін загальнотехнічного циклу [18–20].

Компонети змісту науково-технічної підготовки вчителів трудового навчання: навчальні плани за ступеневою моделлю, навчальні програми з дисциплін технічного циклу, навчальні посібники, методичні рекомендації та ін.

На думку М. Корця науково-технічна підготовка вчителя складається з блоків: теоретичних навчальних дисциплін техніко-технологічного спрямування та практикумів із практичної підготовки. Вони поєднані в декілька інтегрованих курсів, що базуються на практиці загальнотехнічної підготовки вчителя трудового навчання [18, 19].

Основними інтегрованими курсами пропонуються «Основи виробництва», «Технічна механіка», «Машинознавство».

Початковим інтегрованим курсом визначено «Основи виробництва», який об'єднує: матеріалознавство і технологію матеріалів, обробку металів різанням, основи техніки і технологій, економічні основи виробництва, практикум з технології обробки матеріалів. Курс можна представити у вигляді двох блоків:

1. Матеріалознавство і технологія матеріалів; обробка матеріалів різанням; практикум з технології обробки матеріалів.
2. Основи техніки і технологій; економічні основи виробництва і технологічна практика.

У першій частині студенти опановують знання та навички, необхідні для безпосереднього проведення занять з ручної та механічної обробки матеріалів (деревини, металу) в основній середній школі. Другий блок надає майбутнім учителям трудового навчання загальне уявлення про сучасне

виробництво, його техніко-технологічну оснащеність, економіку і організацію, готує їх до здійснення політехнічної освіти учнів.

Зміст інтегрованого курсу «Технічна механіка» складають такі розділи: статика, кінематика і динаміка, основи розрахунку деталей машин.

Інтегрований курс «Машинознавство» в структурі фахової підготовки майбутніх учителів трудового навчання, має на меті сформувати в студентів цілісне уявлення про машини як матеріальну основу виробництва. Основні вимоги до змісту машинознавства: наблизити до змісту програми трудового навчання в школі; узагальненість знань про машини; відповідність існуючим міжнародним вимогам.

Структура інтегрованого курсу «Машинознавство»: енергетичні машини; робочі машини; контрольно-інформаційні машини та основи автоматизованого виробництва.

Так як курс «Деталі машин» є складовою частиною машинознавства, предметом якого є машинобудування, то доцільно розглянути зміст понять проектування і конструювання. Проектування – це складання, розроблення проекту [2]. Проект – сукупність документів (розрахунків, креслень, макетів тощо), необхідних для виготовлення машин, зведення споруд і т. ін. Конструювати – означає робити конструкцію чого-небудь [2]. Конструкція – це будова, взаємне розташування частин машини, агрегата, приладу тощо.

Машинознавство – галузь педагогічної науки, об'єктом вивчення якої є процес машинобудування. Машинознавство повинне сприяти вихованню в учнів любові до техніки, поваги до людей фізичної праці тощо. Виховання засобами машинознавства відбувається у процесі залучення учнів до продуктивної праці. Під час продуктивної праці (створення проектів) необхідно створити умови для розвитку в учнів просторової уяви, технічного мислення, вміння виявляти причинно-наслідкові зв'язки між об'єктами техніки і процесами.

Відомо, що на заняттях у майстерні школярі знайомляться переважно з прийомами машинознавства. Складовою частиною машинознавства є деталі

машин. Будь-який машинний агрегат можна представити як поєднання машини-двигуна і машини-знаряддя, з'єднаних передаточним механізмом. Спільним для цих частин є наявність передач та з'єднань деталей. Тому проектування машин із позиції забезпечення надійності і довговічності зводиться до розрахунку і конструювання деталей, у сукупності утворюючих конструкцію машини.

В. Чепок розкриває такі завдання дисципліни «Деталі машин і основи конструювання»;

- *методичні*: досягти інтеграції знань, вмінь та навичок з попередньо вивчених розділів технічної механіки – теорії механізмів та машин, теоретичної механіки та опору матеріалів; озброєння майбутнього фахівця комплексом знань, необхідних для глибокого засвоєння матеріалу спеціальних дисциплін та компетентного керівництва заняттями з технічної праці, фахових спецтехнологій та гуртковою роботою.

- *пізнавальні*: розширення політехнічного кругозору для збагачування уроків праці та спецтехнологій політехнічним змістом; розширення творчого мислення студентів.

- *практичні*: навчити студентів основним методам розрахунку та підбору типових деталей машин, щоб дати змогу виконати самостійно курсовий проект одноступінчастого зубчастого редуктора [32].

Схожі завдання поставлені перед цією дисципліною і в наших найближчих сусідів, наприклад, Г. Ісмаїлов із Томського державного педагогічного університету (Росія) основними з них вважає формування вмінь використовувати отримані знання при вивченні дисциплін спеціалізації та в майбутній професійній діяльності учителя технології [12, 30].

М. Бондар розробила методику реалізації педагогічних умов розвитку навчально-пізнавальної діяльності студентів на основі систематизації пізнавальних задач із дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» (типізація проблем, типізація методів розв'язання задач, типізація

проблемних ситуацій), розчленування кожної теми (проблеми) курсу на логічно завершені блоки.

Методика розвивального навчання з курсу «Деталі машин і основи конструювання» повинна враховувати такі особливості викладу лекційного матеріалу: ґрунтування на знаннях, якими оволоділи студенти раніше; підпорядкування викладу теоретичного матеріалу деталей машин логіці вирішення розрахунково-конструкторських задач на лабораторно-практичних заняттях та в курсовому проектуванні; узагальнення теоретичного матеріалу на основі блок-схеми розрахунку передачі, з'єднання тощо; використання при викладанні нового навчального матеріалу укрупненого алгоритму; організація поточного контролю з вирішенням конструкторської проблеми тощо [1].

Л. Калашнікова із Забайкальського державного гуманітарно-педагогічного університету ім. М. Г. Чернишевського» (м. Чита) обґрунтовуючи поняття «професійно орієнтована підготовка» майбутнього вчителя технології, до критеріїв оцінювання її сформованості вносить рівень знань і вмінь із конструювання, моделювання, виконання творчого проекту та виготовлення матеріального продукту праці [13]. Отже, бачимо, що в Росії науково-технічні знання є основою професійно орієнтованої підготовки майбутнього вчителя технології.

Відомо, що структура і зміст будь-якої навчальної дисципліни залежить від її внутрішньої логіки та вимог до освітньо-кваліфікаційної характеристики фахівця. З генетичного аналізу становлення дисципліни «Деталі машин» видно, що її передумовою було формування масиву інформації з області конструкційних матеріалів і опору матеріалів. Цей масив був використаний для проектних розрахунків і конструювання механічних передач загального призначення та на цій основі формування в студентів знань і вмінь з основ конструювання машин.

Внутрішню логіку дисципліни «Деталі машин» визначило узагальнене поняття про структуру машини. В основі цього поняття лежить

логічна схема працездатної технічної системи: джерело енергії – передача (зміна) енергії – використання для виконання корисної функції. Отже, узагальнена структура будь-якої машини має вигляд: *привод машини – робочий орган* (виконавчий механізм). Привод – це пристрій для приведення машин у дію, який складається з двигуна (джерела енергії), механізму для передачі енергії (руху) та системи керування приводом. Далі було введено поняття «деталі, вузли, механізми загального призначення», тобто вироби, що найчастіше зустрічаються в будь-якій за призначенням машині.

До механізмів загального призначення були віднесені механічні передачі, засновані на передачі руху за рахунок зачеплення і тертя. До складу цих механізмів (редукторів, коробок передач) входять деталі загального призначення – вали й осі та складальні одиниці загального – підшипники кочення. Для з'єднань елементів приводу використовують складальні одиниці загального призначення – муфти, а для з'єднань механічних передач – рознімні і нерознімні з'єднання (шпонкові, різьбові, зварні та ін.).

Таким чином, склалася традиційна трикомпонентна структура курсу «Деталі машин», тобто розділи: «Механічні передачі», «Деталі і вузли загального призначення», «З'єднання машин».

У межах кожного розділу була сформована типова структура опису, наприклад, для механічних передач: загальні відомості, конструкція, матеріали і технологія, основи теорії, розрахунок; для деталей і вузлів загального призначення: конструкція, матеріали і технологія, розрахунок; для з'єднань машин: загальні відомості, розрахунок.

Суть розрахунків зводиться до обґрунтування конструктивних розмірів деталей (проектний розрахунок) та перевірка на міцність, жорсткість, зносостійкість (перевірні розрахунки). У більшості навчальних посібників перевагу надають перевірним розрахункам на міцність на основі узагальненої формули з опору матеріалів:

$$\sigma(\tau) \leq [\sigma] ([\tau]), \quad (1)$$

де $\sigma(\tau)$ – фактичне нормальне (дотичне) напруження в матеріалі деталі;

[σ] ([τ]) – допустиме нормальне (дотичне) напруження в матеріалі деталі.

Вивчення дисципліни завершується виконанням студентами курсового проекту, що за змістом є самостійною конструкторською роботою. У курсовому проекті закріплюються знання, вміння, навички, отримані при вивченні теоретичної частини курсу. Об'єктом курсового проекту є механічні передачі (відкриті і закриті). Найбільш поширеними об'єктами в курсовому проекті є циліндричні, конічні, черв'ячні і передачі з гнучким зв'язком.

Отже, у курсі «Деталі машин» чотири змістові модулі, наповнення яких пояснено в таблиці 1.

Таблиця 1

Структура і зміст дисципліни «Деталі машин» для підготовки майбутніх учителів трудового навчання

Заліковий кредит №1

Тема	Аудиторна робота			Самостійна робота	
	Лекції	Лабораторні роботи		год.	теми
	год.	год	теми		
<i>Змістовий модуль 1. Загальні положення</i>					
Вступ	2			2	
1. Механічні передачі, привод машин	4			7	1
<i>Змістовий модуль 2. Основні види механічних передач</i>					
2. Циліндричні зубчасті передачі	4	8	1, 2	9	2
Всього 36 год.	10	8		18	
Заліковий кредит №2					
<i>Змістовий модуль 2. Основні види механічних передач</i>					
3. Конічні передачі	2			3	3, 4
4. Черв'ячні передачі	4			3	3, 4
5. Передачі гвинт-гайка	4			3	5, 6
6. Редуктори	4	4	3, 4	9	5, 6
Всього 36 год.	14	4		18	
Заліковий кредит №3					
<i>Змістовий модуль 2. Основні види механічних передач</i>					
7. Ланцюгові передачі	2			4	7, 8
8. Фрикційні передачі	2			4	7, 8
9. Безступінчасті передачі	2	4	5	6	9, 10
10. Пасові передачі	2	2	5	8	9, 10
Всього 36 год.	8	6		22	
Заліковий кредит №4					
<i>Змістовий модуль 3. Типові деталі і вузли механічних передач</i>					
11. Вали й осі	2	12	6, 7	2	11
12. Підшипники ковзання	2	4	8	2	12

13. Підшипники кочення	2	4	9	2	13
14. Муфти	2			2	14
Всього 36 год.	8	20		8	
Заліковий кредит №5					
<i>Змістовий модуль 4. Типові способи з'єднання деталей і вузлів</i>					
15. Різьбові з'єднання	2	4	10	6	15
16. Шпонкові з'єднання	2			6	16
17. Зварні з'єднання	2			6	17
18. Заклепкові з'єднання	2			6	18
Всього 36 год.	8	4		24	

Для активізації технічного мислення студентів на заняттях із дисципліни «Деталі машин» ми пропонуємо систему завдань, побудованих за аналогією до будови умовиводів у формальній логіці (засновки – висновки). Усі умовиводи будуть стосуватися різноаспектного аналізу приводів машин (логічного, кінематичного, силового).

Складовими частинами умовиводу є: засновок або вихідне знання; висновок або вивідне знання. За напрямом процесу міркування умовиводи бувають дедуктивні, індуктивні, за аналогією. У дедуктивних умовиводах висновок іде від більш узагальненого знання до менш узагальненого. В індуктивних умовиводах висновок іде від менш узагальненого знання до більш узагальненого. В умовиводах за аналогією висновок роблять на підставі подібності ознак предметів. У типовому умовиводі засновки записують над горизонтальною лінією, а висновки – під нею.

Розглянемо приклади різних видів умовиводів:

Будь-які машини мають привод.

Велосипед – машина.

Отже, велосипед має привод. (Дедуктивний умовивід, який повинні зробити студенти).

Заднє колесо велосипеда є його робочим органом.

Будь-який робочий орган працює від привода.

Отже, велосипед має привод. (Індуктивний умовивід).

Привод машини має джерело руху (ознака А), механічну передачу (ознака Б), органи (системи) керування режимами руху (ознака В).

Ланцюговий привод велосипеда має джерело руху – ноги людини (ознака А), ланцюгову передачу (ознака Б).

Ймовірно, що ноги людини є органом керування режимами руху велосипеда (ознака В). (Умовивід за аналогією).

Вимоги до освітньо-кваліфікаційної характеристики вчителя трудового навчання впливають із виробничих функцій і типових задач його діяльності згідно з освітньо-кваліфікаційними рівнями, узагальнено представлених В. Стешенком [34].

Таблиця 2

Виробничі функції і типові задачі діяльності
вчителів трудового навчання

Виробничі функції	Типові задачі діяльності за освітньо-кваліфікаційними рівнями: 1–бакалавр 2 – магістр
Виховна	1. Виховання морально позитивних еталонів, естетичних, творчих здібностей. 2. Виховання активної соціальної спрямованості, уміння співставляти свої плани з вимогами суспільства, організаторських умінь
Навчальна (дидактична)	1. Відповідно до завдань освітньої галузі в основній школі. 2. Відповідно до завдань освітньої галузі в старшій школі.
Розвиваюча	1. Розвиток логічного мислення, сенсоромоторики, вольових якостей. 2. Формування світогляду, технологічної картини світу, залучення до високоінтелектуальних видів праці.

З ознак задач, наведених у таблиці видно, що в дисципліні «Детали машин» є великий потенціал щодо реалізації виховної і розвивальної функції процесу навчання освітньої галузі «Технологія». Обґрунтовується це також тим, що освітня галузь «Технологія» побудована на засадах проектно-технологічної системи, мета якої – розробка і виготовлення проекту, що

розглядається як самостійно розроблений і виготовлений виріб (послуга) від ідеї до втілення, характерний суб'єктивною новизною, виконаний під контролем і консультуванням учителя.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть, що становить основу змісту фахової підготовки майбутніх учителів трудового навчання.
2. Поясніть, що є об'єктом і предметом навчальної дисципліни «Деталі машин».
3. Назвіть основні етапи історії розвитку техніки.
4. Поясніть суть основних етапів розвитку техніки.
5. Відмінність етапів алхімії та ремісництва і формування взаємозв'язків між наукою і технікою.
6. Яка роль промислової революції XVIII – першої половини XIX ст. у становленні дисципліни «Деталі машин»?
7. Поясніть внесок К. Баха і В. Л. Кирпичова у формування дисципліни «Деталі машин».
8. Назвіть основних авторів підручників і навчальних посібників із дисципліни «Деталі машин».
10. Поясніть роль одеської наукової школи деталей машин.
11. Назвіть основні праці з деталей машин проф. Д. В. Чернілевського.
12. Назвіть основні задачі сучасного етапу розвитку науки про деталі машин.
13. Назвіть структуру науково-технічної підготовки вчителя трудового навчання, запропоновану М. С. Корцем.
14. Поясніть методичні завдання дисципліни «Деталі машин».
15. Поясніть пізнавальні завдання дисципліни «Деталі машин».
16. Поясніть практичні завдання дисципліни «Деталі машин».

17. Назвіть педагогічні умови розвитку навчально-пізнавальної діяльності студентів з дисципліни «Деталі машин».
18. Поясніть внутрішню логіку дисципліни «Деталі машин» через узагальнення поняття про структуру машини.
19. Поясніть поняття приводу машини.
20. Назвіть трикомпонентну структуру курсу дисципліни «Деталі машин».
21. Поясніть зміст проектного і перевірного розрахунків деталей машин.
22. Поясніть поняття деталі загального призначення.
23. Назвіть об'єкт курсового проектування з дисципліни «Деталі машин».
24. Назвіть змістові модулі дисципліни «Деталі машин».
25. Поясніть зміст активізуючих завдань на побудову технічних умовиводів.
26. Поясніть типові задачі діяльності вчителя трудового навчання за освітньо-кваліфікаційними рівнями.

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Поняття про машини, механізми та деталі загального призначення

Дисципліна «Деталі машин» пов'язана з основами розрахунків на міцність і жорсткість деталей машин загального призначення та з основами конструювання. Теоретичні знання закріплюються у процесі роботи студентів над курсовим проектом.

Метою дисципліни «Деталі машин» є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей і вузлів машин загального призначення з врахуванням режимів роботи і терміну служби машин.

Машина (франц. *mashine*) – пристрій, який виконує рухи для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою полегшення фізичної і розумової праці людини, збільшуючи її продуктивність.

Машина складається з деталей, механізмів, вузлів, агрегатів і елементів, що забезпечують з'єднання складових частин. За характером робочого процесу машини розділяють на класи: енергетичні, технологічні, транспортуючі, інформаційні.

Енергетичні машини – це пристрої, призначені для перетворення енергії будь-якого виду (електричної, парової, теплової тощо) в механічну. До них відносяться електричні машини (електродвигуни), електромагнітні перетворювачі струму, парові машини, двигуни внутрішнього згорання та ін. До різновидів енергетичних машин відносяться машини-перетворювачі, призначені для перетворення механічної енергії в енергію іншого виду. Наприклад, генератори, компресори, гідравлічні насоси та ін.

Технологічні машини – це пристрої, призначені для перетворення оброблюваного предмета, що полягає в зміні його розмірів, форми, властивостей або станів. До складу технологічних машин входить енергетична машина (двигун), передаточний механізм, робочий орган.

Робочий орган – це частина технологічної машини, яка взаємодіє з оброблюваним предметом.

Транспортуючі машини – це пристрої, призначені для перетворення енергії двигуна в енергію переміщення, мас, продукції, виробів. До транспортуючих машин відносяться конвеєри, елеватори, норії, підйомні крани, підйомники тощо.

Інформаційні машини – це пристрої, призначені для одержання і перетворення інформації.

Механізм – це система спряжених тіл, призначена для перетворення руху одного або декількох тіл у необхідний рух інших твердих тіл.

Механізми, які входять до складу машин за призначенням бувають: передаточні; виконавчі; керування, контролю і регулювання; подачі; транспортування. У дисципліні «Деталі машин» розглядають основи проектування передаточних механізмів. Передаточні механізми призначені для передачі руху від двигуна до виконавчого механізму (робочого органа) з необхідним перетворенням швидкостей, сил і обертальних моментів.

Пристрій, який складається з двигуна, передаточних механізмів, системи керування і призначений для приведення в рух машин і механізмів називається приводом (наприклад, рис. 1.1).

Головною ланкою привода є передача (передаточний механізм). Передача призначена для передачі енергії механічного руху на відстань і перетворення його параметрів. Передача складається з ведучої і веденої ланок. Її характеризують параметри: потужність, кутова швидкість, обертальний момент, коефіцієнт корисної дії (ККД), передаточне відношення.

За областю використання деталі машин поділяють на загального і спеціального призначення. Деталі машин загального призначення входять до складу різних за призначенням машин і виконують у них одну і ту ж функцію. Наприклад, болт входить до конструкції авіаційного двигуна, трактора, токарного верстата, велосипеда тощо й у всіх виробках виконує

функцію з'єднання деталей; вал можна зустріти в конструкції різних двигунів, коробках передач тощо, і всюди вал виконує одну і ту ж функцію: передає обертальний рух від однієї деталі до іншої. Деталі спеціального призначення входять до складу однакових за призначенням машин і виконують у них спеціальні функції. Наприклад, лопатки турбіни реактивного двигуна, робоче колесо відцентрового насоса та ін.

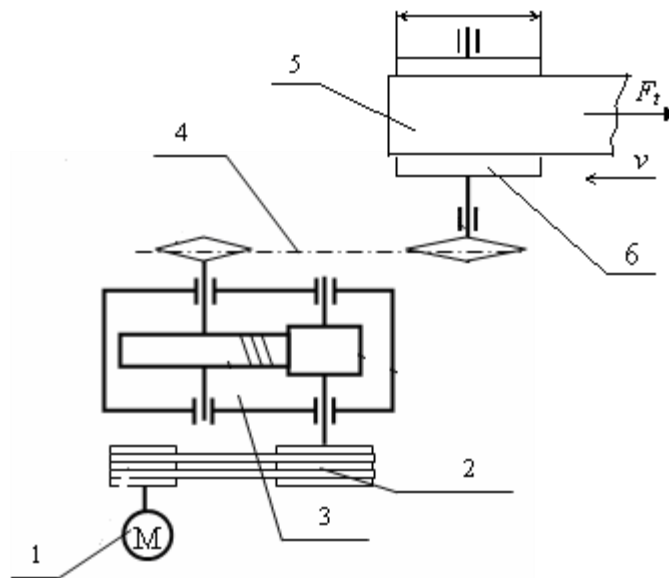


Рис. 1.1. Схема приводу стрічкового конвеєра:

1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор циліндричний одноступеневий; 4 – ланцюгова передача; 5 – стрічка конвеєра; 6 – барабан конвеєра.

У дисципліні «Деталі машин» вивчають лише деталі загального призначення. Систематизують деталі загального призначення по-різному, наприклад, О. П. Соколовський класифікував їх на основі типізації технологічних процесів виготовлення цих деталей. Вся сукупність деталей загального призначення за класифікацією О.П. Соколовського поділена на класи, підкласи, групи, типи. Клас – сукупність деталей, що характеризуються спільним призначенням, конструктивною формою та основними технологічними процесами. Проте габаритні розміри деталей одного класу різні, також різний склад конструктивних елементів у його

зовнішній і внутрішній будові, тому класи були поділені на підкласи, групи, типи. Підклас – це частина класу деталей, що мають спільну конфігурацію та схожі технологічні маршрути обробки у процесі виготовлення. Група – це частина підкласу деталей, що мають схожі елементи конструкції і кількість переходів (операцій), необхідних для їх виготовлення. Наприклад, гладкі вали – одна група, ступінчасті – інша. Тип – це частина групи деталей, що мають схожу конфігурацію й однакові операції обробки.

Основні класи деталей машин загального призначення: вали, втулки, ексцентрикові деталі, хрестовини, важелі, плити, шпонки, стійки, кутники, бабки і блоки, зубчасті колеса і рейки, фасонні кулачки, дрібні кріпильні деталі. До класу «Валів», наприклад, входять вали (гладкі, ступінчасті, порожнисті), валики, осі, штоки, шпинделі, штифти та ін., до класу «Зубчасті колеса і рейки» входять циліндричні і конічні зубчасті колеса, черв'яки, черв'ячні колеса, храпові колеса, зірочки для ланцюгової передачі, рейки зубчасті.

Однак розробка технологічних процесів виготовлення деталей машин загального призначення не є предметом вивчення дисципліни «Деталі машин», тому тут використовується спрощена класифікація за призначенням деталей на три групи: для передачі обертального руху (механічні передачі); для обслуговування механічних передач (вали, підшипники, муфти та ін.); для з'єднання конструкцій машин (деталі рознімних і нерознімних з'єднань).

Питання для самоконтролю

1. Поясніть мету дисципліни «Деталі машин».
2. Дайте визначення поняття машини.
3. Дайте визначення поняття механізму.
4. Дайте визначення поняття приводу машини.
5. Назвіть класифікаційні ознаки машин.
6. Назвіть параметри механічної передачі.

7. Дайте визначення деталей загального призначення.
8. Дайте визначення деталей спеціального призначення.
9. Наведіть приклади деталей загального призначення.
10. Назвіть три групи деталей і вузлів загального призначення, які розглядаються в змісті дисципліни «Деталі машин».

1.2. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин

Працездатність деталей оцінюється рядом критеріїв, які встановлюються умовами їх роботи. До них відносяться: міцність, жорсткість, стійкість до спрацювання, вібростійкість, теплостійкість.

Основним критерієм працездатності будь-яких деталей машин є міцність. Міцність – це здатність деталі чинити опір руйнуванню або виникненню пластичних деформацій під дією прикладених до неї навантажень. У розрахунках на міцність першочергове значення має правильний вибір допустимих напружень $[\sigma]$ або $[\tau]$, які залежать від багатьох чинників. До них відносяться: матеріал, спосіб одержання заготовки (лиття, кування та ін.), термообробка; режим роботи; конфігурація і розміри деталі.

Найбільш поширений метод оцінки міцності деталей машин полягає в порівнянні розрахункових (робочих) навантажень, виникаючих у деталях під дією навантаження, з допустимими.

Умова міцності приймає форму нерівності

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ або } \tau \leq [\tau], \quad (1.1)$$

де σ , τ – розрахункові нормальні і дотичні напруження в небезпечному перерізі деталі.

Відомо, що в механічних передачах зусилля від ведучого до веденого елемента передаються шляхом безпосереднього контакту їх робочих поверхонь. Надійність контактуючих деталей визначається не загальною міцністю, а міцністю їх робочих поверхонь – контактною міцністю. При

багаторазових циклічних повторах контактних напружень у зубчастих і фрикційних передачах збільшується ймовірність руйнування робочих поверхонь від втоми металу. Для таких деталей виконують розрахунок за умовою контактної міцності:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H; \quad (1.2)$$

$$\sigma_H = 0,418 (q E_{\text{пр}} / \rho_{\text{пр}})^{0,5}, \quad (1.3)$$

де σ_H – розрахункова контактне напруження (формула Герца);

q – розподілене навантаження на одиницю довжини лінії контакту;

$E_{\text{пр}}$ – приведений модуль пружності;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведений радіус кривизни спряжених поверхонь.

У розрахунках на міцність зубчастих передач використовують коефіцієнти: спільні для розрахунку на контактну міцність і згин, позначені буквою K , спеціальні коефіцієнти для розрахунку на контактну міцність – буквою Z , на згин – буквою Y .

Внаслідок пружних деформацій валів, корпусів, зубчастих коліс, спрацювання підшипників, неточностей виготовлення та складання спряжені зубчасті колеса перекошуються відносно один одного, викликаючи нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба. Вплив нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуба при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом $K_{\text{нв}}$. У результаті неточностей виготовлення і складання, а також деформації зубів виникають додаткові динамічні навантаження, вплив яких при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом $K_{\text{нв}}$.

Жорсткістю називається здатність деталі чинити опір зміні форми і розмірів під навантаженням. Жорсткість валів впливає на характер навантаження підшипників, а також зубчастих, черв'ячних та інших передач.

Стійкість до спрацювання – це здатність деталі зберігати задані розміри поверхонь, що труться протягом заданого терміну служби. Вона залежить від матеріалу, термообробки і шорсткості поверхонь, значень тисків або контактних напружень, швидкості ковзання, умов змащення, режиму

роботи тощо. Розрахунки деталей на стійкість до спрацювання ведуть за допустимими тисками $[p]$ (наприклад, розрахунки підшипників ковзання).

Відбостійкістю називається здатність конструкції працювати в заданому діапазоні режимів, віддалених від області резонансу. Вібрації створюють змінні напруження в деталях, що приводять до втоми металу.

Теплостійкість – це здатність конструкції працювати в межах заданих температур протягом терміну служби. Перегрів деталей у процесі роботи зменшує їх міцність, погіршує властивості мастильних матеріалів, зменшує зазори в рухомих з'єднаннях, що приводить до заїдання. Для забезпечення заданого режиму роботи конструкції проводять теплові розрахунки (наприклад, черв'ячних передач, підшипників ковзання).

Дотримання вказаних критеріїв працездатності забезпечує надійність конструкції машини протягом заданого терміну служби. Надійністю називається властивість виробу виконувати задані функції із збереженням експлуатаційних показників протягом необхідного проміжку часу (в годинах, кілометрах або інших одиницях).

Основи надійності закладаються конструктором при проектуванні машин. Вона також залежить від якості виготовлення виробів та дотримання норм експлуатації.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть основні критерії працездатності деталей машин.
2. Дайте визначення міцності.
3. Поясніть умову міцності.
4. Поясніть показник, який позначається літерою q .
5. Поясніть, які коефіцієнти позначають літерами K , Z , Y .
6. Поясніть суть коефіцієнта $K_{н\beta}$.
7. Поясніть суть коефіцієнта $K_{н\gamma}$.
8. Дайте визначення жорсткості.
9. Дайте визначення стійкості до спрацювання.

10. Дайте визначення вібростійкості.
11. Дайте визначення теплостійкості.
12. Дайте визначення надійності механічного пристрою.

1.3. Поняття про проектний і перевірний розрахунки

Проектним розрахунком називається процес визначення розмірів деталей машин у відповідності з критерієм працездатності (міцність, жорсткість, стійкість до спрацювання та ін.). Проектні розрахунки засновані на деяких припущеннях, тому є попередніми (не остаточними).

Наприклад, для круглого стержня, який працює на розтяг, умова міцності:

$$\sigma = 4 N_z / \pi d^2 \leq [\sigma] \quad (1.4)$$

Звідки проектна формула діаметра стержня в небезпечному перерізі

$$d = (4 N_z / \pi [\sigma])^{0.5}, \quad (1.5)$$

де N_z – поздовжня сила в небезпечному перерізі стержня.

Перевірним розрахунком називається процес визначення фактичних показників головного критерія працездатності деталей машин. При перевірних розрахунках визначають фактичні (розрахункові) напруження і коефіцієнти запасу міцності, дійсні прогини і кути нахилу перерізів тощо. Перевірні розрахунки є уточненими.

Конструюванням називається процес створення механізму чи машини в кресленнях на основі проектних і перевірних розрахунків. У процесі конструювання розглядають різні варіанти конструкцій машин і вибирають оптимальні конструкції.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть призначення проектного розрахунку.
2. Назвіть ознаки проектного розрахунку.

3. Назвіть призначення перевірного розрахунку.
4. Назвіть ознаки перевірного розрахунку.
5. Дайте визначення процесу конструювання машин.

1.4. Механічні передачі

У машинах передача енергії може здійснюватися механічними, гідравлічними, пневматичними, електричними пристроями. Однак у навчальній дисципліні «Деталі машин» розглядають тільки механічні передачі.

Механічними передачами називаються механізми, що передаються механічну енергію обертального руху від вала двигуна до робочого органа машини. Механічна енергія — це енергія, яку фізичне тіло має завдяки своєму рухові чи перебуванню в полі потенціальних сил. Механічна енергія дорівнює сумі кінетичної і потенціальної енергії тіла. Крім передачі механічної енергії механічні передачі виконують такі функції: зменшення і збільшення кутових швидкостей, відповідно збільшуючи і зменшуючи обертальні моменти; перетворюють один вид руху в інший (обертальний у зворотньо-поступальний, рівномірний у переривчастий та ін.); реверсують рух (прямий і зворотний ходи); розподіляють потужність двигуна між декількома робочими органами машини.

Основні вимоги до механічних передач:

- висока навантажувальна здатність при обмежених габаритах;
- стале передаточне відношення або закон його зміни;
- забезпечення взаємного просторового розташування ведучого і веденого валів;
- малі втрати передаваної механічної енергії;
- міцність, надійність, довговічність;
- безшумність функціонування.

Основні причини широкого поширення механічних передач у машинобудуванні:

- швидкості руху робочих органів машин не збігаються з оптимальними швидкостями двигуна;
- швидкість робочих органів у процесі експлуатації машин необхідно змінювати (наприклад, в автомобіля, токарного верстата тощо), а швидкість двигуна переважно постійна (наприклад, в електродвигунів);
- від одного двигуна необхідно приводити в рух декілька механізмів із різними швидкостями;
- у процесі роботи машин є режими, коли для робочого органу необхідні обертальні моменти, більші за величиною від обертальних моментів двигуна;
- двигуни не завжди можуть безпосередньо з'єднуватися з робочими органами через габарити машини, умови техніки безпеки та зручності експлуатації.

Конструктивне забезпечення функції транспортного характеру – передача енергії в деяких випадках суперечить розв'язанню задачі перетворення силових і швидкісних параметрів цієї енергії. Наприклад, у трансмісіях всюдиходів вхідний редуктор спочатку підвищує частоту обертання вала (при цьому зменшується сила тяги), а зниження її до заданих границь виконують бортові або колісні редуктори, що безпосередньо зв'язані з робочими органами всюдиходів. Такий конструктивний прийом дозволяє зменшити габарити складових елементів трансмісії (коробок передач, карданних валів, зубчастих коліс, валів). Аналогічний прийом використовується при передачі електроенергії – підвищення напруги перед лінією електропередач дозволяє зменшити теплові втрати, зумовлені переважно силою струму в провідниках та зменшити їх поперечний переріз.

У залежності від принципу дії всі механічні передачі поділяють на дві групи: передачі тертям – фрикційні і пасові; передачі зачепленням – зубчасті, черв'ячні, ланцюгові.

У залежності від способу з'єднання ведучої і веденої ланок передачі бувають: із безпосереднім контактом – фрикційні, зубчасті, черв'ячні; передачі гнучким зв'язком – пасові, ланцюгові. Передачі гнучким зв'язком дозволяють збільшити відстань між ведучим і веденим валами.

Характеристики механічних передач, необхідні для початку проектного розрахунку називають основними. До них відносять потужності ведучому P_1 і веденому P_2 валах, кутові швидкості ведучого ω_1 і веденого ω_2 валів.

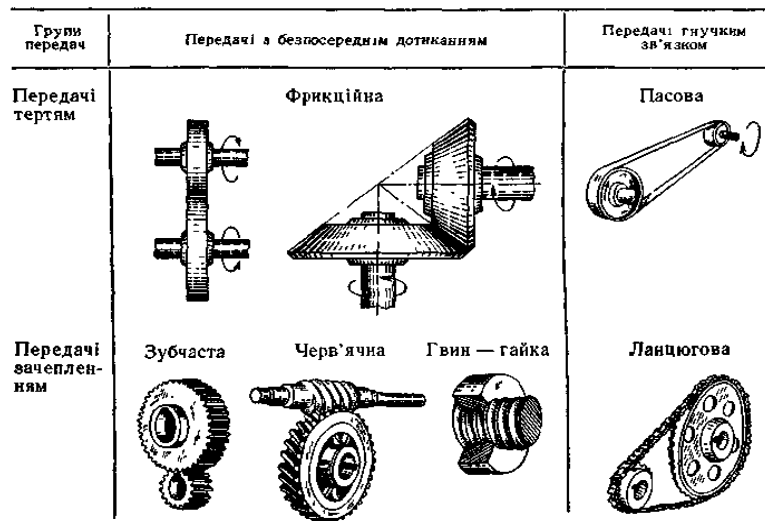


Рис. 1.2. Основні групи та види механічних передач

Характеристики механічних передач, необхідні для експлуатації машин та продовження проектного розрахунку називаються допоміжними. До них відносять механічний ККД передачі

$$\eta = P_2 / P_1 \quad (1.6)$$

Для багатоступінчастої механічної передачі, яка складається з декількох послідовно з'єднаних передач загальний ККД

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n, \quad (1.7)$$

де $\eta_1 \eta_2 \dots \eta_n$ – ККД кожної кінематичної пари (зубчастої, черв'ячної, пасової та інших передач, підшипників, муфт);

колова швидкість ланок передачі м / с:

$$v = \omega d / 2, \quad (1.8)$$

де ω – кутова швидкість;

d – діаметр колеса, шків. Колові швидкості ведучої і веденої ланок механічної передачі за відсутності ковзання однакові, тобто $v_1 = v_2$;

колова сила (сила тяги), Н:

$$F_t = P / v = 2T / d, \quad (1.9)$$

де P – потужність, Вт;

T – обертальний момент, Нм;

$$T = P / \omega = F_t d / 2, \quad (1.10)$$

де P – у Вт; d – у м.

Обертальний момент T_1 ведучого вала є моментом рушійних сил, його напрям збігається з напрямом обертання вала. Обертальний момент T_2 веденого вала – момент сил опору, тому він направлений протилежно обертанню веденого вала.

передаточне відношення

$$i = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2, \quad (1.11)$$

де n_1, n_2 – частоти обертання ведучого і веденого валів, хв^{-1} .

Передаточним відношенням називають відношення кутових швидкостей ведучого і веденого валів. Проте в проектних розрахунках геометричних параметрів механічних передач зручніше користуватися характеристикою передаточне число, бо вона характеризує теж саме, що й передаточне відношення – зміну кутової швидкості, але не вимагає визначення кутових швидкостей й обчислюється за формулою

$$u = i = z_2 / z_1 = d_2 / d_1 (1 - \varepsilon), \quad (1.12)$$

де z_2, z_1 – кількість зубів веденого і ведучого зубчастих коліс;

d_2, d_1 – діаметри веденого і ведучого котків чи шківів;

ε – коефіцієнт ковзання передач тертям (фрикційних, пасових); Величина $\varepsilon = 0,005 \dots 0,03$.

Якщо $u > 1$, передача називається знижуючою. Зниження кутових швидкостей називається редуціюванням, а закриті передачі, знижуючі кутові швидкості, – редукторами. Якщо $u < 1$, передача називається підвищуючою.

Підвищення кутових швидкостей називається мультиплікацією, а пристрої, підвищуючі кутові швидкості, – мультиплікаторами.

Для багатоступневих передач, загальне передаточне число дорівнює добутку передаточних чисел кожної ступені

$$u_{\text{заг}} = u_1 u_2 \dots u_n \quad (1.13)$$

Питання для самоконтролю

1. Назвіть види передач енергії в техніці.
2. Дайте визначення механічної передачі.
3. Назвіть ознаки механічної енергії.
4. Назвіть вимоги до проектування механічних передач.
5. Назвіть основні причини використання механічних передач.
6. Назвіть ознаки поділу механічних передач на дві групи.
7. Назвіть основні проектні характеристики механічних передач.
8. Назвіть допоміжні характеристики механічних передач.
9. Дайте визначення передаточного відношення.
10. Дайте визначення передаточного числа.
11. Поясніть відмінність понять передаточне відношення і передаточне число.
12. Поясніть явище редуціювання.
13. Поясніть явище мультиплікації.

1.4.1. Зубчасті передачі

Зубчасті передачі – це механізми, які працюють за принципом зачеплення і призначені для передачі обертального руху з одного вала на інший та зміни частоти обертання.

Зубчасте колесо – основна деталь зубчастої передачі у вигляді диска із зубами на циліндричній або конічній поверхні, що входять в зачеплення із

зубами іншого зубчастого колеса. Зубчасте колесо, розміщене на передаючому валу називається ведучим, а на валу, який одержує рух – веденим. У зубчастих механізмів із зовнішнім зачепленням кутові швидкості двох коліс направлені в різні боки, а у зубчастих механізмів із внутрішнім зачепленням – збігаються. Ведуче колесо називається шестірнею, а ведене – колесом; термін «зубчасте колесо» відноситься до двох деталей зубчастої передачі, як узагальнення.

До недоліків зубчастих передач у порівнянні з іншими механічними передачами відносять: високу точність виготовлення і монтажу, шум при роботі на високих швидкостях, відсутність безступеневої зміни передаточного числа.

У зв'язку з великим різноманіттям умов експлуатації зубчастих передач форми елементів зубчастих зачеплень і конструкції передач також різноманітні. Щоб впорядкувати інформацію про зубчасті передачі їх класифікують за такими ознаками:

1. За взаємних розташуванням осей зубчастих коліс: з паралельними осями (циліндрична передача); з перетинаючимися осями (конічна передача); з мимобіжними осями (черв'ячна, гвинтова і гіпоїдна передачі).

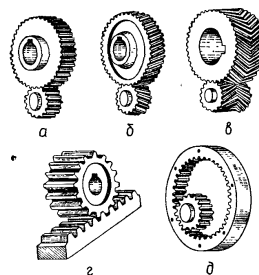


Рис. 1.3. Зубчасті передачі з паралельними осями:

- а) циліндрична прямозуба;
- б) циліндрична косозуба;
- в) шеронна;
- г) рейкова;
- в) із внутрішнім зачепленням.

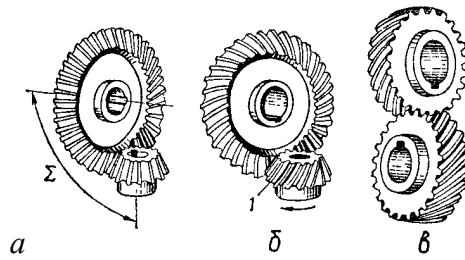


Рис.1.4. Зубчасті передачі з перетинаючимися і мимобіжними осями:

- а) конічна прямозуба;
- б) конічна з коловим зубом;
- в) гвинтова.

2. За відносним обертанням зубчастих коліс і розміщенням зубів: із зовнішнім зачепленням (обертання зубчастих коліс у протилежних напрямках); із внутрішнім зачепленням (обертання зубчастих коліс в одному напрямку).

3. За формою профіля зубів: з евольвентним профілем; з неевольвентним (наприклад, циліндрична передача Новікова, зуби коліс якої профільовані дугами кіл).

4. За розміщенням лінії зуба зубчасті колеса бувають: із прямими зубами, косими, шевронними, коловими (гвинтовими). У непрямозубих передачах зростає плавність роботи, зменшується шум та спрацювання.

5. Законструктивним оформленням: закриті зубчасті передачі, розміщені в корпусі, що забезпечує постійне змащення з ванни з мастилом; відкриті, що працюють із періодичним змащенням консистентним мастилом.

Якщо в механізмі в зачепленні декілька пар зубчастих коліс, то передаточне число кожної пари коліс перемножується.

Головною вимогою до бічних профілів зубів є збереження постійного передаточного числа. Це відбуватиметься за умови, коли загальна нормаль до профілів зубів у точці контакту перетинає лінію центрів в одній точці Р, що називається полюсом зачеплення. Полюс зачеплення не повинен зміщуватися по міжосьовій відстані у процесі зачеплення зубів.

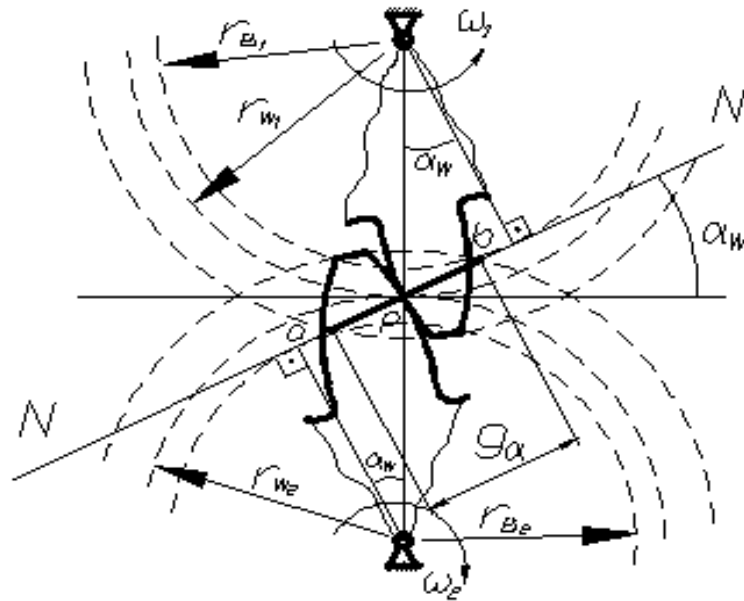


Рис. 1.5. Геометрія зубчастого зачеплення

Якщо прослідкувати за рухом пари зубів шестірні і колеса з моменту, коли вони вперше увійшли в контакт і до моменту, коли вони виходять із контакту, то з'ясується, що всі точки дотику лежать на одній прямій, яку позначають NN. Пряма NN, яка проходить через полюс зачеплення P і дотична до основних кіл шестірні r_{b1} і колеса r_{b2} називається лінією зачеплення. При перекочуванні лінії зачеплення по основним колам двох зубчастих коліс будь-яка точка цієї прямої опише евольвентний бічний профіль спряжених зубів.

Якщо з центрів зубчастих коліс провести перпендикуляри до загальної нормалі одержимо відрізок, який називається теоретична лінія зачеплення. Відрізок лінії зачеплення g_a , який відсікають кола виступів зубів спряжених шестірні і колеса називається активною частиною лінії зачеплення. Активна частина лінії зачеплення визначає початок і кінець зчеплення спряженої пари зубів. Провівши з центра шестірні прямі через ці точки до перетину з початковими колами, одержують дугу зачеплення.

Відношення дуги зачеплення до кроку зубів називається коефіцієнтом торцевого перекриття. Він є одним з якісних показників зубастої передачі і обчислюється за формулою

$$\varepsilon_{\alpha} = g_{\alpha} / p_b, \quad (1.14)$$

де p_b – крок по основному колу (відстань між одноіменними точками двох сусідніх зубів, виміряна по дузі основного кола).

Коефіцієнт ε_{α} показує скільки пар зубів у середньому одночасно знаходиться в зачепленні. Для прямозубої передачі $1 < \varepsilon_{\alpha} < 2$. Чим більший ε_{α} , тим плавніше і безшумніше працює передача. Косозуба передача має більший коефіцієнт торцевого перекриття ніж прямозуба при однакових модулях та кількості зубів. Проте недоліком косозубих передач є поява осьової сили.

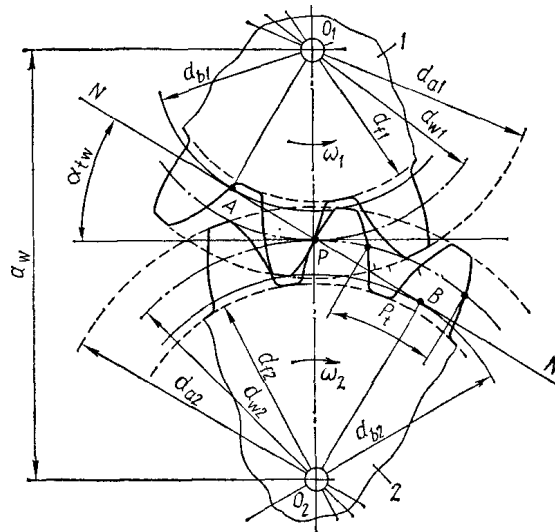


Рис. 1.6. Побудова теоретичної лінії зачеплення

Не вся бічна частина профіля зуба приймає участь в зачепленні. Робочу частину профіля зуба знаходять шляхом перенесення на евольвенту точок перетину кіл діаметрів вершин зубів двох коліс із загальною нормаллю. Наступним якісним показником є коефіцієнт ковзання, який враховує вплив геометрії передачі та її кінематики на ковзання і спрацювання профілів, ковзаючих один по одному (рис.1.7). На рисунку точка P – полюс зачеплення, K – точка контакту двох спряжених профілів зубів шестірні і колеса, ω_1 – кутова швидкість шестірні, ω_2 – кутова швидкість колеса, v_{k1} – лінійна швидкість точки K на шестірні, v_{k2} – лінійна швидкість точки K

колеса, v_{k1}^t – проекція лінійної швидкості шестірні на загальну дотичну до спряжених профілів, v_{k2}^t – проекція лінійної швидкості колеса.

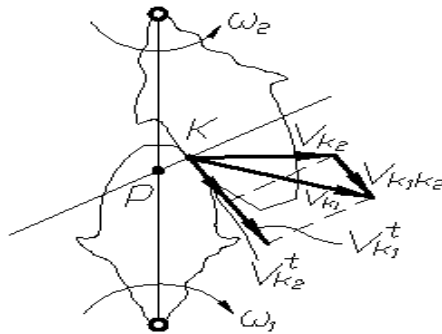


Рис. 1.7. Вектори швидкостей спряженої зубчастої пари:

Швидкість ковзання коліс 1 і 2 відносно один одного буде:

$$v_{\text{ков.}} = v_{k1} - v_{k2} = v_{k1}^t - v_{k2}^t \quad (1.15)$$

Коефіцієнти ковзання шестірні 1 і колеса 2 однакові:

$$\lambda_1 = v_{\text{ков.}} / v_{k1} ; \lambda_2 = v_{\text{ков.}} / v_{k2} \quad (1.16)$$

Коефіцієнти ковзання дорівнюють нулю в полюсі Р і збільшуються з віддаленням від нього по лінії зачеплення. Отже, чим довша лінія зачеплення (чим більший коефіцієнт перекриття ϵ_a), тим більше ковзання та спрацювання профілів зубів. Лінія зачеплення також є лінією тиску спряжених профілів зубів у процесі роботи зубчастої передачі. При взаємодії зубів сила тиску F_n шестірні на початку зачеплення передається ніжною зуба на спряжену бічну поверхню (контактну лінію) головки веденого колеса.

Чим більше пар зубів одночасно знаходиться в зачепленні, тим більш плавно працює зубчаста передача, тим менше навантаження сприймає кожний зуб.

Через точку дотику профілів шестірні і колеса К проводять спільну для двох профілів дотичну ТТ і нормаль NN. Колові швидкості точки К відносно центрів обертання (центрів шестірні і колеса) O_1 і O_2 будуть

$$v_1 = O_1K \omega_1 \text{ і } v_2 = O_2K \omega_2. \quad (1.17)$$

Якщо спроектувати ці швидкості на загальну дотичну ТТ і загальну нормаль NN, то проекції на загальну нормаль повинні бути рівними, щоб забезпечувався безперервне дотикання спряжених профілів шестірні і колеса. У випадках, коли проекція швидкості шестірні менша за проекцію швидкості колеса зуб шестірні відставатиме від зуба колеса, а у протилежному випадку – врізатиметься в зуб колеса.

Основна теорема зачеплення формулюється так: для забезпечення постійного передаточного числа зубчастої передачі бічні профілі їх зубів повинні виконуватися по кривих, в яких загальна нормаль NN, проведена через точку дотику профілів, ділить відстань між центрами O_1 O_2 на частини, обернено пропорційні кутовим швидкостям. Цю теорему сформулював англійський вчений Роберт Вілліс (1800–1875) у 1841р.

Вимозі основній теоремі зачеплення відповідає евольвента кола. Евольвента як крива для бічних профілів спряжених зубів цінна також тим, що без порушення правильності зачеплення дозволяє деякі похибки міжосьової відстані a_w (виникають у результаті неточності виготовлення і складання). У разі зміни міжосьової відстані виникають нові початкові кола, що перекочуються без ковзання, а діаметри основних кіл не змінюються, бо профілі зубів не змінюються.

Евольвентою кола називають криву, яку описує точка К прямої NN, що перекочується без ковзання по основному колу радіусом r_b . Основне коло називається еволютою, а пряма, що перекочується NN – твірною прямою.

У загальному випадку евольвентою кола є траєкторія точки В, що лежить на прямій, яка перекочується без ковзання по основному колу радіуса r_b (рис.1.8). Для зубчастого зачеплення використовується така властивість евольвенти: твірна пряма NN одночасно є дотичною до основного кола та

нормаллю до всіх продукуємих нею евольвент. Точки профілів головок зубів мають більші дотичні швидкості, ніж точки ніжок, внаслідок чого більше спрацюванню виникає на ніжці, що призводить до викривлення профіля – це недолік евольвентного зачеплення.

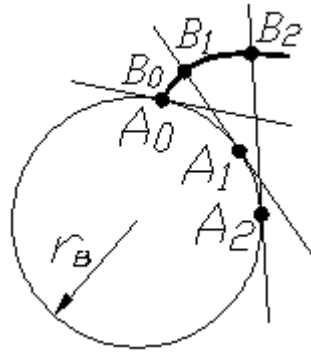


Рис.1.8. Схема утворення евольвенти:

B_0, B_1, B_2 – траєкторія руху точки B , що лежить на прямій;

A_0, A_1, A_2 – точки дотику прямої з еволютою.

У процесі обертання коліс точка зачеплення K евольвентних профілів переміщається по загальній нормалі NN – геометричному місцю точок зачеплення спряжених профілів і називається лінією зачеплення. Лінія зачеплення NN являється одночасно лінією тиску профіля зуба шестірні на профіль зуба колеса (у припущенні, що сила тертя відсутня).

Кут α_w , утворений лінією зачеплення NN і загальною дотичною TT до початкових кіл, називається кутом зачеплення. Цей кут також утворюється між лінією зачеплення NN і перпендикуляром до міжосьової відстані. Величина кута зачеплення α_w стандартизована (за ДСТ 13755 – 81 $\alpha_w = 20^\circ$) і використовується для формування профілю (профільювання) зубонарізного інструменту (вихідного контуру інструментальної рейки)

Кола, по яких котяться без ковзання спряжені зубчасті колеса, називаються початковими. Коло, на якому крок p і кут α_w відповідно рівні кроку і куту профіля α інструментальної рейки, називається ділильним. Ділильні кола збігаються з початковими, якщо міжосьова відстань пари коліс

рівна сумі радіусів початкових кіл. При зміні міжосьової відстані a_w змінюються діаметри d_w початкових кіл шестірні і колеса. У парі зубчастих коліс може бути багато початкових кіл. В окремо взятого колеса початкового кола не існує.

В якості основного розрахункового параметру прийнято раціональне кількість p/π , яке називають модулем m . Модуль являється основною характеристикою зубів.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення зубчастих передач?
2. Назвіть основні недоліки зубчастих передач.
3. Назвіть класифікаційні ознаки зубчастих передач.
4. Поясніть поняття загальна нормаль.
5. Поясніть поняття загальна дотична.
6. Поясніть поняття полюс зачеплення.
7. Назвіть два якісних показника зубчастого зачеплення.
8. Поясніть поняття коефіцієнта торцевого переукриття.
9. Назвіть ознаки основного кола.
10. Назвіть ознаки ділильного кола.
11. Назвіть ознаки початкового кола.
12. Сформулюйте теорему Р. Вілліса.
13. Поясніть, які властивості евольвенти зумовили її використання для бічних профілів зубів зубчастих коліс.
14. Назвіть вектори швидкостей спряженої зубчастої пари.
15. Поясніть схему утворення евольвенти.
16. Поясніть відмінність понять кут профілю інструментальної рейки α і кут зачеплення α_w .

1.4.2. Поняття про нарізання зубів методом обкатки

Існує два методи виготовлення зубчастих коліс з евольвентних профілем: метод копіювання і метод обкатки.

Нарізання зубів методом копіювання здійснюється фрезою, різальні кромки якої мають форму западини між зубами нарізаємого колеса.

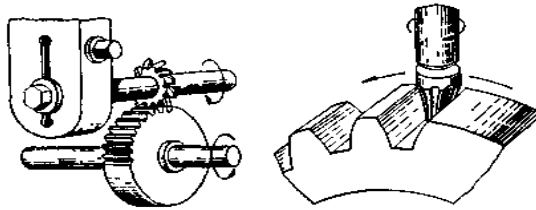


Рис.1.9. Нарізання зубів методом копіювання

Зачеплення евольвентного зубчастого колеса з рейкою лежить в основі нарізання зубчастих коліс методом обкатки; при цьому рейка використовується в якості зубонарізного інструменту (інструментальної рейки). Щоб прямолінійна різальна кромка зуба інструментальної рейки могла оброблювати евольвентний профіль зуба, необхідно весь час змінювати її положення відносно нарізаємого зуба. Такий рух називається рухом обкатки, а процес нарізання зуба – нарізанням за методом обкатки. У процесі нарізання заготовка обертається навколо своєї осі, а інструментальна рейка здійснює зворотно-поступальний рух паралельно осі заготовки та поступальний рух паралельно до обода заготовки.

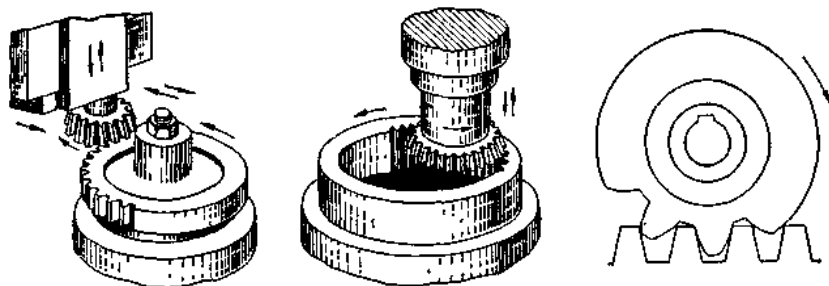


Рис. 1.10. Нарізання зубів методом обкатки

Початкове коло нарізаємого колеса ділиться кроком рейки на z рівних частин, завдяки чому отримало назву ділильного кола. На ділильному колі крок p і кут зачеплення α_w нарізаємого колеса дорівнюють кроку p і куту профіля α інструментальної рейки.

Якщо збільшувати до нескінченності кількість зубів нормального (некоригованого) колеса, то одержують основну інструментальну рейку, профіль якої відповідає вихідному контуру, регламентованому державними стандартами. Вихідний контур характеризується кутом профіля $\alpha = 20^\circ$, глибиною заходу h_d , радіальним зазором c , радіусом закруглення ніжки зуба r_i .

Для циліндричних коліс $h_d = 2m$; $c = 0,25 m$; $r_i \geq 0,38 m$. Основна рейка повністю визначає профілі зубів коліс нормального зачеплення та забезпечує можливість їх будь-якого поєднання при однаковому модулі.

Вихідний контур інструментальної рейки відрізняється від контура основної рейки збільшеною на c висотою головки зуба, необхідною для утворення радіального зазору c в зачепленні спряжених коліс.

Різальним інструментом може бути черв'ячна фреза, довбач, гребінка (рейковий довбач). Черв'ячна фреза в осьовому перерізі має форму інструментальної рейки. Зуби точних зубчастих передач після нарізання піддають чистовій обробці шевінгуванням, шліфуванням, притранням, обкаткою. Зубонарізні інструменти установлюють по ділильному діаметру.

Шевінгування застосовують для чистової обробки незагартованих коліс. Його виконують інструментом-шевером, що має вигляд зубчастого колеса з вузькими канавками на поверхні зубів. Обертаючись у зачепленні з оброблюваним колесом, шевер зрізає різальними кромками волосовидну стружку із зубів колеса.

Шліфування застосовують для чистової обробки загартованих коліс. Виконують шліфувальними кругами методом копіювання або обкатки.

Притирання застосовують для чистової обробки загартованих коліс. Виконують притиром – чавунним точно виготовленим колесом із використанням притиральних абразивних паст.

Обкатку застосовують для чистової обробки незагартованих коліс. На протязі 1...2 хвилини зубчасте колесо обкатується під навантаженням з еталонним колесом великої твердості.

Основні елементи зубчастих коліс визначають за допомогою модуля зачеплення і кількості зубів двох спряжених коліс.

Питання для самоконтролю

1. Які два методи виготовлення зубчастих коліс найбільш поширені?
2. Які методи виготовлення зубчастих коліс використовують при ремонтних роботах та в масовому виробництві?
3. Який рух інструментальної рейки називається рухом обкатки?
4. Назвіть види рухів інструментальної рейки.
5. Назвіть вид руху заготовки зубчастого колеса.
6. Назвіть ознаки основної інструментальної рейки.
7. Який показник позначається літерою h_d ?
8. Поясніть відмінність вихідного й основного контурів інструментальної рейки.
9. Назвіть види зубонарізних інструментів.
10. Назвіть види чистової обробки зубчастих коліс.
11. Поясніть суть операції шевінгування.
12. Поясніть суть операції обкатки.

1.4.3. Поняття про коригування профілю зубів

Профільовання зубів евольвентного профілю та інструменту для їх нарізування здійснюється відповідно до вихідного контуру, тобто до контуру

зубів номінальної початкової рейки у перерізі площиною, перпендикулярною до її ділильної площини та напряду зубів. Вихідний контур стандартизований для циліндричних та конічних зубчастих коліс.

Зміна кількості зубів приводить до зміни форми зуба, бо на різних ділянках евольвента має різні радіуси кривизни. В інструментальній рейці із $z \rightarrow \infty$ зуб прямобічний. Із зменшенням z збільшується кривизна евольвентного профіля, а товщина зуба біля ніжки і біля вершини зуба зменшується. При подальшому зменшенні z нижче граничного значення з'являється підрізання ніжки зуба різальною кромкою інструмента, у результаті чого міцність зуба різко зменшується. Через зрізання частини евольвенти поблизу ніжки зуба зменшується довжина робочої ділянки профіля, в результаті чого зменшується коефіцієнт перекриття зубів ε_α та зростає спрацювання зубів.

Щоб уникнути підрізання при малій кількості зубів z , необхідно інструментальну рейку змістити відносно положення дотикання середньої прямої рейки і ділильного кола заготовки на величину зміщення x_m , в результаті чого форма ніжки зуба виправиться на прийнятну. Середньою (модульною) називається пряма, яка проходить через середину висоти зуба різального інструменту.

Величина x_m називається абсолютним зміщенням рейки, величина x – коефіцієнтом зміщення рейки або відносним зміщенням рейки.

Мінімальну кількість зубів z_{min} шестірні, в якій відсутнє підрізання зуба без зміщення інструментальної рейки, тобто коли $x = 0$ обчислюють за формулою

$$z_{min} = 2 / \sin^2 \alpha_w \quad (1.18)$$

При $\alpha_w = 20^\circ$ $z_{min} = 17$.

Таким чином, підрізання зубів виникає у випадку $z < z_{min}$. Коригуванням називають зміну бічного профіля зуба шляхом використання іншої ділянки евольвенти в порівнянні з нормальним зачепленням ($x = 0$). Додатним називається коригування у випадку зміщення інструментальної

рейки від центра зубчастого колеса, від'ємним – до центра. При додатному зміщенні збільшується товщина зуба біля ніжки зуба, що збільшує його міцність на згин. Діаметр кола вершин d_a зростає. Профіль зуба переходить на ділянку евольвенти, більш віддаленої від основного кола, що приводить до збільшення радіусів кривизни і, відповідно, до збільшення міцності.

При від'ємному зміщенні рейки відбувається зворотнє явище. У залежності від комбінації зміщень при нарізанні зубів розрізняють корекцію висотну і кутову.

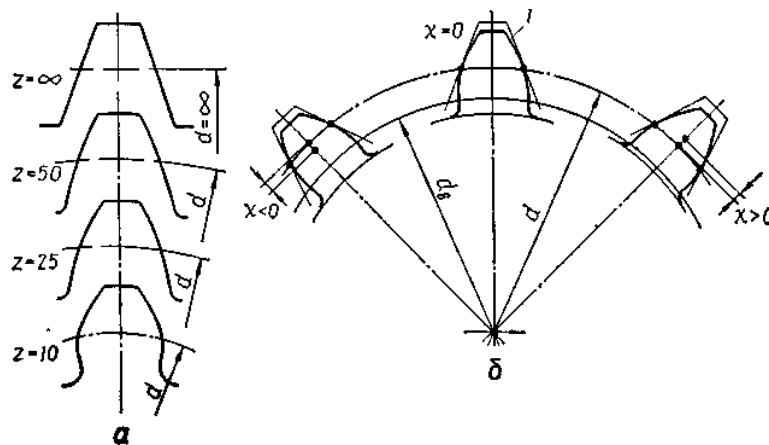


Рис. 1.11. Вплив кількості зубів на їх форму (а) та додатне і від'ємне зміщення інструментальної рейки (б)

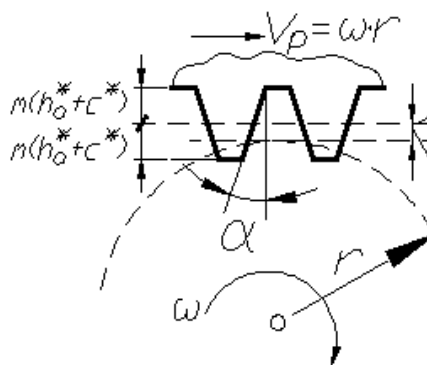


Рис. 1.12. Розміщення зубонарізної рейки і зубчастого колеса (перша штрихова пряма – середня пряма рейки, друга – початкова пряма рейки, штрихова дуга – ділительний діаметр колеса).

Розміщення зубонарізної рейки визначається відстанню між ділильним колом зубчастого колеса і середньою прямою рейки (рис. 1.12).

По ділильному колу може перекочуватися без ковзання або середня пряма рейки, або початкова пряма, яка віддалена від середньої прямої на величину зміщення «b». Величина зміщення зубонарізного інструменту називається корекцією або зсувом. Коефіцієнт зміщення рейки обчислюється за формулою

$$x=b/m \quad (1.19)$$

При $x=0$ зубчасте колесо називається нормальним або нульовим. Товщина зуба і ширина западини нульового колеса на ділильному колі однакові. При додатному коригуванні зменшується довжина лінії зачеплення, тому і, відповідно, коефіцієнт перекриття ε_α . При від'ємному коригуванні – зворотній ефект – збільшується плавність і безшумність роботи передачі (збільшується коефіцієнт перекриття ε_α). Зачеплення двох зубчастих коліс характеризується сумарним коефіцієнтом корекції $x_\Sigma=x_1+x_2$, при цьому можливі три випадки:

1) $x_\Sigma=0$ при $x_1=x_2=0$, коли в зачепленні знаходяться два нульові зубчасті колеса (нульове зачеплення);

2) $x_\Sigma=0$ при $x_1=-x_2$, коли в зачепленні знаходяться два коригованих зубчастих колеса, коефіцієнти корекції яких однакові за величиною та протилежні за знаком (зачеплення з висотна корекція);

3) $x_\Sigma \neq 0$, коли в зачепленні знаходяться два коригованих колеса, що мають:

а) $x_\Sigma > 0$ – додатне неоднаково зміщене зачеплення з кутовою корекцією;

б) $x_\Sigma < 0$ – від'ємне неоднаково зміщене зачеплення з кутовою корекцією.

У випадках $x_\Sigma=0$ ділильні кола зубчастих коліс збігаються з початковими, кут зачеплення α_w дорівнює куту вихідного контуру рейки α і міжосьова відстань обчислюється за формулою

$$a_w = 0,5 m (z_1 + z_2) \quad (1.20)$$

У випадках $x_\Sigma \neq 0$ ділильні і початкові кола зубчастих коліс не збігаються, відповідно $\alpha_w \neq \alpha$, а міжосьова відстань обчислюється за формулою

$$a_w = 0,5 m (z_1 + z_2) \cos \alpha / \cos \alpha_w \quad (1.21)$$

При виведенні цієї формули враховували, що

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}, \quad (1.22)$$

де r_{w1}, r_{w2} – радіуси початкових кіл шестірні і колеса;

$$r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w, \quad (1.23)$$

де r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл шестірні і колеса;

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha = 0,5 m z_1 \cos \alpha; r_{b2} = r_2 \cos \alpha = 0,5 m z_2 \cos \alpha, \quad (1.24)$$

де r_1, r_2 – радіуси ділильних кіл шестірні і колеса.

Висотна корекція застосовується при великому передаточному числі, щоб забезпечити зуби шестірні і колеса однаковою міцністю на згин. При висотній корекції зубчастої пари діаметри ділильного і початкового кіл збігаються. Загальна висота зубів також не змінюється в порівнянні з її нормальним значенням. Змінюється лише співвідношення між висотою головок і ніжок зубів та відповідно змінюються діаметри кіл вершин зубів та впадин, тому така корекція називається висотною.

У зубчастих колесах із висотною корекцією висоту головок h_a зубів та ніжок h_f визначають за формулами:

$$h_a = (h_a^* + x)m; \quad h_f = (h_a^* + c^* - x)m, \quad (1.25)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контура (для стандартних зубчастих коліс $h_a^* = 1$);

c^* – коефіцієнт радіального зазору в парі вихідних контурів (для стандартних зубчастих коліс $c^* = 0,25$).

Товщина зубів шестірні збільшується, а зубів колеса зменшується, але сума товщин на ділильному колі пари зубів у зачепленні залишається постійною і дорівнює кроку зубів. Висотна корекція зубів не вимагає зміни міжосьової відстані передачі.

Висотна корекція дозволяє збільшити міцність зубів шестірні з одночасним зменшенням міцності зубів колеса. При великій кількості зубів шестірні та колеса висотне коригування малоефективне, оскільки форма зубів змінюється мало. Тому висотну корекцію застосовують тільки при малій кількості зубів шестірні і великій кількості зубів колеса.

При кутовій корекції для правильного зачеплення колеса необхідно розсунути, збільшивши міжосьову відстань на Δa_w , при цьому виникають нові початкові кола. Також збільшується кут зачеплення α_w , який вже не буде дорівнювати профільному куту різального інструмента $\alpha = 20^\circ$, тому така корекція називається кутовою.

Розміри елементів зубів із кутовою корекцією знаходять за

$$\text{формулами: висота головки зубів } h_a = (h_a^* + x - \Delta y)m; \quad (1.26)$$

$$\text{висота ніжки зубів } h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m, \quad (1.27)$$

де Δy – коефіцієнт вирівнювального зміщення, який визначають за співвідношеннями

$$\Delta y = x_\Sigma - y; \quad y = (a_w - a)/m, \quad (1.28)$$

де a , a_w – відповідно ділильна та початкова міжосьові відстані циліндричної зубчастої передачі.

Кутова корекція зубчастого зачеплення у порівнянні з висотною має ряд переваг, головними з яких є підвищення міцності зубів двох зубчастих коліс передачі і можливість вписування зубчастої передачі у наперед задану міжосьову відстань. Кутову корекцію можна використовувати при довільній комбінації кількості зубів шестірні і колеса. Тому з коригованих зубчастих передач переважене застосування мають передачі з кутовою корекцією.

Граничні значення коефіцієнтів зміщення обмежуються такими факторами: недопустимим підрізанням зубів при їхньому нарізуванні;

загостренням зубів, тобто зменшенням їхньої товщини на колі виступів нижче допустимої межі; проявом інтерференції (взаємного проникнення) зубів при зачепленні їх; зменшенням коефіцієнта перекриття до граничного значення.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть поняття вихідний контур.
2. Як впливає фактор зміни кількості зубів z на радіус кривизни евольвентного профілю зубів.
3. Поясніть зміст явища підрізання ніжки зубів.
4. Поясніть поняття середня пряма рейки.
5. Поясніть відмінність понять абсолютне зміщення рейки і коефіцієнт зміщення рейки.
6. Що називають коригуванням профілю зубчастих коліс.
7. Назвіть ознаки додатного коригування.
8. Назвіть ознаки від'ємного коригування.
9. Поясніть відмінність понять середня і початкова пряма рейки.
10. Назвіть відмінність понять кореція і коригування.
11. Назвіть ознаки нульового колеса.
12. Поясніть випадки, коли сумарний коефіцієнт корекції $x_{\Sigma}=0$.
13. Поясніть випадки, коли сумарний коефіцієнт корекції $x_{\Sigma}\neq 0$.
14. Назвіть область використання висотної корекції.
15. Поясніть наслідки висотної корекції.
16. Назвіть область використання кутової корекції.
17. Поясніть наслідки кутової корекції.
18. Поясніть відмінність показників h_a^* і h_a .
19. Поясніть суть формули $h_f = (h_a^* + c^* - x) \cdot m$.
20. Поясніть відмінність показників a та a_w .

1.4.4. Матеріали зубчастих коліс

Вибір матеріалу зубчастих коліс залежить від призначення передачі та умов її роботи. В якості матеріалів зубчастих коліс використовують сталі, чавуни, пластмаси. У залежності від твердості сталі зубчасті колеса поділяють на дві групи:

Перша група – колеса твердістю \leq HB 350. Використовують у мало- і середньонавантажених передачах. Матеріалами для цієї групи є вуглецеві сталі 35, 40, 45, 50, 50Г, леговані сталі 40Х, 45Х, 40ХН та ін. Для рівномірного спрацювання зубів і кращої їх притираємості твердість шестірні прямозубої передачі повинна бути на (25 ...50) HB більша за твердість колеса. Для косозубих передач твердість HB робочих поверхонь зубів шестірні може бути ще більша.

Друга група – колеса твердістю \geq HB 350. Для них використовують такі види термообробки: об'ємне і поверхове гартування, цементация, азотування, ціанування. Так як колеса з такою твердістю не притираються, то відпадає необхідність використовувати різну твердість у зубів шестірні і колеса. Колеса твердістю \geq HB 350 нарізають до термообробки.

Поверхнєве гартування використовують для коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм. Для гартування використовують сталі 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ.

Цементацию використовують для коліс, розміри яких повинні бути мінімальними (авіація, транспорт). Для цементации використовують сталі 20Х, 12ХН3А та ін.

Азотування використовують для передач, в яких відсутнє абразивне спрацювання зубів. Для підвищення міцності серцевини зуба заготовку колеса піддають поліпшенню. Для азотування використовують сталі 40ХНМА, 40Х2НМА, 38ХМЮА, 38Х2Ю та ін.

Чавуни використовують для виготовлення зубчастих коліс тихохідних відкритих передач. Рекомендуються чавуни СЧ18 ... СЧ35. Зуби чавунних коліс добре притираються, але мають невисоку міцність на згин.

Пластмаси використовують у швидкохідних малонавантажених передачах для шестірень, що працюють у парі з металевими колесамит. Зубчасті колеса з пластмаси забезпечують безшумність роботи передачі. Найбільш часто використовують текстоліт, капрон, поліформальдегід.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть основні конструкційні матеріали для зубчастих коліс.
2. Дайте характеристику першої групи сталевих зубчастих коліс.
3. Дайте характеристику другої групи сталевих зубчастих коліс.
4. В якому випадку використовують поверхнєве гартування зубів зубчастих коліс?
5. Коли використовують цементацію зубчастих коліс?
6. Коли використовують азотування зубчастих коліс?
7. Назвіть область використання чавунних коліс.
8. Назвіть область використання пластмасових коліс.
9. Назвіть основні види конструкційних пластмас для зубчастих коліс.

1.4.5. Види руйнування зубів зубчастих коліс

При зачепленні на зуб діє рівнодіюча сил тиску і сили тертя. Для кожного зуба напруження змінюється в часі за віднульовим циклом. Змінні напруження є причиною руйнування зубів від втомленості металу (поломки, викришування робочих поверхонь та ін.). Тертя в зачепленні викликає спрацювання і заїдання зубів.

Поломка зубів виникає як наслідок змінних напружень на згин та перевантажень. При цьому виникають тріщини поблизу ніжки зуба з того боку, де від згину виникають найбільші розтягуючі напруження. Прямі короткі зуби виламуються повністю, а довгі, особливо косі, ламаються по косому перерізу. Поломку від втоми металу попереджують розрахунком на

міцність за напругами згину σ_F (індекс F надається всім параметрам, пов'язаним із напруженням згину, який виконують для ніжки (основи) зуба (англ. foot)), використанням коригування та збільшенням точності виготовлення і монтажу.

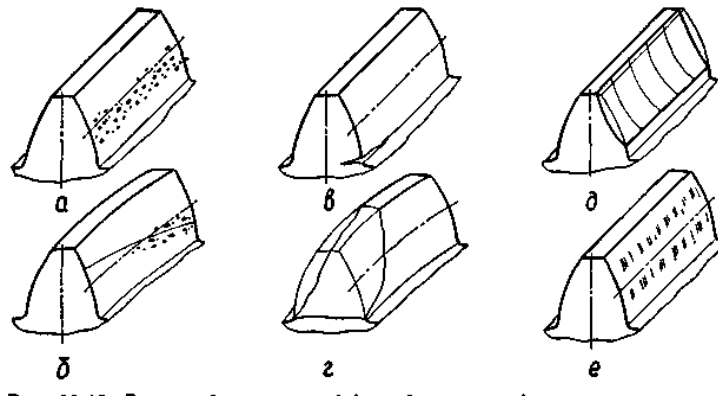


Рис. 1.13. Види руйнування зубів зубчастих коліс:

- а) втомне викришування;
- б) втомне руйнування косих зубів;
- в) мікротріщини;
- г) поломка косих зубів;
- д) спрацювання;
- е) заїдання.

Викришування від втоми металу зубчастого колеса – основний вид руйнування зубів для закритих передач. Причиною цього виду руйнування зубів є змінні контактні напруження σ_H . Руйнування починається поблизу ніжки зуба в зоні навколо полюса зачеплення, бо тут виникає найбільша сила тертя, що сприяє пластичній течії металу та утворенню мікротріщин на поверхні зубів. Тріщини збільшуються завдяки розклинюючого ефекту мастильного матеріалу, який запресовується в тріщини зубів при зачепленні. Розвиток тріщин приводить до викришування частинок поверхні, утворення дрібних ямок, які переростають у раковини (ерозію). При викришуванні

порушується умови утворення суцільної мастильної плівки (мастило витискається в ямки), що приводить до швидкого спрацювання і задиру металу на робочих поверхнях зубів. Викришування від втоми металу попереджують розрахунком на міцність за контактними напруженнями, підвищенням твердості поверхонь зубів, застосуванням коригування зубів, підвищенням степені точності, правильним вибором сорту мастила.

У відкритих передачах викришування не відбувається, бо спрацювання поверхонь зубів випереджує розвиток тріщин від втоми металу зубчастих коліс.

Спрацювання – основний вид руйнування зубів відкритих передач. При спрацюванні зуб зменшує свою товщину, послаблюється його ніжка, збільшуються зазори в зачепленні, що в результаті приводить до поломки зубів. Ознакою швидкого руйнування зубів від спрацювання є збільшення шуму в процесі роботи передачі. Спрацювання зменшують захистом від потрапляння абразивних частинок, підвищенням твердості і зменшенням шорсткості робочих поверхонь зубів, зменшенням ковзання шляхом коригування.

Заїдання зубів полягає у приварюванні частинок одного зуба до іншого внаслідок місцевого підвищення температури в зоні зачеплення. Наріст на зубах здирає метал із робочих поверхонь спряжених зубів. Заїдання зубів попереджують підвищенням твердості і зменшенням шорсткості робочих поверхонь зубів, використанням коригування, підбором протизадинних мастил.

Питання для самоконтролю

1. Які сили утворюють рівнодіючу, що прикладена до зуба зубчастого колеса?
2. Як зв'язані фактори зміни напружень і тертя в зачепленні та види руйнування зубів зубчастих коліс?

3. Пояснити зміст поняття поломки зубів.
4. Пояснити зміст поняття викришування робочих поверхонь зубів.
5. Пояснити зміст поняття спрацювання зубів.
6. Пояснити зміст поняття заїдання зубів.
7. Назвіть умови, що сприяють заїданню зубів.

1.4.6. Поняття про допустимі напруження

Працездатність – це стан виробу, який оцінюють за його міцністю, жорсткістю, зносостійкістю, вібраційною стійкістю. Головним критерієм працездатності для більшості деталей є міцність. Неміцні деталі не можуть працювати, бо вони зруйнуються.

Контактні напруження можуть зруйнувати поверхню спряжених деталей силової механічної передачі. Закономірності процесу утворення контактних напружень вивчають у курсі «Теорія пружності». Контактні напруження виникають на поверхні спряжених деталей тоді, коли площі дотику малі порівняно з розмірами деталей (стиснення котків фрикційних передач, зубів зубчастих передач тощо).

Якщо контактні напруження більші за допустимі, то на поверхні деталей (на зубах зубчастих передач, кільцях підшипників кочення тощо) з'являються вм'ятини, борозни, тріщини або ерозія.

Засновником теорії контактних напружень був Г. Герц. Змінні контактні напруження викликають втому поверхневих шарів, що веде до викришування. В іноземній літературі процес викришування від втоми називають pitting, від англ. pit –яма, заглиблення.

Викришування не спостерігається, якщо контактні напруження не перевищують допустимі. У дисципліні «Деталі машин» загальні закони розрахунків на міцність розглядають щодо конкретних деталей і надають їм форму інженерних розрахунків. У цих розрахунках значну увагу приділяють вибору розрахункових схем і допустимих напружень (запасів міцності).

Неправильний вибір запасу міцності може призвести до руйнування деталей або до підвищення маси конструкції та надмірних затрат конструкційних матеріалів.

Розрахунки на контактну міцність і міцність на згин при тривалій роботі виконуються за допустимими контактними напруженнями $[\sigma]_H$, $[\sigma]_F$.

Допустимі контактні напруження для розрахунків на міцність при тривалій роботі обчислюють за формулою

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0}, \quad (1.29)$$

де $[\sigma]_{H0}$ – допустимі контактні напруження, що відповідають границі контактної витривалості при кількості циклів зміни напруження N_{H0} , наведені в табл.1.1.

K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який враховує термін служби і режим навантаження передачі;

$$K_{HL} = (N_{H0} / N_{\Sigma})^{0,16} \geq 1 \leq K_{HLmax} \quad (1.30)$$

Для нормалізованих або поліпшених зубчастих коліс $K_{HLmax} = 2,6$; для зубчастих коліс з поверхневим гартуванням, азотуванням, цементацією $K_{HLmax} = 1,8$.

N_{H0} – кількість циклів, що відповідає границі витривалості, визначається твердістю робочих поверхонь зубів, наведено в табл.

N_{Σ} – кількість циклів напружень зубів за весь термін роботи зубчастої передачі. При постійному режимі навантаження (допускаються відхилення до 20%) обчислюють за формулою

$$N_{\Sigma} = 573 \omega L_h, \quad (1.28)$$

де ω – кутова швидкість, c^{-1} ;

L_h – ресурс (термін служби) зубчастої передачі, год.

У більшості випадків $N_{\Sigma} > N_{H0}$, тому для тривало працюючих (на протязі декількох років) зубчастих передач $K_{HL} = 1$, що і враховує перший знак нерівності у формулі (1.27). Другий знак нерівності обмежує $[\sigma]_H$ за умовою відсутності пластичних деформацій на поверхнях зубів або крихкого руйнування.

Циліндричні і конічні зубчасті передачі розраховують за найменшим значенням $[\sigma]_H$ з одержаних для шестірні $[\sigma]_{H1}$ і колеса $[\sigma]_{H2}$. Виняток становлять зубчасті передачі з непрямыми зубами при різниці середніх твердостей робочих поверхонь зубів шестірні і колеса $HV_{1cp} - HV_{2cp} \geq 70$ і $HV_{2cp} \leq 350$. У цьому випадку передачі розраховують за середнім допустимим контактним напруженням за формулою

$$[\sigma]_H = 0,45 ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \quad (1.31)$$

При цьому $[\sigma]_H$ не повинно бути більшим за $1,23 [\sigma]_{H2}$ для циліндричних косозубих, шевронних коліс і $1,15 [\sigma]_{H2}$ для конічних коліс з непрямыми зубами.

Таблиця 1.1

Значення $[\sigma]_{H0}$ і $[\sigma]_{F0}$

Термообробка	Група сталі	$[\sigma]_{H0}$, Мпа	$[\sigma]_{F0}$, Мпа
Поліпшення	Вуглецева або		
	легована	$1,8 HV_{cp} + 67$	$1,3 HV_{cp}$
Гартування СВЧ по контуру зубів ($m \geq 3$ мм)	Легована	$14HRC_{cp} + 170$	370
Гартування СВЧ наскрізне ($m \leq 3$ мм)	Легована	$14HRC_{cp} + 170$	310
Цементация і гартування	Легована	$19HRC_{cp}$	480

Таблиця 1.2

Кількість циклів напружень N_{H0}

Середня	HV_{cp}	≤ 200	250	300	350	400	450	500	550	600
твердість	HRC_{cp}	–	25	32	38	43	47	53	56	60
поверхонь	HV_{cp}	200	260	310	370	425	490	575	650	760
зубів										
N_{H0} , млн циклів		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Допустимі напруження на згин для розрахунків на міцність при тривалій роботі обчислюють за формулою

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}, \quad (1.32)$$

де $[\sigma]_{F0}$ – допустиме напруження на згин, що відповідає границі витривалості на згин при кількості циклів напруження $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.

K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунках на згин. При твердості $HB \leq 350$

$$K_{FL} = (N_{F0} / N_{\Sigma})^{0,16} \geq 1, \text{ але } \leq 2,08 \quad (1.33)$$

При твердості $HB > 350$

$$K_{FL} = (N_{F0} / N_{\Sigma})^{0,11} \geq 1, \text{ але } \leq 1,63 \quad (1.34)$$

Для передач, що працюють значний проміжок часу $K_{FL} = 1$.

Питання для самоконтролю

1. Для розв'язання яких завдань використовують допустимі контактні напруження?
2. Який показник так позначається $[\sigma]_{H0}$?
3. Як враховують під час розрахунків фактори терміну служби та режиму навантаження?
4. Який показник так позначається N_{H0} ?
5. Який показник так позначається N_{Σ} ?
6. Які значення $[\sigma]_H$ враховують у процесі розрахунків?
7. В якому випадку використовують середнє допустиме контактне напруження?
8. Назвіть види термообробки зубів зубчастих коліс.
9. Поясніть як вибрати величину $[\sigma]_{H0}$?
10. Який показник так позначається $[\sigma]_{F0}$?
11. Який показник так позначається K_{FL} ?

Тестові завдання

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1. Поняття про машини, механізми та деталі загального призначення

1. Метою дисципліни «Деталі машин» є вивчення основ розрахунку і конструювання деталей і вузлів машин ... призначення

- спеціального
- спеціалізованого
- загального
- індивідуального

2. Ознакою машини є перетворення

- руху
- енергії
- швидкості
- матерії

3. Ознакою механізму є перетворення

- руху
- енергії
- швидкості
- матерії

4. Ознакою приводу є наявність

- механізму
- пристрою
- робочого органа
- гальма

5. Конвеєр – це машина

- технологічна
- транспортуюча
- енергетична
- інформаційна

6. Основні параметри механічної передачі

- ω, d
- P_1, P_2, ω
- $P_1, P_2, \omega_1, \omega_2$
- P_1, P_2, η

7. Ознака деталей загального призначення є належність до складу

- однакових машин
- велосипеда
- верстата
- різних машин

8. Ознака деталей спеціального призначення є належність до складу

- однакових машин
- велосипеда
- верстата
- різних машин

9. Вал, гайка, гвинт – це деталі машин

- технологічних
- спеціалізованого призначення
- спеціального призначення

загального призначення

10. Зміст дисципліни «Деталі машин» складають такі групи деталей і вузлів

- механічні передачі
- механічні передачі і з'єднання
- механічні передачі і підшипники
- механічні передачі; деталі і вузли, що обслуговують механічні передачі; рознімні і нерознімні з'єднання

1.2. Критерії працездатності і розрахунку деталей машин

11. Основний критерій працездатності машин

- міцність
- жорсткість
- теплостійкість
- вібростійкість

12. Ознака міцності деталей машин

- працездатність у заданому діапазоні температур
- опір зміні форми
- опір руйнуванню
- опір коливанням

13. Умова міцності – це

– це порівняння

- розрахункових навантажень із допустими
- розрахункових напружень із допустими
- допустимих навантажень із розрахунковими
- допустимих напружень із розрахунковими

14. Показник q – це

- прискорення
- зосереджене навантаження
- розподілене навантаження
- коефіцієнт торцевого перекриття

15. Для розрахунків на згин використовують коефіцієнти, позначені літерою

- Y
- Y або Z
- Z
- K

16. Вплив нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуба при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом

- $K_{H\beta}$
- $K_{H\alpha}$
- $K_{H\omega}$
- K_{Ha}

17. Вплив динамічних навантажень при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом

- $K_{H\beta}$
- $K_{H\alpha}$
- $K_{H\omega}$
- K

18. Ознака жорсткості

- опір зміні форми
- опір руйнуванню
- опір коливанням
- опір форми і розмірів

19. Ознака стійкості до спрацювання

- опір зміні форми
- опір руйнуванню
- збереження розмірів
- опір температурі

20. Ознака вібростійкості

- опір резонансу
- відсутність резонансу
- опір коливанням
- опір температурі

21. Ознака теплостійкості

- опір зміні форми
- опір руйнуванню
- опір коливанням
- опір температурі

22. Ознака надійності

- збереження показників
- збереження розмірів
- збереження потужності
- збереження обертального моменту

1.3. Поняття про проектний і перевірний розрахунки

23. Призначення проектного розрахунку

- визначення напружень
- визначення розмірів
- визначення сил
- визначення моментів сил

24. Ознаки проектного розрахунку

- відношення попередності
- відношення остаточної
- креаслення
- схеми

25. Призначення перевірного розрахунку

- визначення напружень
- визначення розмірів деталей загального призначення

- визначення сил
 - визначення моментів сил
26. Ознаки перевірного розрахунку
- відношення попередності
 - відношення остаточної
 - креслення
 - схеми
27. Ознаки процесу конструювання
- розрахунки
 - випробування
 - креслення
 - оригінальність
- 1.4. Механічні передачі**
28. Гідравлічні, пневматичні, електричні, механічні – це
- види передач
 - види пристроїв
 - машини
 - види техніки
29. Ознака механічної передачі
- механічна енергія
 - конструкційні матеріали
- крутні моменти
 - електрична енергія
30. Ознака механічної енергії
- рух
 - поле потенціальних сил
 - тепло
 - оригінальність
31. Стале передаточне відношення – це вимога до
- проектування передач
 - конструювання передач
 - виготовлення передач
 - випробування передач
32. У процесі роботи машин є режими, коли для робочого органу необхідні обертальні моменти, більші за величиною від обертальних моментів двигуна – це
- вимога до передач
 - причина використання передач
 - наслідок використання передач
 - ознака передач
33. Використання сили тертя – це
- принцип дії
 - вимога до передач
- загальний принцип одержання винахідницької ідеї з вдосконалення механічних передач
 - потреба в передачах
34. Основні проектні характеристики механічних передач
- P_1, P_2, η
 - $P_1, P_2,$
 - P_1, η
 - $P_1, P_2, \omega_1, \omega_2$
35. ККД – це ... характеристика механічних передач
- основна
 - допоміжна
 - перевірна
 - випробувальна
36. Передаточне відношення – це відношення
- кількості зубів
 - діаметрів
 - сил
 - кутових швидкостей
37. Для геометричних розрахунків механічних передач зручно використовувати
- передаточне кількість

передаточне відношення

передаточне число і передаточне відношення

передаточне число або передаточне відношення

38. Якщо $u > 1$ – це ознака явища

редуціювання

мультиплікації

втрати потужності

втрати величини обертального моменту

39. Якщо $u < 1$ – це ознака явища

редуціювання

втрати потужності

мультиплікації

втрати величини обертального моменту

1.4.1. Зубчасті передачі

40. Зубчасті передачі можуть збільшити

ККД

потужність

обертальний момент

масу

41. Ступінчаста зміна передаточного числа – це ... зубчастої передачі

перевага

недолік

призначення

ознака

42. $N - N$ – це

загальна дотична

загальна нормаль

переріз

розріз

43. $T - T$ – це

загальна нормаль

загальна дотична

розріз

переріз

44. Ознака полюса зачеплення

змінне положення

переміщення по загальній нормалі

крайня точка

постійне положення

45. Роберт Вілліс – це

автор основної теореми зачеплення

конструктор військового всюдихода

винахідник черв'ячної передачі

автор першого підручника з дисципліни «Деталі машин» для студентів вищих педагогічних навчальних закладів

46. Радіус кривизни евольвенти

змінний

постійний

причина змінного

передаточного числа

47. Проекція лінійної швидкості шестірні на загальну дотичну до спряжених профілів

v_{k1}^t

v_{k2}^t

v_{k1}

v_{k2}

48. Переміщення точки по прямій, яка перекочується без ковзання по колу – це схема утворення

зачеплення

евольвенти

обкатки

спіралі Архімеда

49. α – це кут

зачеплення

профілю інструментальної рейки

між дотичною до кола і його діаметром

між нормаллю до кола і дотичною до нього

1.4.2. Поняття про нарізання зубів методом обкатки

50. Поширені методи виготовлення зубчастих коліс

- лиття
- штампування
- різання
- копіювання й обкатки

51. Метод копіювання недостає

- точний
- продуктивний
- надійний
- випробуваний

52. Рух обкатки – це

- зміна положення кромки
- зміна положення різальної кромки
- зміна положення різальної кромки зуба
- зміна положення різальної кромки інструменту

53. Види рухів інструментальної рейки

- поступальний
- обертальний
- подачі
- поступальний і обертальний

54. Види рухів заготовки зубчастого колеса

- обертальний
- поступальний

- подачі
- поступальний і обертальний

55. Кут α є ознакою

- інструментальної рейки
- основної теореми зачеплення

- евольвенти

- бічного профіля зубів

56. Літерою h_d позначається показник

- точності
- висота головки зуба
- висота ніжки зуба
- глибина заходу вихідного контура

57. Ознака вихідного контуру

- збільшена на s висота головки зуба
- зменшена на s висота головки зуба
- збільшена на s висота ніжки зуба
- зменшена на s

58. Довбач – це

- робочий орган
- інструмент
- верстат
- зубонарізний інструмент

59. Шевінгування – це

- чорнова обробка зубів

- чистова обробка зубів

- процес виготовлення зубчастого колеса

- принцип виготовлення зубчастого колеса

60. У процесі шевінгування бічні профілі зубів контактують із

- шевером
- фрезою
- протяжкою
- абразивним кругом

61. Суть технологічної операції обкатки у взаємодії з

- еталонним колесом
- чавунним колесом
- нульовим колесом
- металевим колесом

1.4.3. Поняття про коригування профілю зубів

62. Вихідний контур – це

- профіль інструменту
- кут
- заготовка
- зуб шестірні

63. При збільшені кількості зубів з зубчастого колеса радуіс кривизни евольвенти
- збільшиться
 - зменшиться
 - буде постійним
 - зникне
64. Явище підрізання ніжки зуба характеризується
- послабленням міцності
 - посиленням міцності
 - зміною форми головки зуба
 - розривом спряження
65. Ознака середньої прямої рейки
- проходить через середину зуба рейки
 - проходить середину зуба колеса
 - дотична до основного діаметра
 - дотична до діаметра кола вершин зубів
66. Коефіцієнт зміщення рейки буває
- від'ємний
 - додатний
 - незмінний
 - від'ємний або додатний
67. Коригування профілю зубчастих коліс у процесі їх виготовлення – це явище
- зсуву інструментальної рейки
 - зміни товщини зуба
 - зміни бічного профілю зуба
 - зміцнення
68. Ознаки додатного коригування
- наближення інструментальної рейки до центру колеса
 - віддалення інструментальної рейки від центру колеса
 - зменшення міцності зуба
 - дотикання середньої прямої до ділильного діаметру
69. Ознаки від'ємного коригування
- наближення інструментальної рейки до центру колеса
 - віддалення кількості
 - неоднакова міцність зубів спряження
 - нульові колеса
70. Початкова пряма інструментальної рейки
- синонім середньої прямої рейки
 - збігається із загальною нормаллю
- віддалена від середньої прямої на величину зміщення «b»
 - збігається із загальною дотичною
71. Корекція – це
- зсув інструментальної рейки
 - зміна профілю зубів
 - зміна міцності зубів
 - зміна стійкості до спрацювання
72. Ознаки нульового колеса
- товщина зуба і ширина западини на ділильному колі однакові
 - товщина і ширина западини на ділильному колі різні
 - профіль еталонного колеса
 - стандартний профіль зубонарізного інструменту
73. Якщо сумарний коефіцієнт корекції $x_{\Sigma}=0$, то в зачепленні два
- нульових колеса
 - коригованих зубчастих колеса, коефіцієнти корекції яких однакові за величиною та протилежні за знаком
 - перший і другий випадки
 - еталонні колеса

74. Якщо сумарний коефіцієн корекції $x_{\Sigma} \neq 0$, то в зачепленні два

- нульових колеса
- коригованих колеса
- коригованих колеса з додатним неоднаково зміщеним зачепленням
- коригованих колеса з додатним або від'ємним неоднаково зміщеним зачепленням

75. Область використання висотної корекції

- велике передаточне число
- мале передаточне
- коригування кількості зубів $z = 6$

76. Наслідками висотної корекції є

- нульові колеса
- збіг діаметрів ділильного і початкового кіл зубчастих коліс
- зсув діаметрів ділильного і початкового кіл зубчастих коліс
- збільшення передаточного відношення зубчастої передачі

77. Область використання кутової корекції бічного профілю зуба зубчастої передачі – це

- невелике передаточне відношення

при малій кількості зубів шестірні і великій – колеса (веденого елемента передачі)

досягнення однакової міцності зубів спряженої пари

будь-яка кількість зубів шестірні і колеса

78. Наслідками кутової корекції є

- нульові колеса
- збіг ділильного і початкового діаметрів
- зсув ділильного і початкового діаметрів
- збільшення кута зчеплення α_w

79. Літерою h^*_a позначається

- висота головки зуба
- висота ніжки зуба
- товщина зуба
- коефіцієнт висоти головки зуба вихідного контура

80. Літерою c^* позначається

- радіальний зазор
- бічний зазор
- коефіцієнт радіального зазору в парі вихідних контурів
- зазор між діаметром кола вершин зубів і западин

81. Показник a відрізняється від показника a_w

- меншим значенням
- більшим значенням
- тим, що це ділильна і початкова відстані
- стосується коригованих коліс

1.4.4. Матеріали зубчастих коліс

82. Чавун може бути конструкційним матеріалом для виготовлення зубчастих коліс

- так
- ні
- для нульових коліс
- для коригованих коліс

83. Перша група сталей зубчастих коліс

- колеса твердістю \leq HB 350
- колеса твердість HB = 350
- колеса твердістю HB \geq 350
- колеса твердістю HB > 350

84. Друга група сталей зубчастих коліс

- колеса твердістю \leq HB 350

- колеса твердістю HB = 350
 - колеса твердістю ≥ 350
 - колеса твердість HB > 350
85. Поверхнєве гартування зубів використовують для
- коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
 - коліс з модулем $m = 2$ мм
 - коліс з модулем $m \leq 2$ мм
 - коліс з модулем $m = 1$ мм
86. Цементацию зубчастих коліс використовують для
- коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
 - коліс із мінімальними розмірами
 - коліс із максимальними розмірами
 - коліс з модулем $m = 2$ мм
87. Азотування використовують для
- коліс з модулем $m = 2$ мм
 - коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
 - коліс із відсутнім абразивним спрацюванням
 - коліс із наявним абразивним спрацюванням
88. Чавунні зубчасті колеса використовують для
- коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
 - притирання загарнованих зубчастих коліс
 - обкатки коліс
 - виправлення бічного профіля зубчастих коліс
89. Пластмасові зубчасті колеса використовують для
- коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
 - швидкохідних малонавантажених передачах для шестірень, що працюють у парі з металевими колесами.
 - коліс із максимальними розмірами
 - коліс із
90. Текстоліт – це одна з
- типових пластмас для виготовлення зубчастих коліс
 - нетипових констркційних пластмас
 - пластмас, яка не використовується для виготовлення зубчастих коліс
 - для коліс з модулем зубів $m \geq 2$ мм
91. Рівнодіюча, прикладена до зуба утворена
- силами тертя
 - силами інерції
 - силами тиску
 - силами тиску і тертя
92. Змінні напруження є причиною руйнування зубів від
- втрати стійкості
 - втрати міцності
 - втрати теплостійкості
 - втомленості металу
93. Поломка зубів виникає внаслідок
- дії змінних напружень на згин та перевантажень
 - дії постійних напружень на згин та перевантажень
 - дії крутних моментів
 - дії поперечних сил
94. Викришування робочих поверхонь зубів виникає через
- втому металу
 - дію змінних контактних напружень σ_n .
 - дію високих контактних напружень
 - дію високих згинаючих напружень
- 1.4.5. Види руйнування зубів зубчастих коліс**

95. Спрацювання зубів виникає в наслідок

95. Спрацювання зубів виникає внаслідок дії

- абразивних частинок
- абразивних частинок та підвищеного ковзання зубів
- підвищеного ковзання зубів
- адгезії

96. Заїдання зубів виникає внаслідок дії

- сил тертя
- сил інерції
- місцевого підвищення температури в зоні зачеплення
- абразивних частинок

97. Підвищенням твердості і зменшенням шорсткості робочих поверхонь зубів є умовою

- появи заїдання
- усунення заїдання
- поломки зубів
- спрацювання зубів

1.4.6. Поняття про допустимі напруження

98. Допустимі контактні напруження використовують для розрахунків

- на контактну міцність і міцність на згин
- на контактну міцність
- на витривалість
- на згин

99. Який показник позначається $[\sigma]_{H0}$?

- границя міцності на згин
- допустимі контактні напруження
- допустимі контактні напруження, що відповідають границі контактної витривалості при кількості циклів зміни напруження N_{H0}
- контактні напруження

100. Який показник позначається N_{Σ} ?

- потужність
- кількість циклів зміни напруження
- кількість циклів зміни напружень за весь період експлуатації

- модуль Юнга

101. Як вибирають величину $[\sigma]_{H0}$?

- залежно від виду термообробки
- залежно від групи сталі
- за першим і другим факторами
- довільно

102. Що це за показник K_{FL} ?

- коефіцієнт довговічності
- коефіцієнт міцності
 - коефіцієнт стійкості
 - коефіцієнт

РОЗДІЛ 2. ОСНОВНІ ВИДИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

2.1. Циліндричні зубчасті передачі

Циліндрична зубчаста передача – це механізм, призначений для передачі обертального руху між валами з паралельними осями. Циліндрична зубчаста передача складається з шестірні і колеса. Шестірня є ведучим колесом, а поняття «зубасте колесо» використовується для веденого колеса або як узагальнюючий термін для будь-яких коліс. Параметри шестірні позначають непарними індексами (1, 3, 5 і т.д.), а колеса – парними (2, 4, 6 і т. д.).

Прототипом циліндричної зубастої передачі була цівкова передача, яка складалася з коронного колеса із зубами на бічній поверхні і цівкового колеса (барабан із стержнів) виготовлених із дерева твердих порід.



Рис. 2.1. Загальний вигляд цівкової передачі

За напрямом зубів циліндричні передачі бувають із прямими, косими і шевронними зубами.

У прямозубій передачі зуби входять у зачеплення відразу по всій довжині. Однак через неточність виготовлення прямозубої передачі та спрацювання зубів процес зачеплення супроводжується ударами, які є причиною появи шуму у процесі її функціонування. З метою зменшення шуму у процесі роботи лінійні швидкості зубчастих коліс прямозубих передач знаходяться в межах $v = 2...15$ м / с.

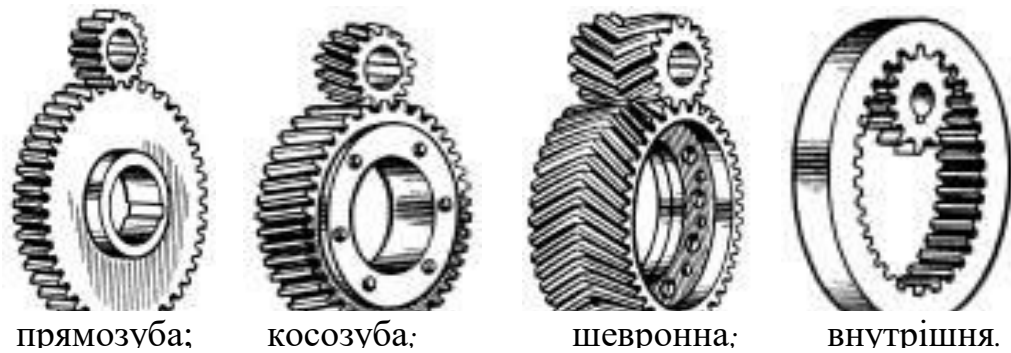


Рис. 2.2. Зовнішній вигляд циліндричних зубчастих передач

У косозубій передачі зуби входять у зачеплення поступово, що зменшує шум у процесі роботи та динамічні навантаження на зуби. По цій причині косозубі передачі використовують при більших лінійних швидкостей, зокрема, в межах $v = 4 \dots 30$ м / с.

Різновидом циліндричної косозубої передачі є гвинтова передача. Гвинтовою передачею називається механізм, призначений для передачі обертального руху між валами, осі яких мимобіжні. Особливістю гвинтової передачі є різна кількість зубів коліс при однакових ділільних діаметрах, бо вони залежать від кутів нахилу гвинтових ліній зубів (α_1, α_2).

У шевронній циліндричній передачі шевронне колесо являє собою здвоєне косозубе колесо, виконане як одне ціле. Унаслідок різного напрямку зубів на напівшевронах осьові $F_d/2$ взаємно зрівноважуються і на підшипники не передаються. Кут нахилу зуба шевронних коліс $\beta = 25 \dots 40^\circ$, що підвищує міцність зубів і плавність зачеплення в передачі та ще більше у порівнянні з прямозубою і косозубою передачами зменшує шум у процесі роботи.

Передаточне число циліндричних зубчастих передач обчислюють за формулою

$$u = z_2 / z_1, \quad (2.1)$$

де z_2 – кількість зубів веденого колеса;

z_1 – кількість зубів шестірні.

Передаточне число для гвинтових передач:

$$u = \operatorname{tg}\alpha_1 = \operatorname{ctg}\alpha_2 = z_2 / z_1. \quad (2.2)$$

Передаточні числа циліндричної зубчастої передачі знаходяться в межах $u = 3,15 \dots 6,3$.

Втрати потужності на подолання опору в зубчастому зачепленні, в опорах валів, на тертя коліс в мастилi закритих передач і на розбризування мастила враховуються ККД. Закриті циліндричні передачі виготовлені за 6 і 7 степінню точності мають $\eta = 0,99 \dots 0,98$, а за 8 степінню точності – $\eta = 0,97$. Відкриті циліндричні зубчасті передачі мають $\eta = 0,95$.

Питання для самоконтролю

1. Чому зубчасті передачі називають циліндричними?
2. Які ознаки понять шестірня і колесо?
3. Яка будова цівкової передачі?
4. Яка причина появи шуму в прямозубій передачі?
5. Чим відрізняється зовнішня циліндрична передача від внутрішньої?
6. Чому косозубі передачі працюють менш шумно?
7. Як визначити передаточне число циліндричної зубчастої передачі?
8. Яка ознака гвинтових передач?
9. Як визначається передаточне число гвинтової передачі?
10. Назвіть види втрат потужності в циліндричній зубчастій передачі.

2.1.1. Геометричні параметри циліндричних зубчастих коліс

Розміри циліндричних зубчастих коліс виражають через модуль m і кількість зубів z . Утворення косозубого колеса можна уявити, якщо циліндричному прямозубому колесу надати крутильну деформацію. У косозубих коліс крок між зубами можна виміряти в торцьовому ($t-t$) і нормальному ($n-n$) напрямках. Тому в них є два модулі зачеплення:

$$m_t = p_t / \pi; m = p / \pi, \quad (2.3)$$

де m_t і m – коловий і нормальний модулі зубів;
 p_t і p або p_n – коловий і нормальний кроки зубів.

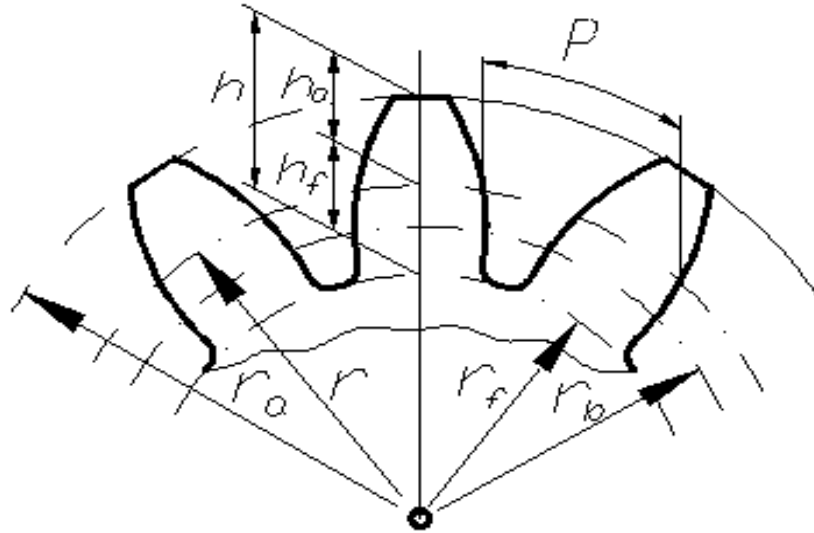


Рис. 2.3. Параметри зубчастого колеса: h – висота зуба; h_f – висота ніжки зуба; h_a – висота головки зуба; r_f – радіус кола западин; r_b – радіус основного кола; r – радіус ділительного кола; r_a – радіус кола вершин.

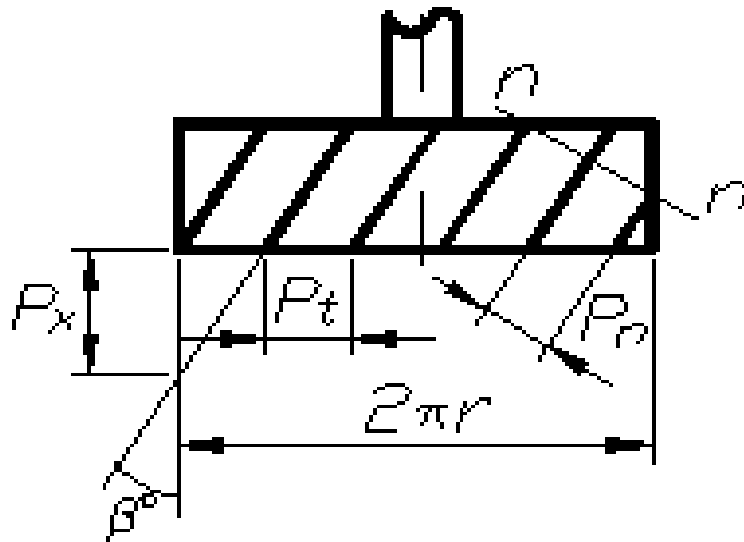


Рис. 2.4. Кроки зубів косозубого колеса: p_x – осьовий;
 p_t – коловий; p_n (p) – нормальний.

Зв'язок між коловим і нормальним кроками і модулями встановлюють за формулами

$$p_t = p / \cos \beta, \quad (2.2)$$

де β – кут нахилу лінії зуба на ділительному циліндрі.

$$p_x = p_t \operatorname{ctg} \beta \quad (2.3)$$

$$m_t = m / \cos \beta \quad (2.4)$$

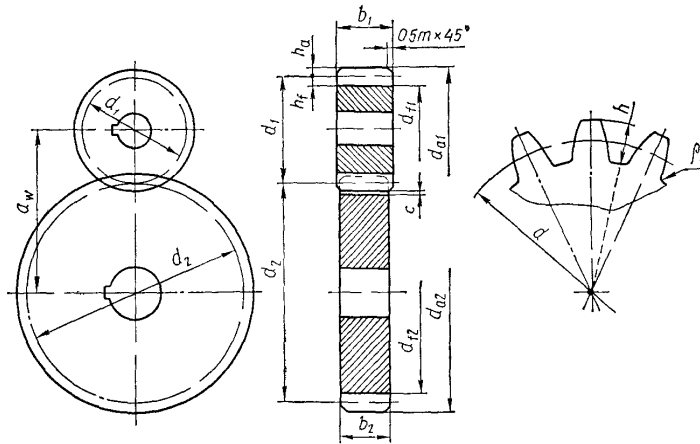


Рис. 2.5. Геометричні параметри циліндричної зубчастої передачі

Основні геометричні співвідношення циліндричних зубчастих передач наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Геометричні співвідношення циліндричних зубчастих передач

Параметр	Формула	
	прямозубі колеса	косозубі колеса
Ділильний і початковий діаметр	$d = d_w = mz$	$d = d_w = m_t z = m z / \cos \beta$
Діаметр кола вершин зубів	$d_a = d + 2 m$	$d_a = d + 2 m$
Діаметр кола западин зубів	$d_f = d - 2,5 m$	$d_f = d - 2,5 m$
Міжосьова відстань	$a_w = m z_1 (u + 1) / 2 = m z_{\Sigma} / 2,$ де $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$	$a_w = m z_{\Sigma} / \cos \beta$
Кількість зубів шестірни	$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1)$	$z_1 = z_{\Sigma} / (u + 1)$
Кількість зубів колеса	$z_2 = z_{\Sigma} - z_1$	$z_2 = z_{\Sigma} - z_1$

Питання для самоконтролю

1. Назвіть напрями вимірювання кроку зубів косозубих коліс.
2. Як визначається коловий модуль?
3. Як визначається нормальний модуль?

4. Як визначається осьовий крок зубів?
5. Назвіть геометричні параметри циліндричних зубчастих коліс.
6. Яка основна ознака початкового кола?
7. Запишіть формулу діаметра кола вершин зубів.
8. Запишіть формулу діаметра кола западин зубів.
9. Запишіть формулу ділильного діаметра косозубого колеса.
10. Як знайти сумарну кількість зубів передачі?

2.1.2. Сили в зачепленні циліндричних коліс

Рівнодіюча F_n розподіленого по контактних лініях навантаження прикладена в полюсі зачеплення в напрямі загальної нормалі N–N (лінії тиску в зачепленні) розкладається на три складові сили F_t , F_r , F_a для косозубої передачі і дві F_t , F_r – для прямозубої.

Для прямозубої циліндричної передачі колова сила (сила тяги) на шестірні і на колесі обчислюється за формулою

$$F_t = 2T_2 / d_2, \quad (2.5)$$

де T_2 – обертальний момент на колесі.

На веденому колесі напрям сили F_t збігається з напрямом обертання, на ведучому – протилежне йому.

Радіальна сила на шестірні і колесі обчислюється за формулою

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w, \quad (2.6)$$

де α_w – кут зачеплення ($\alpha_w = 20^\circ$).

Для косозубої циліндричної передачі колова сила на шестірні і колесі обчислюється за такою ж формулою, як і для прямозубих циліндричних передач.

Радіальна сила на шестірні і колесі обчислюється за формулою

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta \quad (2.7)$$

Осьова сила на шестірні і колесі обчислюється за формулою

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta \quad (2.8)$$

Осьова сила F_a додатково навантажує підшипники і зростає із збільшенням кута β . Тому для косозубих коліс $\beta = 8 \dots 18^\circ$.

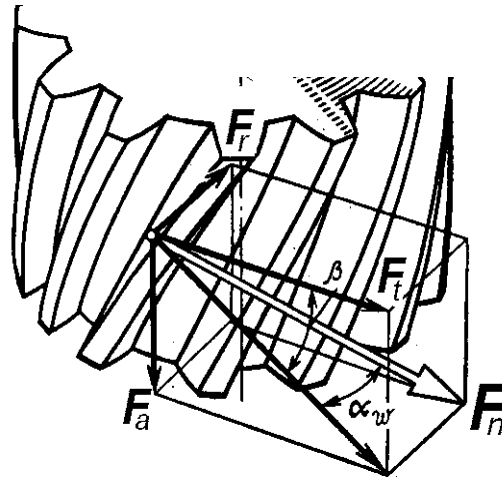


Рис. 2.6. Схема сил, прикладених до косозубого зубчастого колеса

У косозубих коліс профіль зуба збігається з вихідним контуром зубонарізної рейки в нормальному перерізі і, відповідно, збігається з профілем прямозубого колеса, яке називається (у даному випадку) еквівалентним прямозубим колесом. Перевірний розрахунок на міцність косозубих коліс виконують, використовуючи параметри еквівалентного зубчастого колеса. Кількість зубів еквівалентного прямозубого колеса обчислюють за формулою

$$z_v = z / \cos^3 \beta, \quad (2.9)$$

де z – дійсна кількість зубів косозубого колеса.

Питання для самоконтролю

1. Як направлена зосереджена рівнодіюча сила розподіленого по довжині лінії контакту зубів навантаження?
2. На скільки складових розкладається рівнодіюча сила в косозубій передачі?
3. На скільки складових розкладається рівнодіюча сила в прямозубій передачі?

4. Як направлені складові рівнодіючої сили?
5. Який обертальний момент використовується у формулі колової сили?
6. Яка із сил циліндричної передачі виконує корисну роботу?
7. Запишіть формулу радіальної сили.
8. Запишіть формулу осьової сили.
9. Назвіть всі елементи паралелепіпеда сил косозубої передачі.
10. Яка ознака еквівалентного прямозубого колеса косозубої передачі?

2.1.3. Розрахунок циліндричних передач на контактну міцність

Розрахункове контактне напруження обчислюють за формулою

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 K_H (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma]_H \quad (2.10)$$

де Z_σ – коефіцієнт довговічності, який враховує дію контактних напружень.

Для прямозубих передач $Z_\sigma = 310$, для косозубих і шевронних – 270;

T_2 – обертальний момент, Н·м;

K_H – коефіцієнт навантаження при розрахунку на контактну міцність:

$$K_H = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_v \quad (2.11)$$

де K_α – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження між зубами; Для прямозубих передач $K_\alpha = 1$, для косозубих і шевронних знаходження в діапазоні 1,01...1,16;

K_β – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по довжині контактної лінії. При твердості колеса ≤ 350 НВ;

K_v – коефіцієнт, який враховує вплив динамічного навантаження (в залежності від колової швидкості).

$$K_\beta = K_\beta^0 (1 - K_p) + K_p \geq 1,05 \quad (2.12)$$

де K_β^0 – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по

довжині контактної лінії в початковий період роботи передачі.

Таблиця 2.2

Величина коефіцієнта нерівномірності розподілу навантаження

Передаточне число	Твердість поверхонь зубів	K_{β}^0
5	≤ 350 HB	1,4
	> 350 HB	1,2
6,3	≤ 350 HB	1,6
	> 350 HB	1,3

K_p – коефіцієнт режиму навантаження; $K_p = 1$ при постійному навантаженні, $K_p = 0,75$ – при помірних коливаннях навантаження і $K_p = 0,5$ – при значних коливаннях навантаження;

b_2 – ширина вінця колеса, мм;

u – передаточне число;

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim} Z_N}{S_{H \min}} \quad (2.13)$$

де $\sigma_{H \lim}$ – границя контактної витривалості активних поверхонь зубів, МПа;

Z_N – коефіцієнт довговічності, який враховує вплив терміну служби і режиму навантаження передачі;

$S_{H \min}$ – мінімальний коефіцієнт запасу міцності $S_{H \lim} = 1,1$ (нормалізація, поліпшення, гартування), $S_{H \lim} = 1,2$ при гартуванні.

Таблиця 2.3

Значення границі контактної витривалості зубів $\sigma_{H \lim}$

Вид обробки	Середня твердість поверхні зубів	Сталь	$\sigma_{H \lim}$, МПа
Відпал, нормалізація, поліпшення	Менше 350 HB	45, 40X, 50XH, 35XM	2HB + 70

Гартування	38...50 HRC _e		17 HRC _e + 200
Цементація	Більше 56 HRC _e	20ХМ2М, 25 ХГТ	23 HRC _e
Азотування	550...750 НВ	40 ХМ2МА	1050

$$Z_N = \sqrt[9]{N_{H \text{ lim}} / N_k} \text{ при } N_k < N_{H \text{ lim}} \quad (2.14)$$

де $N_{H \text{ lim}}$ – базова кількість циклів зміни напружень, яке визначається залежно від середньої твердості $H_{\text{акт. ср}}$ активних поверхонь зубів:

$H_{\text{акт. ср}}$	до 200 НВ	250 НВ	300 НВ	350 НВ	400 HRC _e
$N_{H \text{ lim}} \dots$	10	17	25	36	44

N_k – розрахункова кількість циклів напружень при постійному режимі навантаження обчислюється за формулами

$$N_k = 573 \omega \text{ або } N_k = 60nL_h \quad (2.15)$$

де ω – кутова швидкість зубчастого колеса, по матеріалу якого обчислюються допустиме напруження, с^{-1} ;

n – частота обертання, хв^{-1} ;

L_h – ресурс передачі, год:

$$L_h = L_p D Z t_3 \quad (2.16)$$

де L_p – термін служби передачі, років;

D – кількість робочих днів у році;

Z – кількість змін;

t_3 – тривалість змін, год.

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H \text{ lim}} / N_k} \text{ при } N_k > N_{H \text{ lim}}, \text{ але не більше } 0,75 \quad (2.17)$$

Таблиця 2.4

Значення коефіцієнта K_v (у чисельнику – для прямозубих коліс,
в знаменнику – для косозубих)

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	v , м/с				
		1	2	4	6	8
7	$\leq 350 \text{ НВ}$	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,20</u>
	$> 350 \text{ НВ}$	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07
		<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,14</u>	<u>1,19</u>

		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03
8	$\leq 350 \text{ HB}$	<u>1,04</u>	<u>1,08</u>	<u>1,24</u>	<u>1,32</u>	<u>1,4</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07
	$> 350 \text{ HB}$	<u>1,03</u>	<u>1,06</u>	<u>1,16</u>	<u>1,22</u>	<u>1,26</u>
		1,01	1,01	1,03	1,04	1,05
9	$\leq 350 \text{ HB}$	<u>1,05</u>	<u>1,1</u>	<u>1,3</u>	<u>1,4</u>	<u>1,5</u>
		1,01	1,03	1,07	1,09	1,12
	$> 350 \text{ HB}$	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,2</u>	<u>1,26</u>	<u>1,32</u>
		1,01	1,01	1,03	1,04	1,05

Таблиця 2.5

Рекомендовані ступені точності

Вид передачі	Колова швидкість v , м/с			
	< 5	5...8	8...12,5	$> 12,5$
Циліндрична:				
- прямозуба	9	8	7	6
- косозуба	9	9	8	7

Питання для самоконтролю

1. Назвіть ознаки належності розрахунку на контактну міцність до перевірного.
2. Які напруження складають основу нерівності умови міцності за контактними напруженнями?
3. Запишіть формулу коефіцієнта навантаження.
4. Назвіть режими навантаження, які враховує коефіцієнт режиму навантаження.
5. Який показник так позначається $\sigma_{H \lim}$?
6. Який показник так позначається $N_{H \lim}$?
7. Запишіть формулу ресурсу передачі.
8. Який показник так позначається N_k ?
9. Як вибирають коефіцієнт K_v ?

10. Що робити, якщо умова контактної міцності не виконується?

2.1.4. Розрахунок циліндричних передач на міцність при згині

Розрахункове напруження на згин зуба колеса.

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 \cdot 10^3 K_F Y_{F2} Y_\beta (u+1)}{b_2 \cdot m_n \cdot a_o \cdot u} \leq [\sigma]_{F2} \quad (2.18)$$

де T_2 – обертальний момент, Н·м;

K_F – кляфіцієнт навантаження при розрахунку на міцність при згині:

$$K_F = K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_o \quad (2.19)$$

де K_α , K_β , K_o – коефіцієнти, які мають однакові назви з коефіцієнтами розрахунку на контактну міцність. Для прямозубих передач $K_\alpha = 1$; для косозубих значення K_α :

Ступінь точності	6	7	8	9
K_α	0,72	0,81	0,91	1,00

Для прямозубих передач $K_\beta \geq 1,04$, якщо твердість колеса ≤ 350 НВ і $K_\beta \geq 1,08$, якщо твердість колеса > 350 НВ.

Таблиця 2.6

Значення коефіцієнта K_o (у чисельнику – для прямозубих коліс, в знаменнику – для косозубих)

Ступінь точності	Твердість поверхні зубів	v , м/с				
		1	2	4	6	8
7	≤ 350 НВ	<u>1,08</u>	<u>1,16</u>	<u>1,33</u>	<u>1,50</u>	<u>1,67</u>
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22
	> 350 НВ	<u>1,03</u>	<u>1,05</u>	<u>1,09</u>	<u>1,13</u>	<u>1,17</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07
8	≤ 350 НВ	<u>1,10</u>	<u>1,20</u>	<u>1,38</u>	<u>1,58</u>	<u>1,78</u>
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23
	> 350 НВ	<u>1,04</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,16</u>	<u>1,21</u>
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07

9	≤ 350 HB	<u>1,13</u>	<u>1,28</u>	<u>1,50</u>	<u>1,77</u>	<u>1,98</u>
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28
	> 350HB	<u>1,04</u>	<u>1,07</u>	<u>1,14</u>	<u>1,21</u>	<u>1,27</u>
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08

Y_F – коефіцієнт форми зуба, який вибирають у залежності від числа зубів Z для прямозубих коліс та еквівалентних чисел зубів для косозубих коліс:

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (2.20)$$

де β – кут нахилу лінії зуба.

Таблиця 2.7

Значення коефіцієнта форми зуба Y_F

Z або Z_v	17	20	25	30	40	50	60	80
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,60

Y_β – коефіцієнт нахилу лінії зуба.

Для прямозубих коліс $Y_\beta = 1$, для косозубих

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} \quad (2.21)$$

$[\sigma]_{F2}$ – допустиме напруження на згин зуба колеса, МПа.

$$[\sigma]_F = (\sigma_{F \lim} / S_{F \min}) Y_\alpha Y_N \quad (2.22)$$

де $\sigma_{F \lim}$ – границя витривалості зубів при згині, МПа.

Таблиця 2.8

Значення границі витривалості $\sigma_{F \lim}$

Вид обробки	Середня твердість поверхні зубів	Сталь	$\sigma_{F \lim}$, МПа
Відпал, нормалізація	< 350 HB	45, 40X, 50XH, 35XM	1,8 HB
Гартування	38...50 HRC _e		650
Цементация	> 56 HRC _e	20XM2M, 25 XGT	820
Азотування	550...750 HV	40 XM2MA	300 + 1,2 HRC _e

$S_{F \lim}$ – мінімальний коефіцієнт запасу міцності (для поковок 1,75, для виливок

2,3);

Y_α – коефіцієнт, який враховує вплив двостороннього прикладення навантаження.

$Y_\alpha = 1$ – при односторонньому прикладенні навантаження, $Y_\alpha = 0,7 \dots 0,8$ – при двосторонньому.

Y_N – коефіцієнт довговічності при твердості < 350 HB $1 \leq Y_N \leq 4$, при твердості > 350 HB $1 \leq Y_N \leq 2,5$.

Розрахункове напруження на згин зуба шестірні

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{F2}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} \quad (2.23)$$

Величини Y_{F1} і $[\sigma]_{F1}$ знаходять так, як і для зубчастого колеса.

Питання для самоконтролю

1. Назвіть ознаки належності розрахунку на міцність при згині до перевірного.
2. Які напруження складають основу нерівності умови міцності при згині?
3. Запишіть формулу коефіцієнта навантаження.
4. Назвіть режими навантаження, які враховує коефіцієнт режиму навантаження.
5. Який показник так позначається $\sigma_{F \lim}$?
6. Який показник так позначається $S_{F \lim}$?
7. Який показник так позначається Y_N ?
8. Який показник так позначається Y_β ?
9. Як вибирають коефіцієнт K_v ?
10. Що робити, якщо умова міцності при згині не виконується?

2.2. Конічні зубчасті передачі

Конічна передача – механізм, призначений для передачі обертального руху між валами, осі яких перетинаються. Найбільш поширені конічні передачі з кутом між осями $\Sigma = 90^{\circ}$.

Різновидом конічної передачі є гіпоїдна передача. Гіпоїдною передачею називається механізм, призначений для передачі обертального руху між валами з мимобіжними осями. Вона використовується в якості головної передачі автомобілів і тракторів (задній міст машин).

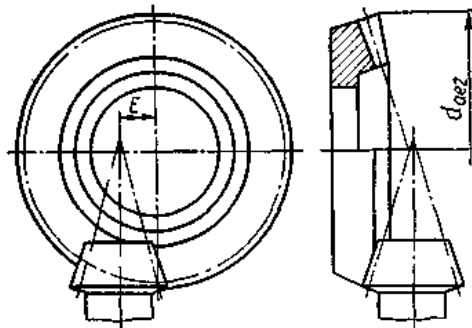


Рис. 2.7. Гіпоїдна передача

Конічні зубчасті колеса бувають із прямими і коловими зубами.

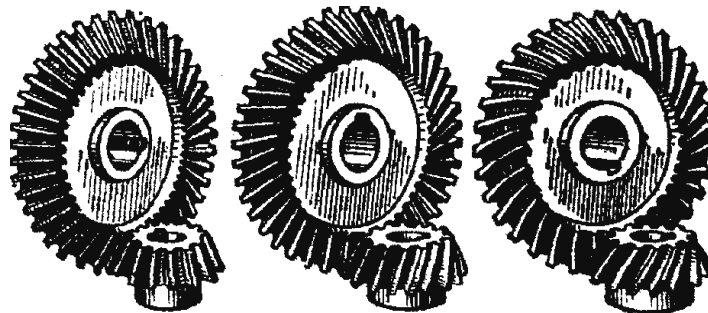


Рис. 2.8. Зовнішній вигляд конічних зубчастих передач

Прямозубі передачі застосовують при колових швидкостях до 3 м /с. Передачі з коловими зубами мають більшу несучу здатність та працюють плавно з меншим шумом. Кут нахилу колового зуба β у середині ширини

зубчастого вінця $\beta = 35^\circ$. Якщо подивитися з боку вершини конуса на колові зуби, то можна побачити, що спряжені колеса мають різний напрям ліній зубів (шестірня – лівий, колесо – правий).

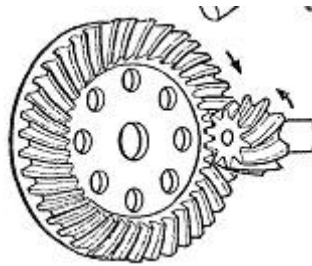


Рис. 2.9. Напрями ліній колових зубів

Особливістю конічних зубчастих передач є консольне розташування вала-шестірні на підшипниках у стакані, яке зменшує жорсткість вала, збільшуючи нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба, що є причиною шуму при роботі. Проте компоновка вала-шестірні як окремого вузла в стакані дозволяє виконувати осьове регулювання зачеплення в процесі складання передач. Зокрема, для регулювання зачеплення набором металевих прокладок, які встановлюються між фланцем стакана і корпусом конічного редуктора. Однак при надмірному поздовжньому зміщенні шестірні від необхідного положення змінюється зазор між зубами, що може привести до защемлення зубів.

У конічних зубчастих коліс є початкові і ділильні конуси. При відносному русі одного початкового конуса по іншому будь-яка їх точка описує криву, розміщену на сфері з радіусом від точки до вершини конусів.

Побудова спряжених профілів конічних зубчастих коліс виконується на сфері, а не на площині, як для циліндричних зубчастих коліс. Сферу неможливо розгорнути на площину, тому для профілювання конічних зубчастих коліс використовують наближений метод: сферу замінюють додатковим зовнішнім конусом (твірна перпендикулярна до твірної ділильного конуса) та розгортають на площині. Щоб одержати розгортку додаткових зовнішніх конусів з їх вершини проводять початкові кола уявних циліндричних коліс радіусами, рівними твірним конусів.

Для прямозубої конічної передачі профілі зубів, побудовані на розгортці додаткового конуса, такі самі, як профілі зубів еквівалентного циліндричного колеса. Доповнивши розгортку до повного кола, одержують еквівалентне циліндричне колесо з кількістю зубів z_v :

$$z_v = z / \cos\delta \quad (2.24)$$

У передачі з коловими зубами профілі зубів у нормальному перерізі подібні до профілів зубів еквівалентного циліндричного прямозубого колеса з кількістю зубів Z_v , які одержали подвійним приведенням: конічного колеса до циліндричного і колового зуба до прямого зуба.

Передаточне число обчислюють за формулою

$$u = z_2 / z_1 = \operatorname{tg} \delta_2 = 1 / \operatorname{tg} \delta_1 \quad (2.25)$$

Для прямозубої передачі $u = 2 \dots 3,15$; для передачі з коловими зубами $u \leq 6,3$. Закриті конічні передачі виготовляють за 6 і 7 степенню точності ($\eta = 0,98 \dots 0,96$) або за 8 і 9 степенню точності ($\eta = 0,96 \dots 0,95$). Для відкритих конічних передач $\eta = 0,95 \dots 0,94$.

Питання для самоконтролю

1. Дайте визначення конічної передачі.
2. Дайте визначення гіпоїдної передачі.
3. Як направлені лінії зубів спряжених коліс із коловими зубами?
4. Назвіть переваги і недоліки компоновки вала-шестірні як окремого вузла в стакані.
5. Поясніть особливості профілювання зубів конічних коліс.
6. Поясніть де розміщений додатковий зовнішній конус.
7. Поясніть зв'язок між еквівалентним циліндричним колесом і конічним колесом.
8. Запишіть формулу еквівалентної кількості зубів колеса.
9. Запишіть формулу передаточного числа.

10. Назвіть оптимальні величини передаточних чисел для конічних передач.

2.2.1. Геометричні параметри конічних зубчастих коліс

Модуль зубів зубчастих коліс знаходять як відношення ділильного діаметра до кількості зубів. Однак вздовж твірної ділильного конуса можна вибрати безліч ділильних діаметрів, і відповідно, обчислити безліч модулів. Тому для зручності вимірювання розмірів конічних коліс, використовують твірну додаткового зовнішнього конуса. Розміри параметрів зубів із боку додаткового зовнішнього конуса найбільші, то і модуль буде найбільшим. Максимальний модуль зубів називається зовнішнім коловим модулем: m_e – для прямозубих коліс і m_{te} – для коліс із коловими зубами.

У процесі виготовлення конічних коліс використовують висотне коригування. Величина коефіцієнтів зміщення різального інструменту x_{e1} для прямозубої шестірні і x_{n1} для шестірні з коловими зубами приймають за табл. 2.9. Коефіцієнти зміщення коліс відповідно:

$$x_{e2} = -x_{e1} \text{ і } x_{n2} = -x_{n1} \quad (2.26)$$

Таблиця 2.9

Коефіцієнти зміщення для шестірень

z_1	x_{e1} при передаточному числі						x_{n1} при передаточному числі					
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15
12	–	–	–	–	0,50	0,53	–	–	–	0,32	0,37	0,39
14	–	–	0,34	0,42	0,47	0,50	–	–	0,23	0,29	0,33	0,35
16	–	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	–	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21

Основні геометричні співвідношення конічних прямозубих ортогональних передач наведено в табл. 2.10

Таблиця 2.10

Геометричні співвідношення конічних
прямозубих ортогональних передач

Параметр	Формула
Зовнішній ділительний діаметр	$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2$
Середній ділительний діаметр	$d_{m1} = 0,857 d_{e1}; d_{m2} = 0,857 d_{e2}$
Середній коловий модуль	$m = 0,857 m_e$
Зовнішній діаметр вершин зубів	$d_{ae1} = d_{e1} + 2 (1+x_{e1}) m_e \cos\delta_1;$ $d_{ae2} = d_{e2} + 2 (1-x_{e2}) m_e \cos\delta_2$
Зовнішня конусна відстань	$R_e = 0,5 m_e (z_1^2 + z_2^2)^{0,5} =$ $0,5 d_{e2} (u^2 + 1)^{0,5} / u$
Кут ділительного конуса	$\text{tg } \delta_1 = z_1 / z_2 = 1/u; \text{tg } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$
Ширина зубчастого вінця	$b = \psi_R R_e \leq 0,285 R_e$
Висота головки зуба	$h_{ae1} = (1+x_{e1}) m_e; h_{ae2} = (1-x_{e2}) m_e$
Висота ніжки зуба	$h_{fe1} = (1,2 - x_{e1}) m_e; h_{fe2} = (1,2 + x_{e2}) m_e$

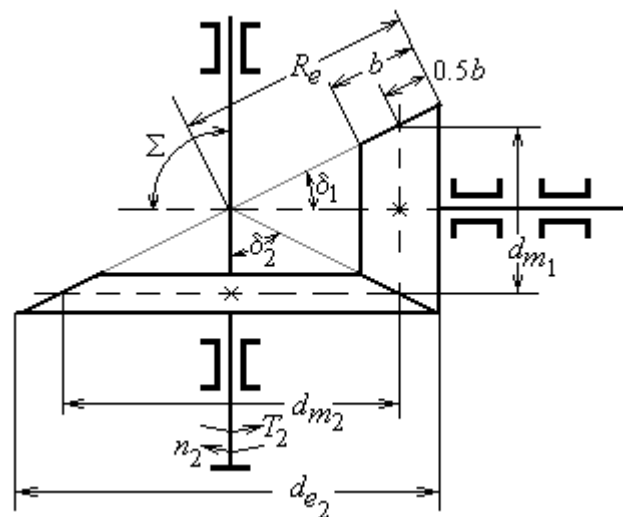


Рис. 2.10. Геометричні параметри конічної зубчастої передачі

Питання для самоконтролю

1. Чому в конічного колеса може бути безліч модулів?

2. Як вимірюють параметри зубів конічного колеса?
3. Який параметр позначають літерою m_e ?
4. Який параметр позначають літерою m_{ce} ?
5. Який параметр позначають літерою x_{e1} ?
6. Який параметр позначають літерою δ_1 ?
7. Запишіть формулу середнього ділильного діаметра.
8. Запишіть формулу середнього колового модуля.
9. Запишіть формулу зовнішньої конусної відстані.
10. Назвіть основні параметри конічних зубчастих коліс.

2.2.2. Сили в зачепленні конічних коліс

Рівнодіюча F_n розподіленого по контактних лініях навантаження прикладена в полюсі зачеплення в напрямі загальної нормалі N–N (лінії тиску в зачепленні) і розкладається на три складові сили F_t , F_r , F_a .

Для прямозубої передачі колова сила (сила тяги) на шестірні і на колесі обчислюється за формулою

$$F_t = 2T_2 / d_{m2} = 2T_2 / 0,857d_{e2} \quad (2.26)$$

Радіальна сила на шестірні обчислюється за формулою

$$F_{r1} = 0,36 F_t \cos \delta_1 \quad (2.27)$$

Осьова сила на шестірні обчислюється за формулою

$$F_{a1} = 0,36 F_t \sin \delta_1 \quad (2.28)$$

Сили на колесі відповідно рівні:

$$F_{r2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{r1} \quad (2.29)$$

Щоб попередити заклинювання передачі з коловими зубами напрям обертання шестірні повинен збігатися з напрямом нахилу зубів, якщо дивитися з боку вершини ділильного конуса. За цієї умови осьова сила на шестірні буде направлена в бік основи ділильного конуса. Колова сила на шестірні і колесі обчислюється за однаковою з прямозубими передачами формулою.

Радіальна сила на шестірні обчислюється за формулою

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) \quad (2.30)$$

Осьова сила на шестірні обчислюється за формулою

$$F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) \quad (2.31)$$

Сили на колесі відповідно рівні:

$$F_{r2} = F_{a1}; F_{a2} = F_{r1} \quad (2.32)$$

Навантажувальна здатність конічної передачі менша, ніж у циліндричній передачі. Тому для розрахунку на міцність при згині вводять коефіцієнт K_{F0} , який враховує зменшення навантажувальної здатності в порівнянні із зубами циліндричних передач. Коефіцієнт форми зуба Y_F вибирають за аналогією з циліндричною прямозубою передачею, але в залежності від кількості зубів еквівалентних коліс z_v . Перевірні розрахунки конічної зубчастієї передачі на міцність при згині виконують по середньому коловому модулю m .

Питання для самоконтролю

1. Як направлена рівнодіюча F_n ?
2. Яка причина появи сил F_t , F_r , F_a ?
3. Як обчислити колову силу, використовуючи d_{m2} ?
4. Як обчислити колову силу, використовуючи d_{e2} ?
5. Як обчислюється сила F_{r1} передачі з прямими зубами?
6. Як обчислюється сила F_{a1} передачі з прямими зубами?
7. Як обчислюється сила F_{r1} передачі з коловими зубами?
8. Як обчислюється сила F_{a1} передачі з коловими зубами?
9. Яке відношення між силами F_{r2} , F_{a1} , F_{a2} , F_{r1} ?
10. Який модуль використовують для перевірних розрахунків конічних зубчастих передач на міцність при згині?

2.2.3. Розрахунок конічних передач на контактну міцність

Перевірний розрахунок на контактну міцність конічних передач виконують за формулою:

$$\sigma_H = 470 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u^2 + 1} \cdot K_{H\beta} K_{H\nu}}{\theta_H d_{e2} b}} \leq [\sigma]_H \quad (2.33)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, МПа;

F_t – колова сила, Н;

u – передаточне число;

θ_H – коефіцієнт виду конічних коліс. Для прямозубих коліс $\theta_H = 0,85$; для коліс із круговими зубами $\theta_H = 1,5$;

d_{e2} – зовнішній ділительний діаметр колеса, мм;

b – ширина зубчастого вінця;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілення навантаження по ширині зубчастого вінця;

$K_{H\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження.

Для передач з прямими зубами при $v \leq 5$ м/с: $K_{H\nu} = 1,15$ при твердості зубів колеса \leq НВ 350; $K_{H\nu} = 1,1$ при твердості зубів колеса $>$ НВ 350.

Для передач з ковими зубами: $K_{H\nu} = 1,05$ при $v \leq 10$ м/с та будь-якій твердості зубів.

Таблиця 2.11

Величина коефіцієнта $K_{H\beta}$

Розміщення шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубів колеса НВ ₂	$\psi_d = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$	
		0,6	0,8
Консольне, опори- роліко-підшипники	≤ 350	1,19	1,27
	> 350	1,45	-
Симетричне	≤ 350	1,03	1,04
	> 350	1,04	1,07
Несиметричне	≤ 350	1,07	1,12
	> 350	1,20	1,29

$[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, МПа.

$$[\sigma]_H = K_{HL} [\sigma]_{H0} \quad (2.34)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності, який враховує вплив терміну служби і режиму навантаження передачі. Для передач, які працюють ≥ 5 років $K_{HL} = 1$; $[\sigma]_{H0}$ – допустиме контактне напруження, яке відповідає границі контактної витривалості при кількості циклів зміни напружень N_{H0} . Кількість циклів напружень N_{H0} , яке відповідає границі контактної витривалості визначається твердістю робочих поверхонь зубів (табл. 2.12).

Таблиця 2.12

Величина параметра N_{H0}

Середня твердість поверхонь зубів	HB _{ср}	≤ 200	250	300	350	400	450	500
	HRC _{ср}	-	25	32	38	43	47	52
	HV _{ср}	200	260	310	370	425	490	575
N_{H0} , млн. циклів		10	16	25	36,4	50	68	87

Таблиця 2.13

Величина параметрів $[\sigma]_{H0}$ і $[\sigma]_{F0}$

Термообробка	Група сталі	$[\sigma]_{H0}$, МПа	МПа
Поліпшення	Вуглецева або легована	$1,8 HB_{ср} + 67$	$1,03 HB_{ср}$
Гартування по контуру зубів ($m \geq 3$ мм)	Легована	$14 HRC_{ср} +$ 170	370
Гартування наскрізне ($m < 3$ мм)	Легована	$14 HRC_{ср} +$ 170	310
Цементация і гартування	Легована	$19 HRC_{ср}$	480

Примітка: HB_{ср} і HRC_{ср} – середнє значення з двох граничних твердостей.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть суть умови перевірного розрахунку.
2. Який показник так позначається $K_{H\beta}$?
3. Який показник так позначається $K_{H\alpha}$?
4. Який параметр так позначається d_{e2} ?
5. Який показник так позначається $[\sigma]_H$?
6. Який показник так позначається K_{H_L} ?
7. Який показник так позначається $[\sigma]_{HO}$?
8. Який показник так позначається N_{HO} ?
9. Чия це розмірність МПа?
10. Який параметр так позначається HV_{cp} ?

2.2.4. Розрахунок конічних передач на міцність при згині

Умова міцності при згині:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \frac{F_t}{\theta_F b m_e} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F1}; \quad (2.35)$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma]_{F2},$$

де σ_{F1} , σ_{F2} – розрахункові напруження згину в зубах шестірні і колеса, МПа;

m_e – зовнішній коловий модуль, мм;

θ_F – коефіцієнт виду конічних коліс. Для прямозубих коліс = 0,85; для коліс із коловими зубами $\theta_F = 1$;

Y_{F1} , Y_{F2} – коефіцієнти форми зуба еквівалентних коліс із урахуванням коефіцієнта зміщення x ;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, який враховує розподіл навантаження по ширині вінця;

K_{Fv} – коефіцієнт динамічного навантаження. Для передач з прямими зубами при $v \leq 5$ м/с: $K_{Fv} = 1,4$ при твердості зубів колеса \leq НВ 350; $K_{Fv} = 1,2$ при твердості зубів колеса $>$ НВ 350. Для передач з круговими зубами при $v \leq 10$ м/с : $K_{Fv} = 1,2$ при твердості зубів колеса \leq НВ 350; $K_{Fv} = 1,1$ при твердості

зубів колеса $> \text{HB } 350$;

$[\sigma]_{F1}$, $[\sigma]_{F2}$ – допустиме напруження згину зубів шестерні і колеса, МПа.

$$[\sigma]_F = K_{FL} \cdot [\sigma]_{F0} \quad (2.36)$$

де K_{FL} – коефіцієнт довговічності. Для передач ≥ 5 років $K_{HL} = 1$;

$[\sigma]_{F0}$ – допустиме напруження згину, яке відповідає границі витривалості на згин при кількості циклів напружень $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ для всіх сталей.

Таблиця 2.14

Величина коефіцієнта $K_{F\beta}$

Розміщення шестерні відносно опор	Твердість поверхні зубів колеса HB_2	$\psi_d = 0,166\sqrt{u^2 + 1}$	
		0,6	0,8
Консольне, опори-ролико-підшипники	≤ 350	1,38	1,57
	> 350	1,71	-
Симетричне	≤ 350	1,05	1,07
	> 350	1,08	1,14
Несиметричне	≤ 350	1,17	1,25
	> 350	1,30	1,43

Питання для самоконтролю

1. Поясніть суть умови перевірного розрахунку.
2. Який показник так позначається σ_{F2} ?
3. Який показник так позначається $[\sigma]_{F1}$?
4. Який показник так позначається $K_{F\beta}$?
5. Що це за показник $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$?

2.3. Черв'ячні передачі

Черв'ячні передачі – це механізм, призначений для передачі обертального руху між валами з мимобіжними осями. Передача складається з черв'яка і черв'ячного колеса. Застосовують черв'ячні передачі при потужності приводу до 60 кВт. У поздовжньому перерізі черв'яка його витки мають форму трапеції. Тому кінематика черв'ячної передачі аналогічна кінематиці зачеплення зубчастого колеса з рейкою і для зачеплення з черв'яком можна використовувати черв'ячні зубчасті колеса з евольвентним бічним профілем зубів.

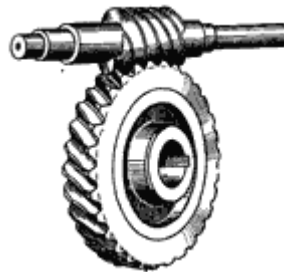


Рис. 2.11. Зовнішній вигляд черв'ячної передачі

Черв'ячні передачі мають такі переваги: велике передаточне число (до $u = 100$); компактність; безшумність роботи; властивість самогальмування (передача руху лише від черв'яка до колеса). Недоліки: низький ККД (через ковзання витків черв'яка по колесі); значне теплоутворення в зоні зачеплення; невисока стійкість до заїдання.

У залежності від форми зовнішньої поверхні черв'яка передачі бувають із циліндричними і глобоїдними (внутрішня поверхня тора) черв'яками. Глобоїдна передача має більш високу несучу здатність, але складна у виготовленні і чутлива до осьового зміщення черв'яка.

У залежності від напрямку лінії витка черв'яка черв'ячні передачі бувають із правим і лівим напрямком лінії витка. У залежності від кількості витків (заходів різьби) черв'яка черв'ячні передачі бувають з одновитковими або багатовитковими черв'яками. Кількість ниток або заходів черв'яка

приймають у межах: $z_1 = 1...4$. При однозахідному черв'яку за один його оберт черв'ячне колесо повернеться на один зуб; при двозахідному – на два зуби і т.д.

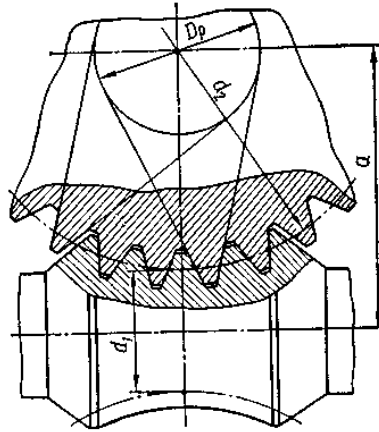


Рис. 2.12. Глобоїдна черв'ячна передача

У залежності від розташування черв'яка відносно колеса є передачі з нижнім, верхнім і бічним розташуванням черв'яка. Умови компоновки черв'ячного редуктора та режими роботи передачі визначають характер розташування черв'яка відносно колеса. Наприклад, нижнє розташування черв'яка, застосовують при коловій швидкості черв'яка $v \leq 5$ м / с (при більшій коловій швидкості зростають втрати потужності на перемішування і розбризкування мастила в корпусі редуктора).

У залежності від форми гвинтової поверхні різьби циліндричного черв'яка у поперечному перерізі черв'ячні передачі бувають з архімедовим, конволютним (подовжена або скорочена евольвента кола) і евольвентним черв'яками. Евольвентний черв'як являє собою циліндричне косозубе колесо з евольвентним профілем і кількістю зубів, рівній кількості витків черв'яка. Вибір профіля гвинтової поверхні різьби циліндричного черв'яка залежить від способу виготовлення та пов'язаний із формою інструмента для нарізання черв'ячного колеса.

Для охоплення тіла черв'яка вінець черв'ячного колеса має зуби дугоподібної форми, що збільшує довжину контактних ліній у зоні зачеплення. Щоб попередити подрізання основи ніжки зуба в процесі нарізання зубів приймають $Z_2 > 26$.

Передаточне число черв'ячної передачі обчислюють за формулою

$$u = d_2 / d_1 \operatorname{tg} \gamma = z_2 / z_1, \quad (2.37)$$

де γ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

ККД черв'ячної передачі обчислюють за формулою

$$\eta = \operatorname{tg} \gamma / \operatorname{tg} (\gamma + \rho'), \quad (2.38)$$

де ρ' – приведений кут тертя.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення черв'ячної передачі?
2. Які основні недоліки черв'ячної передачі?
3. Які бувають черв'яки залежно від форми зовнішньої поверхні?
4. Які ознаки глобоїдної черв'ячної передачі?
5. Як визначити кількість ниток різьби черв'яка?
6. Які бувають черв'ячні передачі за розташуванням черв'яка?
7. Які бувають черв'яки за формою гвинтової поверхні різьби?
8. Яка специфіка форми зуба черв'ячного колеса?
9. Як визначається передаточне число черв'ячної передачі?
10. Як визначається ККД черв'ячної передачі?

2.3.1. Геометричні параметри черв'ячних передач

У черв'ячній передачі розрахунковим є осьовий модуль черв'яка m , що дорівнює торцьовому модулю черв'ячного колеса. Стандартний ряд модулів: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; 15; 16; 20 мм. Під час роботи черв'ячної передачі витки черв'яка ковзають по зубам черв'ячного колеса.

Швидкість ковзання v_s направлена по дотичній до гвинтової лінії ділильного циліндра черв'яка і визначається за аксіомою паралелограма (з теоретичної механіки) (2. 39).

Таблиця 2.15

Основні геометричні параметри черв'ячної передачі

Параметр	Формула
Кут профіля витка черв'яка в осьовому перерізі	$2\alpha = 40^\circ$
Розрахунковий модуль черв'яка	$m = p / \pi$
Хід витка черв'яка	$p_z = p z_1$
Висота головки витка черв'яка і зуба колеса	$h_{a1} = h_{a2} = m$
Ділильний діаметр черв'яка	$d_1 = q m$, де q – коефіцієнт діаметра черв'яка або кількість модулів у ділильному діаметрі черв'яка
Ділильний кут підйому лінії витка	$\operatorname{tg} \gamma = p_z / \pi d_1 = z_1 / q$
Діаметр вершин витків черв'яка	$d_{a1} = d_1 - 2h_{a1} = m (q - 2,4)$
Діаметр западин витків черв'яка	$d_{f1} = d_1 + 2h_{f1} = m (q + 2)$
Довжина нарізаної частини черв'яка	$b \geq (c_1 + c_2 z_2) m$, де c_1, c_2 – коефіцієнти залежності від зміщення інструменту
Ділильний діаметр колеса	$d_2 = m z_2$
Діаметр вершин зубів колеса	$d_{a2} = m (z_2 + 2 + 2x)$
Діаметр западин зубів колеса	$d_{f2} = m (z_2 - 2,4 + 2x)$
Міжосьова відстань	$a_w = 0.5 m (q + z_2 + 2x)$
Найбільший діаметр колеса	$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2)$
Ширина вінця колеса при кількості витків черв'яка:	
$z_1 = 1 \dots 2$	$b_2 \leq 0,75 d_{a1}$
$z_1 = 4$	$b_2 \leq 0,67 d_{a1}$

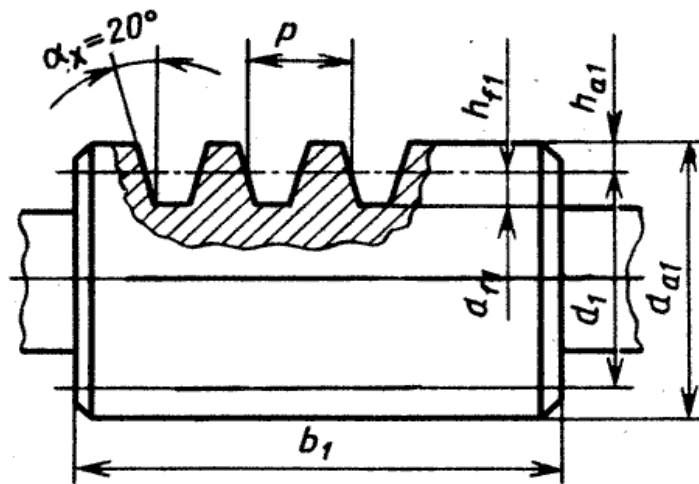


Рис. 2.13. Геометричні параметри черв'яка

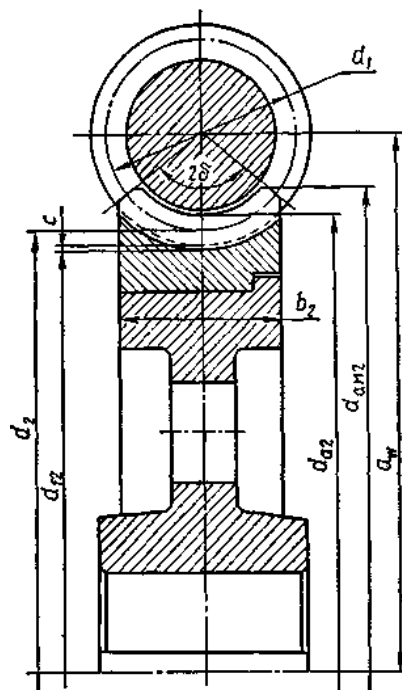


Рис. 2.14. Геометричні параметри черв'ячної передачі

$$v_s = v_1 / \cos \gamma = \omega_1 d_1 / 2 \cos \gamma = u \omega_2 d_1 / 2 \cos \gamma, \quad (2.39)$$

де v_1 – колова швидкість черв'яка, м / с;

ω_1, ω_2 – кутові швидкості черв'яка і колеса, м / с;

d_1 – дільний діаметр черв'яка, м;

u – передаточне число черв'ячної передачі.

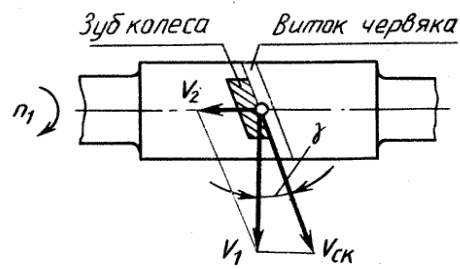


Рис. 2.15. Паралелограм швидкостей черв'ячної передачі

З паралелограма швидкостей можна побачити, що $v_s > v_1$. Ця властивість черв'ячної передачі підвищує спрацювання черв'ячного колеса та збільшує імовірність заїдання. Тому важливі вимоги до точності виготовлення і монтажу передачі. Для силових передач оптимальною є 7-ма степінь точності (із передбачених 12 степенів) для швидкостей ковзання $v_s \leq 10$ м / с і 8-ма – при $v_s \leq 5$ м / с.

Таблиця 2.16

Зв'язок між коефіцієнтом зміщення і коефіцієнтами c_1 і c_2

Параметр		Коефіцієнт зміщення x				
		-1	-0,5	0	+0,5	+1
$z_1 = 1;$	c_1	10,5	8	11	11	12
	c_2	0,06	0,06	0,06	0,1	0,1
$z_1 = 4$	c_1	10,5	9,5	12,5	12,5	13
	c_2	0,09	0,09	0,09	0,1	0,1

Питання для самоконтролю

1. Який модуль черв'ячної передачі є розрахунковим?
2. Як обчислити розрахунковий модуль?
3. Яка величина кута профілю черв'яка?
4. Поясніть напрям швидкості ковзання.
5. Який параметр обчислюють за формулою $b_2 \leq 0,75 d_{a1}$?
6. Назвіть геометричні параметри черв'яка.
7. Назвіть геометричні параметри черв'ячної передачі.

8. Який параметр позначається літерою v_1 ?
9. Який параметр позначається літерою v_s ?
10. Поясніть поняття паралелограма швидкостей черв'ячної передачі.

2.3.2. Сили в зачепленні черв'ячних передач

У черв'ячних передачах, як і в зубчастих передачах, сила черв'яка сприймається не одним, а декількома зубами колеса. Однак із метою спрощення розрахунків силу взаємодії черв'яка і колеса F_n приймають зосередженою і прикладеною в полюсі зачеплення P вздовж нормалі до робочої поверхні витка. За правилом паралелепіпеда (з теоретичної механіки) рівнодіючу F_n розкладають по трьох взаємноперпендикулярних напрямках на складові F_t , F_r , F_a .

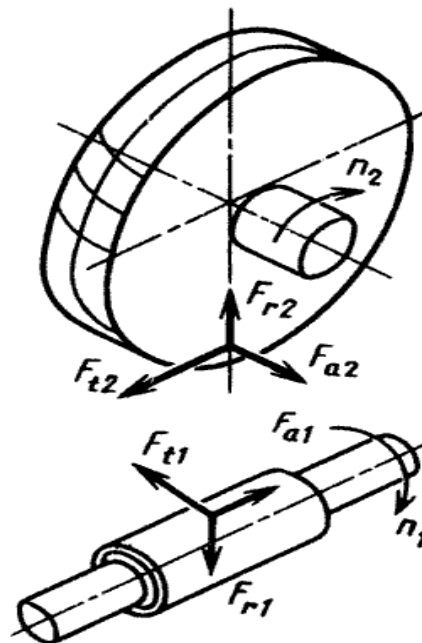


Рис. 2.16. Схема сил черв'ячної передачі

Колова сила на черв'яці F_{t1} дорівнює осьовій силі на черв'ячному колесі F_{a2} ; і обчислюється за формулою

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / u \eta d_1 = F_{t2} z_1 / q \eta, \quad (2.39)$$

де T_1 – обертальний момент на черв'яці, Нм;

η – ККД черв'ячної передачі.

Колова сила на черв'ячному колесі F_{t2} дорівнює осьовій силі на черв'яці F_{a1} і обчислюється за формулою

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2, \quad (2.40)$$

де T_2 – обертальний момент на черв'ячному колесі, Нм.

Радіальна сила на черв'яці F_{r1} дорівнює радіальній силі на колесі F_{r2} і обчислюється за формулою

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \quad (2.41)$$

Напрямок осьових сил черв'яка і черв'ячного колеса залежать від напрямку обертання черв'яка та від напрямку лінії витка черв'яка. Наприклад, якщо черв'як із правою лінією витка обертається за стрілкою годинника, то F_{a1} направлена в бік від джерела руху, а в протилежному випадку – до джерела руху. Напрямок сили F_{t2} збігається з напрямком обертання колеса, а сили F_{r1} протилежний напрямку обертання черв'яка.

Сили тертя є дисипативними силами, які розсіюють механічну енергію, перетворюючи її в теплову. Вони залежать від швидкості ковзання черв'яка.

Питання для самоконтролю

1. Як виникають сили F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} ?
2. Як обчислюється колова сила F_{t1} ?
3. Як визначити напрям дії сили F_{a1} ?
4. Як визначити напрям дії сили F_{t2} ?
5. Яка ознака дисипативних сил?

2.3.3. Матеріали черв'ячної пари

У передачі переважає тертя ковзання, тому матеріали спряженої черв'ячної пари повинні мати малий коефіцієнт тертя, стійкі до спрацювання та мати невисоку здатність до заїдання.

Черв'яки виготовляють із середньовуглецевих сталей марок 40, 45, 50 або легованих сталей марок 40Х, 40ХН з поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості HRC 45 ... 53. Також використовують цементацію сталей 15Х, 20Х та ін. з твердістю після гартування HRC 56 ... 63.

Зубчасті вінці черв'ячних коліс виготовляють із бронзи, марку якої вибирають залежно від швидкості ковзання v_s і тривалості роботи. При швидкостях $v_s = 5 \dots 25$ м / с використовують олов'яні бронзи марок БрОФ 10-1, БрОНФ 10-1-1, що мають протизадирні властивості. При швидкостях $v_s = 2 \dots 5$ м / с використовують алюмінієву бронзу марки БрАЖ9-4. При швидкостях $v_s < 2$ м / с використовують сірий чавун марок СЧ10, СЧ15 та ін.

Швидкість ковзання визначають за емпіричною формулою

$$v_s = 4,3 \omega_2 u T^{0,33}_2 / 1000 \quad (2.42)$$

Питання для самоконтролю

1. Який вид тертя переважає у черв'ячній передачі?
2. Які вимоги до матеріалів черв'ячної передачі?
3. З яких сталей виготовляють черв'яки?
4. З яких матеріалів вінці черв'ячних коліс?
5. Як обчислюють швидкість ковзання?

2.3.4. Допустимі напруження для матеріалів вінців черв'ячних коліс

Для олов'яних бронз (Б_рОФ 10-1, Б_рОНФ 10-1-1 та ін.) $[\sigma]_H$ визначають з умови опору викришування робочих поверхонь зубів від втоми за формулою

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_v [\sigma]_{H0}, \quad (2.43)$$

де K_{HL} – коефіцієнт довговічності при розрахунках на контактну міцність;

$$K_{HL} = (10^7 / N_\Sigma)^{0,125}, \quad (2.44)$$

де N_Σ – кількість циклів навантаження зубів черв'ячного колеса за весь термін служби черв'ячної передачі. Якщо $N_\Sigma > 25 \cdot 10^7$, то для розрахунків приймають $25 \cdot 10^7$;

C_v – коефіцієнт, який враховує інтенсивність спрацювання зубів черв'ячного колеса залежно від швидкості ковзання v_s :

$v_s, \text{ м / с} \dots \dots \dots \leq 1$	2	3	4	5	6	7	≥ 8
$C_v \dots \dots \dots 1,33$	1,21	1,11	1,02	0,96	0,88	0,83	0,80

$[\sigma]_{H0}$ – допустиме контактне напруження, яке відповідає границі витривалості при кількості циклів зміни напруження 10^7 ;

$$[\sigma]_{H0} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_{\text{мц}}, \quad (2.45)$$

де $\sigma_{\text{мц}}$ – границя міцності бронзи на розтяг. Більше значення $[\sigma]_{H0}$ приймають для черв'яків із твердістю витків $\geq \text{HRC } 45$.

Для безолов'яних бронз і латуней (Б_рАЖ9-4, ЛАЖМЦ66-6-3-2 та ін.)

$[\sigma]_H$ визначають з умови опору заїданню за формулою

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 v_s, \quad (2.46)$$

де $[\sigma]_H$ – в МПа; v_s – в м / с.

При розташуванні черв'яка поза масляною ванною значення $[\sigma]_H$ зменшують на 15 %.

Таблиця 2.17

Визначення границі міцності на згин зубів черв'ячного колеса

Матеріал вінця колеса	Нереверсивні передачі	Реверсивна передача
-----------------------	-----------------------	---------------------

Бронза, латунь	$[\sigma]_F = (0,88 \sigma_{\text{мц}} + 0,25 \sigma_T)^* K_{\text{FL}}$	$[\sigma]_F = 0,16 \sigma_{\text{мц}} K_{\text{FL}}$
Чавун	$[\sigma]_F = 0,12 \sigma_{3T} K_{\text{FL}}$	$[\sigma]_F = 0,075 \sigma_{3T} K_{\text{FL}}$

Примітки: 1. K_{FL} – коефіцієнт довговічності при розрахунку на згин;

$$K_{\text{FL}} = (10^6 / N_{\Sigma})^{0,11}, \quad (2.47)$$

де N_{Σ} – кількість циклів навантаження зубів черв'ячного колеса. Якщо $N_{\Sigma} < 10^6$, то приймають 10^6 . Якщо $N_{\Sigma} > 25 \cdot 10^7$, то для розрахунків приймають $25 \cdot 10^7$. 2. σ_T, σ_{3T} – границя текучості і границя міцності на згин, МПа.

Питання для самоконтролю

1. Який показник позначають літерою K_{HL} ?
2. Який показник позначають літерою N_{Σ} ?
3. Який показник позначають літерою $[\sigma]_{\text{H0}}$?
4. Які види передач враховують у розрахунку на міцність при згині?
5. Який показник позначають літерою σ_{3T} ?

2.3.5. Тепловий розрахунок черв'ячних передач

Втрачена потужність на тертя в зачепленні і підшипниках вала, а також на перемішування і розбризкування мастила переходить у тепло, яке нагріває мастило та через стінки корпусу редуктора передає тепло навколишньому середовищу. Якщо відведення тепла недостатнє, передача перегрівається. При перегріванні мастила збільшується ймовірність заїдання спряжених черв'яка і колеса.

Тепловий розрахунок черв'ячних передач виконується як перевірний після визначення розмірів корпусу черв'ячного редуктора в процесі ескізного проектування. Його виконують на основі теплового балансу, тобто рівності тепловиділення $Q_{\text{В}}$ і тепловіддачі $Q_{\text{ВД}}$.

Кількість теплоти, яка виділяється в неперервно працюючій передачі за одну секунду обчислюється за формулою

$$Q_B = (1 - \eta) P_1, \quad (2.48)$$

де P_1 – потужність на валу черв'яка, Вт;

$$P_1 = T_2 \omega_2 / \eta, \quad (2.49)$$

де T_2 – обертальний момент на валу черв'ячного колеса, Н м.

Кількість теплоти, яка відводиться зовнішньою поверхнею корпусу редуктора за одну секунду обчислюється за формулою

$$Q_{ВД} = K_T (t_m - t_{\pi}) A, \quad (2.50)$$

де A – площа поверхні корпусу, яка контактує зсередини з мастилом, а зовні з повітрям, м². Поверхня дна корпусу не враховується, бо вона не обдувається вільно циркулюючим повітрям.

t_{π} – температура повітря поза корпусом; у цехових умовах приймаєть $= 20^{\circ}$ С;

t_m – температура мастила в корпусі черв'ячної передачі, $^{\circ}$ С;

K_T – коефіцієнт теплопередачі, тобо величина, яка характеризує скільки теплоти за секунду передається одним квадратним метром поверхні корпусу при перепаді температур на один градус. Залежить від матеріалу корпусу редуктора і швидкості циркуляції повітря. Для чавунних корпусів приймають $K_T = 9 \dots 17$ Вт / м² $^{\circ}$ С.

Більше значення коефіцієнта використовують при невеликій шорсткості поверхні зовнішніх стінок, добрій циркуляції повітря навколо корпусу редуктора та інтенсивному перемішуванні мастила (при нижньому розташуванні черв'яка).

За умовою теплового балансу $Q_B = Q_{ВД}$, тобто

$$(1 - \eta) P_1 = K_T (t_m - t_{\pi}) A, \quad (2.51)$$

звідки температура мастила в корпусі черв'ячного редуктора при неперервній роботі

$$t_m = t_{\pi} + (1 - \eta) P_1 / K_T A \leq [t]_m, \quad (2.52)$$

де $[t]_m$ – допустима температура нагрівання мастила. Приймають $[t]_m = 80 \dots 95 \text{ }^\circ\text{C}$.

Якщо у процесі теплового розрахунку $t_m > [t]_m$, то необхідно: або збільшити поверхню охолодження A , застосовуючи охолоджуючі ребра (у розрахунку враховують лише 50% поверхні ребер); або застосовують штучне охолодження, яке здійснюють: а) обдуванням корпусу редуктора повітрям за допомогою вентилятора, розташованого на валу черв'яка; б) охолодженням мастила водою, яка проходить через змієвик; в) застосуванням циркуляційної системи змащення із спеціальним холодильником. У випадках б) і в) вище наведена формула температури мастила не використовується.

Зразок теплового розрахунку черв'ячної передачі. Дано: габаритні розміри корпусу черв'ячного редуктора: довжина $L = 350$ мм, висота $H = 460$ мм, ширина $B = 100$ мм. Редуктор розміщений у приміщенні з температурою повітря $t_{\text{п}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Вся внутрішня поверхня корпусу редуктора контактує із мастилом. $T_2 = 730$ Н м; $\omega_2 = 4,7 \text{ c}^{-1}$; $\eta = 0,85$.

Розв'язання. 1. Орієнтовна площа поверхні корпусу редуктора

$$A = 2 H L + 2 H B + L B = 2 * 460 * 350 + 2 * 460 * 100 + 350 * 100 = 0,45 \text{ м}^2.$$

2. Потужність на валу черв'яка

$$P_1 = T_2 \omega_2 / \eta = 730 * 4,7 / 0,85 = 4 * 10^3 \text{ Вт.}$$

3. Температура мастила.

Приймаємо $K_T = 17 \text{ Вт} / \text{м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$.

$$t_m = t_{\text{п}} + (1 - \eta) P_1 / K_T A = 20 + (1 - 0,85) * 4 * 10^3 / 17 * 0,45 = 88 \text{ }^\circ\text{C} < [t]_m = 95 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Питання для самоконтролю

1. Які джерела утворення тепла в черв'ячній передачі?
2. Поясніть суть рівняння теплового балансу.
3. Який показник позначають літерою K_T ?

4. Поясніть умову $t_m > [t]_m$.
5. Які є види штучного охолодження черв'ячного редуктора?

2.3.6. Розрахунок на міцність черв'ячних передач

Розрахунок за контактними напруженнями основний, а розрахунок за напруженнями згину – перевірним.

Найбільші контактні напруження в зоні зачеплення обчислюють за формулою Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} g}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{np}}} \leq [\sigma]_H \quad (2.53)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження для поверхні зубів і витків, МПа;
 E_{np} – приведений модуль пружності, МПа;

$$E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \quad (2.54)$$

де E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів черв'яка і колеса, МПа;

μ – коефіцієнт Пуасона;

g – розподілене по довжині контактної лінії навантаження, $\frac{H}{M}$;

ρ_{np} – приведений радіус кривизни профілів витків черв'яка і зубів колеса в полосі зачеплення, мм.

$$\rho_{np} = d_2 \sin \alpha / 2 \quad (2.55)$$

де d_2 – ділильний діаметр колеса;

α – половина кута профілю витка черв'яка в осьовому перерізі, $\alpha = 20^\circ$.

Розрахунок на згин виконують за формулою:

$$\sigma_F = 0,7Y_{F_2} \frac{F_{t_2}}{b_2 m} \cdot K \leq [\sigma]_F \quad (2.56)$$

де σ_F – розрахункове напруження згину в небезпечному перерізі зубів черв'ячного колеса, МПа;

Y_{F_2} – коефіцієнт форми зуба колеса, який вибирають у залежності від еквівалентної кількості зубів Z_{v_2} :

$$Z_{v_2} \dots\dots 26 \quad 28 \quad 30 \quad 32 \quad 35 \quad 37 \quad 40$$

$$Y_{F_2} \dots\dots 1,85 \quad 1,80 \quad 1,75 \quad 1,76 \quad 1,71 \quad 1,64 \quad 1,55$$

$$Z_{v_2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} \quad (2.57)$$

де Z – кількість зубів колеса;

γ – кут підйому лінії витка, град;

$$y = \operatorname{arctg} z_1 / q \quad (2.58)$$

де q – коефіцієнт діаметра черв'яка. Значення q вибирають з ряду: 6,3; 8; 10; 12; 5; 16; 20; 25.

K – коефіцієнт навантаження. При $v_2 \leq 3$ м/с приймають $K = 1$, при $v_2 > 3$ м/с приймають $K = 1,1 \dots 1,3$, де v_2 – коло швидкість колеса.

$[\sigma]_F$ – допустиме напруження згину матеріалу зубчастого колеса, МПа.

Питання для самоконтролю

1. Що обчислюють за допомогою формули Герца?
2. Як обчислюється приведений модуль пружності?
3. Яка величина кута α ?
4. Як обчислюється приведений радіус кривизни профілів витків черв'яка і зубів колеса в полосі зачеплення?
5. Який параметр так позначається Y_{F_2} ?

2.4. Передачі гвинт - гайка

Передача гвинт-гайка – це механізм, призначений для перетворення обертального руху в поступальний. Складається з гвинта і гайки, при цьому гвинт і гайка можуть мати обертальний чи поступальний рух, або обидва рухи одночасно. Ведучим елементом у передачі переважно є гвинт.

Переваги передачі: компактність, безшумність роботи, великий вираш у силі та ін. Недоліки: підвищене спрацювання різьби; невеликий ККД та ін.

Класифікують гвинти передачі гвинт – гайка за призначенням на: вантажні, призначені для створення осьової сили; ходові, призначені переміщень у механізмах подачі верстатів; установчі, призначені для точних переміщень та установок.

У домкратах із метою збільшення виграшу в силі використовують однозахідну різьбу з невеликим кутом підйому витка різьби ψ . Для ходових гвинтів із метою зменшення сил тертя використовують трапецієподібну багатозахідну різьбу. Для установчих гвинтів використовую метричну різьбу.

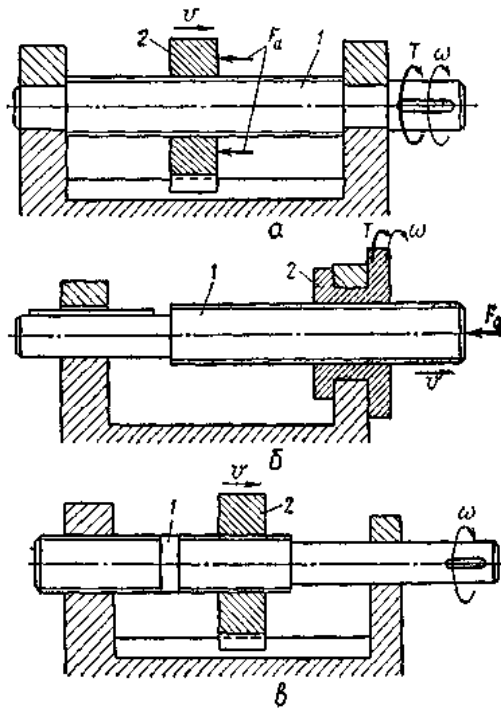


Рис. 2.17. Конструктивні схеми передачі гвинт-гайка:

- а) обертальний рух гвинта перетворюється в поступальний рух гайки;
- б) обертальний рух гайки перетворюється в поступальний рух гвинта;
- в) гвинт із ділянками різьби різного кроку.

Для виготовлення гвинтів використовують сталь Ст5, 45, 50, 40Х, 40ХГ та ін. Гайки виготовляють з олов'яних бронз БрОФ10-1, БрОЦС6-6-3 та ін., а в тихохідних передачах – із антифрикційних чавунів АЧВ-1, АЧС-3 та ін.

Передаточне число передачі гвинт–гайка обчислюють за формулою

$$u = 1 / \operatorname{tg} \psi, \quad (2.59)$$

де ψ – кут підйому витка різьби

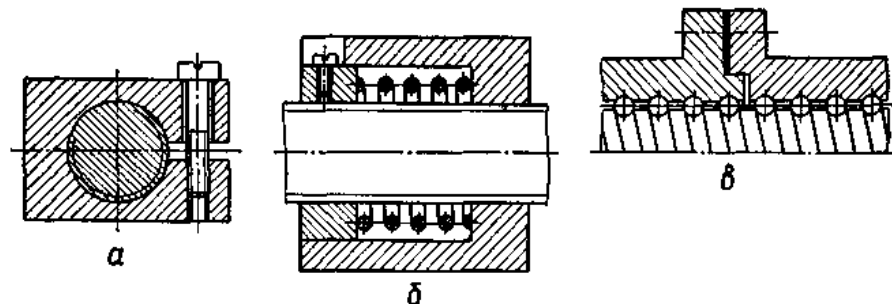


Рис. 2.18. Конструктивні схеми гайок:

- а) розрізна, для ручного регулювання зазорів при спрацюванні;
- б) підпружинена для автоматичного регулювання зазорів при спрацюванні;
- в) гайка кочення (з тілами кочення – кульками).

Якщо передача гвинт – гайка з ручним приводом, то передаточне число обчислюють за формулою

$$u = L / p_z, \quad (2.60)$$

де L – довжина кола маховичка, за допомогою якого обертається гвинт, обчислюють за формулою $L = \pi d$, де d – діаметр кола маховичка.

p_z – хід різьби, обчислюють за формулою $p_z = z \cdot p$, z – кількість заходів різьби; p – крок різьби.

У передачі гвинт – гайка втрати потужності виникають у різьбі й опорах. ККД опор для вантажних гвинтів $\eta_{оп} = 0,5 \dots 0,7$; для ходових гвинтів $\eta_{оп} = 0,90 \dots 0,95$. ККД передачі гвинт – гайка обчислюють за формулою

$$\eta_{гв.-г.} = \eta_{оп} \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg} (\psi + \varphi'), \quad (2.61)$$

де φ' – приведений кут тертя (формула в наступному параграфі).

Питання для самоконтролю

1. Які бувають конструктивні схеми передачі гвинт-гайка?
2. Як обчислюють передаточне число передачі?
3. Які бувають конструктивні схеми гайок?
4. Як обчислюють хід різьби?
5. Які джерела втрати потужності в передачі гвинт-гайка?

2.4.1. Сили в передачах гвинт - гайка

Нормальна до робочої поверхні різьби сила тиску F_n створює в контактні гвинта і гайки силу тертя F_s . Складова $F_n \cos \delta$ і сила тертя F_s за аксіомою паралелограма мають рівнодіючу F , яка лежить у площині дотичній до середнього циліндра гвинта (середнього діаметра різьби d_2) Рівнодіюча F розкладається на дві складові – осьову F_a і колова F_t сили.

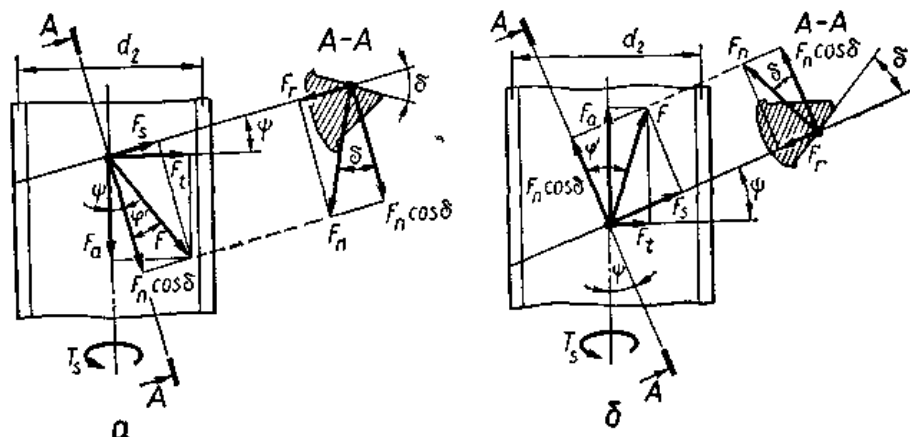


Рис. 2.19. Схеми дії сил на виток різьби в передачі гвинт-гайка:

а) осьова сила F_a і напрям швидкості v поступального руху протилежні;

б) осьова сила F_a і напрям швидкості v поступального руху збігаються.

Осьова сила F_a у гвинтовій парі з трикутною і трапецієподібною різьбою обчислюється за формулою

$$F_a = F_t / \operatorname{tg} (\psi + \varphi'), \quad (2.62)$$

$$F_t = 2 T_1 / d_2, \quad (2.63)$$

де T_1 – обертальний момент на гвинті;

$$T_1 = T_s + T_{so}, \quad (2.64)$$

де T_s – момент сил тертя в різьбі;

T_{so} – момент сил тертя в опорних поверхнях гвинта або гайки;

$$T_s = 0,5 F_a d_2 \operatorname{tg} (\psi + \varphi'); \quad (2.65)$$

де ψ – кут підйому витка різьби, обчислюють за формулою

$$\psi = \operatorname{arctg} (p / \pi d_2), \quad (2.66)$$

де p – крок різьби;

Приведений кут тертя φ' обчислюють за формулою

$$\varphi' = \operatorname{arctg} (f / \cos \delta), \quad (2.67)$$

де f – коефіцієнт тертя ($f = 0,15$);

δ – кут нахилу робочої грані витка різьби, обчислюють за формулою

$$\delta = 0,5 \alpha, \quad (2.68)$$

де α – кут профілю різьби. Для метричної $\alpha = 60^\circ$, трапецевидної – 30° , упорної різьби $\delta = 3^\circ$, прямокутної – $\delta = 0$.

Силу тертя в різьбі з метричним і трапецієподібним профілем обчислюють за формулою

$$F_s = f F_a / \cos \delta \quad (2.69)$$

Питання для самоконтролю

1. Яка відмінність між силами F_n і F ?
2. Як може бути направлена сила F_a відносно швидкості v ?
3. Яка сила виконує корисну роботу в передачі гвинт-гайка?
4. Що обчислюють за формулою $T_1 = T_s + T_{so}$?
5. Поясніть поняття приведенного кута тертя.

2.4.2. Розрахунок передач гвинт - гайка на зносостійкість

Розрахунок передачі на зносостійкість за умови не витискання мастила виконують із припущенням, що навантаження по витках різьби розподілене рівномірно:

$$p_{zn} = \frac{F}{A \cdot Z} = \frac{F}{\pi d_2 h^2} \leq [p_{zn}] \quad (2.70)$$

де F – осьова сила, Н;

A – площа робочої поверхні витка, мм^2 ;

d_2 – середній діаметр різьби, мм;

h – робоча висота профілю різьби, мм;

Z – кількість витків у гайці висотою h , шт.

$$Z = \frac{h}{p} \quad (2.71)$$

де p – крок різьби, мм.

$[p_{zn}]$ – допустимий тиск у різьбі, МПа. Допустимий тиск у різьбі сталь по чавуну $[p_{zn}] = 5 \dots 6$ МПа, сталь по бронзі $[p_{zn}] = 8 \dots 10$ МПа, гартована сталь по бронзі $[p_{zn}] = 10 \dots 12$ МПа.

Проектний розрахунок середнього діаметр різьби d_2 :

$$d_2 \geq \sqrt{F / (\pi \psi_n \cdot \zeta \cdot [p_{zn}])} \quad (2.72)$$

де $\psi_n = \frac{h}{d_2}$ – коефіцієнт висоти гайки;

ζ – коефіцієнт робочої висоти профілю різьби. Для трапецієподібної різьби $\zeta = 0,5$; для упорної $\zeta = 0,75$; для трикутної $\zeta = 0,541$.

У режимі великих навантажень умова міцності гвинта за гіпотезою енергії формозміни буде:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{\left[4N / \pi d_1^2\right]^2 + 3\left[M_k / (0,2d_1^3)\right]^2} \leq [\sigma] \quad (2.73)$$

де σ_E – еквівалентне напруження для небезпечної точки гвинта, МПа;

N – поздовжня сила, н;

M_k – крутний момент у перерізі гвинта, н·м;

d_1 – внутрішній діаметр різьби, мм.

$[\sigma]$ – допустиме напруження матеріалу гвинта, МПа.

Стиснуті гвинти перевіряють на стійкість за умовою стійкості:

$$S_{cm} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma} \geq [S_{cm}] \quad (2.74)$$

де $S_{ст}$ – розрахунковий коефіцієнт запасу стійкості;

$\sigma_{кр}$ – критичне напруження в поперечному перерізі гвинта, МПа;

$[S_{ст}]$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості $[S_{ст}] = 4...5$.

Для гвинтів великої гнучкості, коли $\lambda \geq \lambda_{гран.}$, де λ – гнучкість гвинта; $\lambda_{гран.}$ – гранична гнучкість для матеріала гвинта. Критичне напруження для таких гвинтів обчислюють за формулою Л. Ейлера:

$$\sigma_{кр} = \pi^2 E / \lambda^2 \quad (2.75)$$

де E – модуль поздовжньої пружності матеріалу гвинта, МПа.

Якщо гвинти середньої гнучкості, для яких $\lambda_0 < \lambda \leq \lambda_{гран.}$, де λ_0 – гнучкість, за якої критичне напруження в поперечного перерізі гвинта дорівнює границі текучості σ_t , то використовують формулу Ф.Ясинського:

$$\sigma_{кр} = a - b \cdot h \quad (2.76)$$

де a і b – емпіричні коефіцієнти, що залежать від матеріалу гвинта.

Таблиця 2.18

Величини гнучкостей та емпіричних коефіцієнтів для гвинтів

Марка сталі	$\lambda_{\text{гран.}}$	λ_0	a	b	σ_T
			МПа		
Ст 5	92	57	343	1,39	270
45	85	60	578	3,75	390
50	82	50	404	1,23	520

Питання для самоконтролю

1. Яка умова розрахунку на зносостійкість передачі гвинт-гайка?
2. Який показник так позначають σ_E ?
3. Який показник так позначають $[S_{\text{ст}}]$?
4. Запишіть формулу Л. Ейлера.
5. Запишіть формулу Ф.Ясинського.

2.5. Редуктори

Редуктором називається механізм, призначений для зменшення кутової швидкості в приводах машин. Він складається із зубчастих або черв'ячних передач, корпусу з кришкою, масловказівних і ущільнюючих пристроїв, пристроїв для регулювання зазорів у підшипниках, пристрою для вирівнювання тиску всередині корпусу редуктора і зовні його (душника) та ін.

Класифікують: за типом передачі – циліндричні і конічні зубчасті, черв'ячні, конічно-циліндричні зубчасті, черв'ячно-циліндричні; за кількістю ступеней – одно -, дво - , триступеневі; за розташуванням валів – горизонтальні і вертикальні.

Циліндричні зубчасті одноступеневі редуктори використовують при передаточних числах $u \leq 6,3$, двоступеневі – $u \leq 40$, триступеневі – $u \leq 100$.

Найбільш поширені в машинобудуванні двоступеневі редуктори з передаточними числами $u = 6,3 \dots 50$. Поширеною конструктивною схемою

двоступеневих редукторів є розгорнута, що забезпечує мінімальну ширину. Однак несиметричне розташування коліс на валах веде до зростання нерівномірності розподілу навантаження по довжині зубів, тому для розгорнутої схеми потрібні жорсткі вали. При важких умовах роботи двоступеневого редуктора використовують схему з роздвоєною швидкохідною ступінню. Така конструкція рівномірно навантажує опори валів (навантаження по довжині зуба колеса стає рівномірним). Якщо з вимог компоновки машини двоступеневий редуктор повинен мати компактні габаритні розміри, то використовують співвісну схему.

Якщо з конструктивних міркувань необхідно, щоб вхідний і вихідний вали були взаємоперпендикулярні, то застосовують конічні редуктори, а при значних передаточних числах – комбіновані конічно-циліндричні редуктори з швидкохідною конічною передачею. Одноступеневі конічні зубчасті редуктори використовують при передаточних числах $u \leq 6,3$.

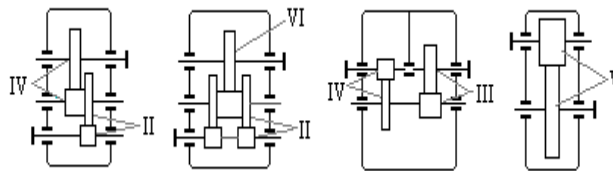


Рис. 2.20. Схеми двоступеневі: розгорнута, з роздвоєною швидкохідною ступінню, співвісна і одноступеневого циліндричного редуктора.

Черв'ячні одноступеневі редуктори використовують при передаточних числах $u = 8 \dots 80$. При більших передаточних числах використовують комбіновані черв'ячно-циліндричні або двоступеневі черв'ячні редуктори.

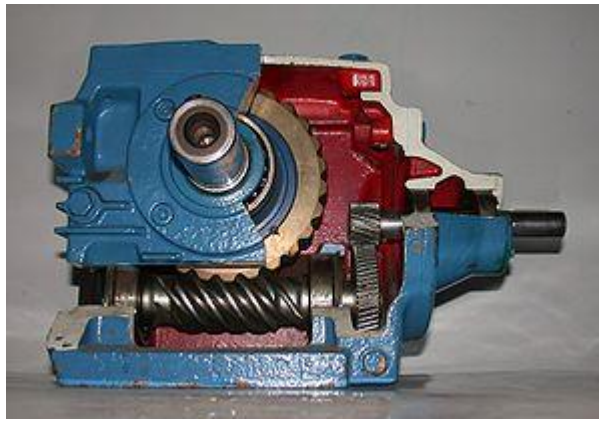


Рис. 2.21. Загальний вигляд комбінованого черв'ячно-циліндричного редуктора

Для оцінювання редукторів використовують такі показники: головний параметр, основна енергетична характеристика, критерій технічного рівня. У циліндричних і черв'ячних редукторів головним параметром є міжосьова відстань; для конічного – діаметр основи ділильного конуса. Основна енергетична характеристика редуктора – номінальний момент $T_{\text{ном}}$, що являє собою допустимий обертальний момент на тихохідному валу при постійному навантаженні. Критерієм технічного рівня є відносна маса

$$\gamma = m / T, \quad (2.77)$$

де m – маса редуктора, кг;

T – обертальний момент на виході, Н м.

Механічна передача редуктора розміщується в литому корпусі з кришкою. Корпус і кришка редуктора з'єднана гвинтами та напрямними штифтами. Корпуси виготовляють з чавуну марки СЧ15 або СЧ21 за ДСТ 1412-85, алюмінієвих сплавів марки АК5М2 за ДСТ 2685-75, інколи литво з вуглецевих сталей 15Л, 20Л, 25Л за ДСТ 977-75. У дрідносерійному виробництві корпуси виготовляють зварними.

Розміри елементів корпусу та кришки вибирають конструктивно. У місцях установки підшипникових вузлів у корпусі передбачені приливи. З метою збільшення жорсткості редуктора в місцях передачі зусиль від

підшипників на корпусі виготовляють ребра або відповідно змінюють форму стінки корпусу.

У верхній частині кришки є отвір для огляду зачеплення та заливання мастила в редуктор. Отвір закривають кришкою-душником, яку приєднують до корпусу за допомогою гвинтів.

Для контролювання рівня мастила призначена спеціальні масловказівні пристрої. Зливають мастило через отвір у нижній частині корпусу, який закритий пробкою.

Функцію попередження витoku мастильного матеріалу назовні редуктора виконує манжетне ущільнення, встановлене між валом і корпусу. Підшипникові вузли закривають закладними кришками або накладними, що прикручуються до корпусу гвинтами.

Підшипники на валах установлені за схемою “врозпір”, а регулювання зазору в підшипниках здійснюється за допомогою регулювальних металевих прокладок.

Змащення зубчастих і черв'ячних редукторів переважно здійснюється способом занурення в мастило, а підшипників – розбризкуванням або нанесенням пластичного мастила (солідолу).

У корпус редуктора заливають мастило з розрахунку 0,4 ... 0,7 л на 1 кВт потужності P_1 , при цьому колесо або черв'як повинні занурюватися на глибину не менше висоти зуба або витка. Допускається занурювати в мастило тихохідні колеса багатоступеневих редукторів на глибину до $1/3$ радіуса вершин зубів.

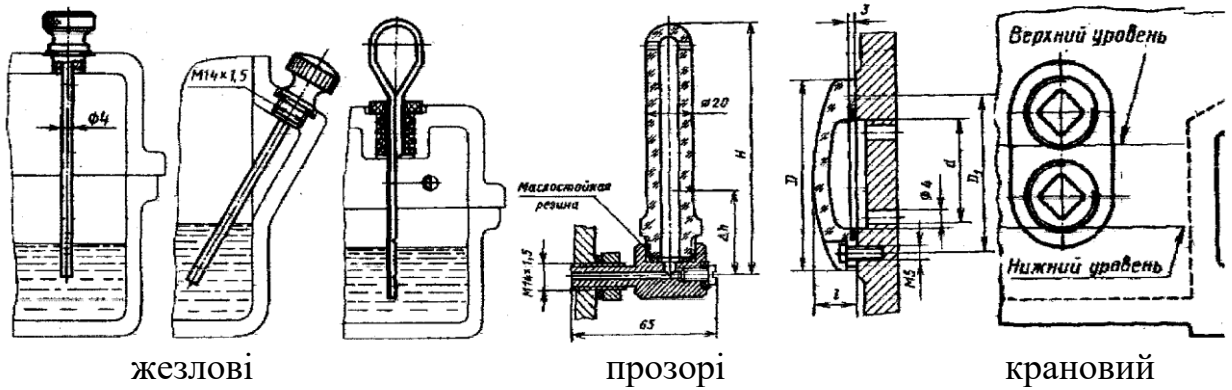


Рис. 2.22. Пристрої для визначення рівня мастила в редукторі

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення редуктора?
2. Як визначають технічний рівень редуктора?
3. З яких матеріалів виготовляють корпуси редукторів?
4. Які конструктивні особливості корпуса редуктора?
5. Яка функція та принцип дії кришки-душника?
6. Яка функція манжетного ущільнення?
7. Які кришки бувають у редукторі?
8. Як установлюються підшипники?
9. Як визначають об'єм мастила?
10. Поясніть принцип дії пристроїв для визначення рівня мастила.

2.6. Ланцюгові передачі

Ланцюгова передача (рис. 2.23) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок і ланцюга 3, який знаходиться у зачепленні із зірочками. Вільний відрізок *a* ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається ведучою віткою, а другий вільний відрізок *Б* ланцюга, що збігає з веденої зірочки 2 – веденою.

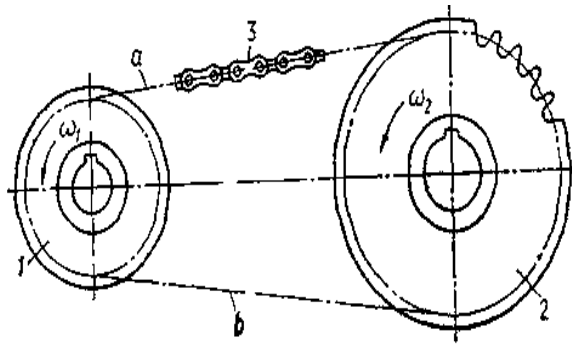


Рис. 2.23. Загальний вигляд ланцюгової передачі

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах – до 35 м/с при потужності до 2000 кВт, передаточне число $u \leq 10$ (раціональне $u \leq 4$), ККД 0,96... 0,97.

Недоліки передач: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів; нерівномірність руху ланцюга і відповідні динамічні явища у передачі та підвищений шум; низька кінематична точність при реверсуванні; потреба в пристроях для регулювання натягу ланцюга. Ланцюг складається з окремих ланок і розташовується на зірочці не по колу, а по багатокутнику, тому швидкість ланцюга нерівномірна. Пульсація швидкості ланцюга веде до підвищеного спрацювання шарнірів ланок та видовження ланок (збільшення кроку), що порушує правильність зачеплення. У момент укладання на зірочки ланки зазнають динамічних навантажень та ударів, які збільшують інтенсивність спрацювання шарнірів. Удари, нерівномірність обертання веденої зірочки та коливання віток зростають із збільшенням кроку ланцюга та швидкості обертання ведучої зірочки, а також із зменшенням числа зубів зірочки.

Передачі класифікують за ознаками:

– типом ланцюга: з роликівими, втулковими і зубчастими ланцюгами;

- можливістю зміни відстані між осями зірочок: з регульованою та постійною міжосьовою відстанню;
- способом регулювання натягу ланцюга: з періодичним і неперервним регулюванням натягу;
- кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом: двозірчкові, тризірчкові тощо;
- конструктивним виконанням: відкриті передачі і закриті, що працюють у корпусі в умовах неперервного змащування.

Ланцюги поділяють за призначенням поділяють на типи: вантажні – для піднімання та опускання вантажів;

тягові – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвеєрах);

приводні – для передавання механічної енергії від одного вала до іншого. Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликові, втулкові та зубчасті. Переважно використовують роликові (ДСТ 13568—75) та зубчасті (ДСТ 13552—81) ланцюги. Роликовий ланцюг (рис. 2.24, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх ЗВ та внутрішніх ВН. Деталі ланцюга: 1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – ролик; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – пластина внутрішньої ланки.

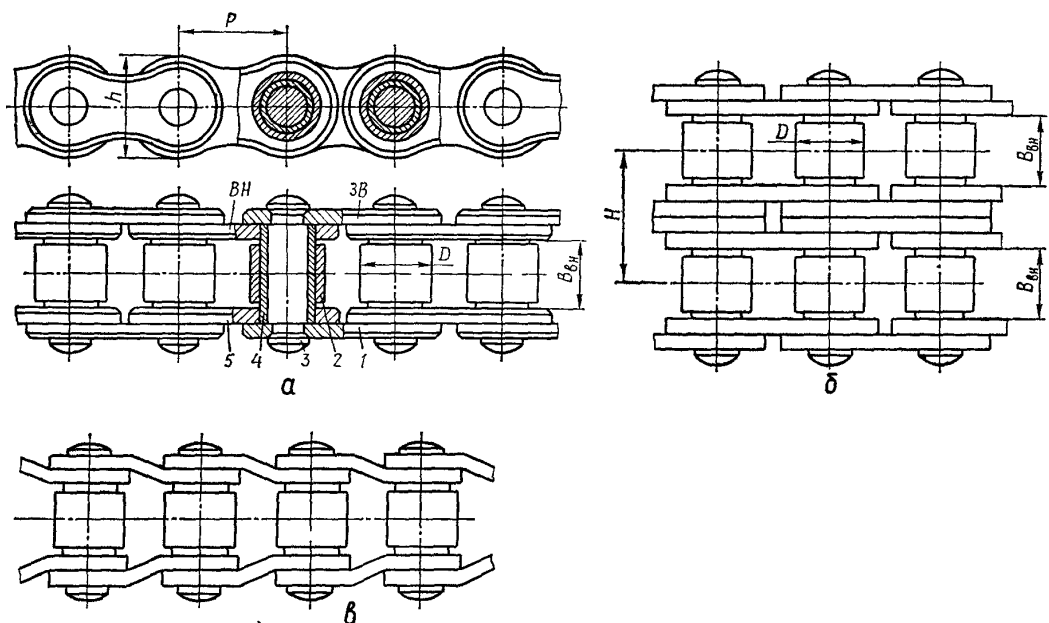


Рис. 2.24. Види роликових приводних ланцюгів

Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4. Валик 3 вільно входить у втулку. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 вільно обертається при вході в зачеплення.

Приводні роликові ланцюги бувають одно- (1Р) (рис. 2.24, а), дво- (2Р) (рис. 2.24, б), три- (3Р) та чотирирядними (4Р). Приводні роликові ланцюги із зігнутими пластинами (рис. 2.24, в) використовують при ударних навантаженнях.

Основним параметром приводного роликового ланцюга є крок P . Залежно від кроку P у стандартних ланцюгах вибирають розміри інших деталей, наприклад, площу опорної поверхні шарніра $A_{оп}$, яка дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки. Характеристикою міцності роликового ланцюга є руйнівне навантаження $F_{РН}$.

Елементи ланцюгів виготовляють з: пластини – середньовуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХН3А з гартуванням до твердості 32 – 44 HRC; валики, втулки, ролики – цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А.

Профілі зубів зірочок бувають без зміщення (рис. 2.26, а) та із зміщенням e (рис. 2.26, б) для нереверсивних ланцюгових передач. Профіль із зміщенням відрізняється впадиною окресленою радіусом r із двох центрів, зміщених на $e = 0.03 P$. Параметри зірочок: крок P , виміряний по хорді; кількість зубів Z і діаметр ділильного кола d , яке проходить через центри шарнірів ланцюга.

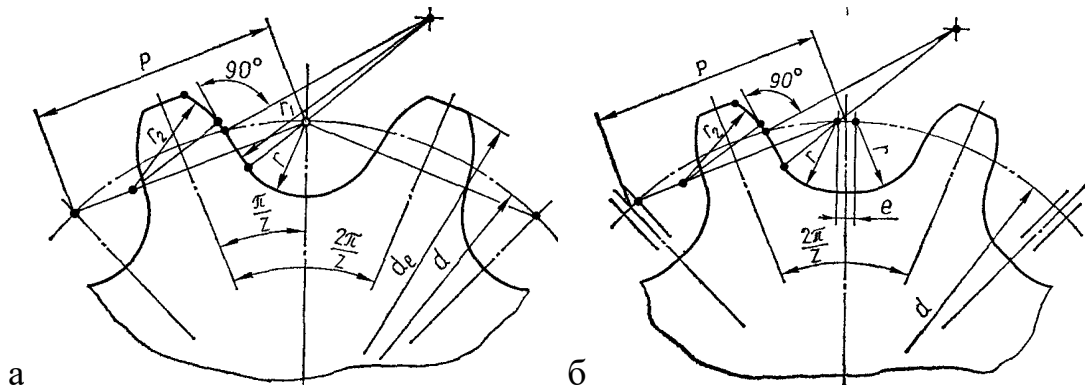


Рис. 2.26. Зірочки ланцюгових передач

Діаметр ділильного кола зірочки обчислюють за формулою

$$d = P/\sin (\pi/z), \quad (2.78)$$

де z – кількість зубів зірочки.

Діаметр кола вершин зубів зірочки обчислюють за формулою

$$d_e = P [0,5 + \operatorname{ctg} (\pi/z)] \quad (2.79)$$

Профілі зубів складаються (рис. 2.26, а, б) з: впадини, окресленої радіусом $r = 0.5025D + 0,05$ мм; дуги з радіусом $r_1 = 0,8D + r$; прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 .

Матеріалами для виготовлення зірочок є середньовуглецеві або леговані сталі 45, 40Х, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45 – 55 НRC, або цементовані сталі 15, 20Х, 12ХН3А на глибину 1,0 – 1,5мм і гартовані до 55 – 60 НRC. Зірочки тихохідних передач ($v < 3$ м/с) при відсутності ударних навантажень можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавуну.

Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубів, підвищує навантаження на опори валів. Малий натяг створює провисання веденої вітки, що сприяє виходу ланцюга із зачеплення. Натяг віток оцінюють стрілою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стріла провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a – міжосьова відстань передачі. Регулювання натягу ланцюга здійснюється такими способами: переміщенням вала зірочки, натяжними або відтяжними зірочками, підпружиненими колодками або роликами.

Питання для самоконтролю

1. Яка будова і принцип дії ланцюгової передачі?

2. Які ознаки віток ланцюга?
3. Які бувають типи ланцюгів?
4. Яка будова роликового ланцюга?
5. Назвіть параметри ланцюга і зірочки.
6. Які бувають види профілів зірочок?
7. Як обчислюють діаметр кола вершин зірочки?
8. Яка будова профіля зуба зірочки?
9. Які вимоги до стріли провисання ланцюга?
10. Якими способами створюють силу натягу ланцюга?

2.6.1. Параметри ланцюгових передач

Середню швидкість ланцюга обчислюють за формулою

$$v = P \omega_1 z_1 / (2\pi), \quad (2.80)$$

де P – крок ланцюга;

ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки (з кількістю зубів z_1 .)

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках: $P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 \quad (2.81)$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та кількістю зубів зірочок (оптимальне $u \leq 4$). Ланцюгові передачі можуть бути підвищувальними ($u < 1$), наприклад, передача до заднього колеса велосипеда.

Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удари шарнірів ланцюга об зуби. Кутові швидкості ведучої зірочки наведено в табл. 2.19

Таблиця 2.19

Граничні кутові швидкості ведучої зірочки

Число зуб- ців зіроч- ки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликкових ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
Для зубчастих ланцюгів								
17—35	330	265	220	165	130	—	—	—

Кількість зубів веденої зірочки $z_2 = z_1$ у та не повинна перевищувати граничного значення $Z_{2\max} \leq 100 \dots 120$. Обмеження пов'язане з тим, що в результаті витяжки збільшується крок ланцюга P , і він не може займати нормального положення у западинах зубів зірочки, що веде до зіскакування ланцюга. Кількість зубів Z_2 заокруглюють до найближчого непарного числа. При непарних Z_1 та Z_2 та парної кількості ланок ланцюга спрацювання зірочок і шарнірів проходитиме рівномірно.

Для зменшення маси й габаритів ланцюгових передач при проектуванні кількість зубів ведучої зірочки приймають $Z_{\min} > 13$. Мінімальне кількість зубів ведучої зірочки обчислюють за формулою

$$Z_{1\min} = 29 - 2u \quad (2.82)$$

При $v < 2$ м/с – $Z_{\min} \geq 13 \dots 15$, при $v > 2$ м/с – $Z_{\min} \geq 19$.

Таблиця 2.20

Граничні кутові швидкості ведучої зірочки

Число зуб- ців зіроч- ки z_1	$\omega_{1\max}$, рад/с, із кроком ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Для роликкових ланцюгів ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70

Величину кроку P , мм, обчислюють за формулою

$$P = 13 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1}{z_1}}, \quad (2.83)$$

де T_1 – обертальний момент на валу ведучої зірочки, Нм;

z_1 – кількість зубів ведучої зірочки.

Мінімальну міжосьову відстань визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не меншим 120° :

а) при $u \leq 3$

$$a_{\min} = 0,5 (d_{e1} + d_{e2}) + (30...50) \text{ мм} \quad (2.84)$$

б) при $u > 3$

$$a_{\min} = (d_{e1} + d_{e2}) (9 + u)/20, \quad (2.85)$$

де d_{e1} , d_{e2} , – діаметри вершин зубів ведучої та веденої зірочок відповідно.

Оптимальна міжосьова відстань $a = (30...50)P$.

Кількість ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та кількістю зубів зірочок z_1 і z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0.5(z_1 + z_2)} + \frac{\left(\frac{P}{a}\right) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2} \quad (2.86)$$

Значення W заокруглюють до найближчого парного числа. Після визначення числа ланок W ланцюга уточнюють міжосьову відстань передачі за формулою

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot \left[W - 0.5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0.5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2 / (2\pi)^2} \right] \quad (2.87)$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a зменшують на $(0,002...0,004) a$.

Довжину ланцюга обчислюють за формулою

$$l = P \cdot W \quad (2.88)$$

Питання для самоконтролю

1. Як визначають лінійні і кутові швидкості в ланцюговій передачі?
2. Як визначають кількість зубів веденої зірочки?

3. Як визначають кількість зубів ведучої зірочки?
4. Як обчислюють крок ланцюга?
5. В якій послідовності визначають міжосьову відстань?

2.6.2. Сили в ланцюгових передачах

Різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга (колову силу або силу тяги)

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1, \quad (2.89)$$

де T_1 – обертальний момент на валу ведучої зірочки з ділильним діаметром d_1 .

Сила натягу F_2 веденої вітки ланцюга дорівнює більшому значенню від натягу F_f , Н, створеного власною вагою вітки та від натягу F_v , Н, створеного дією відцентрової сили:

$$F_f = 10^3 K_f a f g; \quad F_v = qv^2, \quad (2.90)$$

де K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стріли провисання f веденої вітки та кута нахилу передачі до горизонту; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$ ($K_f = 4$ під кутом нахилу до горизонту до 40° ; $K_f = 2$ під кутом нахилу більшим від 40° ; $K_f = 1$, для вертикальної передачі);

a – міжосьова відстань передачі, м;

q – маса 1 м ланцюга, кг/м (див. табл. 2.9);

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

v – швидкість ланцюга, м/с.

Для тихохідних передач та передач із середніми швидкостями ланцюга $v \leq 10$ м/с сила натягу веденої вітки незначна і складає декілька відсотків від корисного навантаження F_t . Тому в розрахунках можна приймати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$.

У ланцюгових передачах сила натягу від дії відцентрових сил на вали не передається. Тому вали навантажуються коловою силою F_t і силою

натягу від провисання ланцюга $2F_f$. Сила, що передається на вали ланцюгової передачі обчислюється за формулою

$$F_r = 1.15F_t \quad (2.91)$$

Питання для самоконтролю

1. Як визначається колова сила (силу тяги)?
2. Як визначається сила натягу веденої вітки ланцюга?
3. Який показник так позначається K_f ?
4. Чому в розрахунках можна приймати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$?
5. Як визначити силу, з якою передача діє на вали?

2.6.3. Критерії працездатності та розрахунок ланцюгових передач

Причини втрати працездатності:

- спрацювання шарнірів (допустиме збільшення середнього кроку 2,5 – 3,0 %);
- втомне руйнування пластин та роликів;
- руйнування роликів від ударів шарнірів ланцюга;
- ослаблення з'єднань деталей ланцюга у місцях запресовування;
- руйнування ланцюга при дії перевантажень;
- спрацювання зубів зірочок.

На основі вказаних причин формулюються критерії працездатності: стійкість до спрацювання шарнірів ланцюга та зубів зірочок, стійкість до втомного руйнування пластин та роликів ланцюга і міцність деталей ланцюга та їхніх з'єднань. Основний розрахунковий параметр – тиск p у шарнірі ланцюга.

Умова стійкості до спрацювання

$$p = F_{f\text{Есп}} K_D / (A_{\text{оп}} K_m) \leq [p]_{\text{сп}}, \quad (2.92)$$

де $F_{f\text{Есп}} = K_{\text{Есп}} F_t$ – еквівалентне корисне навантаження ланцюга;

$K_{\text{Есп}}$ – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження;

$K_{\text{Д}}$ – коефіцієнт динамічності навантаження ($K_{\text{Д}}=1$ – при спокійному навантаженні; $K_{\text{Д}}=1,3$ – при помірних змінах навантаження; $K_{\text{Д}} = 1,5$ – при різких змінах навантаження);

$A_{\text{сп}}$ – площа опорної поверхні шарніра ланцюга;

$K_{\text{м}}$ – коефіцієнт, що враховує кількість рядів ланцюга (для однорядного ланцюга $K_{\text{м}} = 1$; для дворядного $K_{\text{м}} = 1,7$; для трирядного $K_{\text{м}} = 2,5$);

$[p]_{\text{сп}}$ – допустимий тиск у шарнірі за умови стійкості до спрацювання.

При невиконанні умови (2.92) необхідно приймати ланцюг більшого кроку або того самого кроку але дво- чи трирядний.

При дії максимальних короточасних перевантажень необхідно, щоб виконувалася умова

$$S = F_{\text{р.н}} / F_{\text{тmax}} \geq S_{\text{min}} \quad (2.93)$$

де $F_{\text{р.н}}$ – руйнівне навантаження, яке задається у стандарті на приводні ланцюги (див. табл 2.21);

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках: $P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi)$, звідки

$$u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1 \quad (2.94)$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та кількістю зубів зірочок (оптимальне $u \leq 4$). Ланцюгові передачі можуть бути підвищувальними ($u < 1$), наприклад, передача до заднього колеса велосипеда.

$$F_y = 13 \cdot 10^{-6} \omega_1 \cdot P \cdot m \quad (2.95)$$

де m — кількість рядів ланцюга.

Допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості до спрацювання обчислюють за формулою (граничне значення $[p]_{\text{сп}} \leq 40$ МПа)

$$[p]_{\text{сп}} = C / (h K_v K_R K_e), \quad (2.96)$$

де $C = 1,33 \cdot 10^6 \Delta P / P$ – коефіцієнт працездатності передачі;

$\Delta P/P$ – допустиме збільшення середнього кроку ланцюга у процесі експлуатації передачі, %; при $\Delta P/P = 3\%$ (гранична норма спрацювання для ланцюгів закритих передач) $C = 4 \cdot 10^4$;

h – термін служби передачі, год;

$K_V = \sqrt[3]{\omega_1^2}$ – коефіцієнт впливу кутової швидкості ведучої зірочки;

$K_R = K_{z1} \cdot K_a \cdot K_u$ – коефіцієнт параметрів передачі, (2.97)

Таблиця 2.21

Параметри приводних роликів ланцюгів (за ДСТ 13568 –75)

Позначення ланцюга	Крок ланцюга P , мм	Відстань між рядками H , мм	Відстань між внутрішніми пластинами $B_{вн}$, мм	Діаметр ролика D , мм	Ширинна внут- рішньої пласти- ни h , мм	Площа поверх- ні шарніра одно- рядного ланцю- га $A_{оп}$, мм ²	Руйнівне наван- таження $F_{рн}$, кН	Маса 1 м ланцю- га q , кг/м
ПР-12,7-1820-2	12,7	—	7,75	8,51	11,8	50	18,2	0,75
2ПР-12,7-3180		13,92				—	31,8	1,40
ПР-15,875-2270-2	15,875	—	9,65	10,16	14,8	71	22,7	1,00
2ПР-15,875 4540		16,59				—	45,4	1,90
ПР-19,05-3180	19,05	—	12,70	11,91	18,2	106	31,8	1,90
2ПР-19,05-7200		22,78				—	72,0	3,50
ПР-25,4-5670	25,4	—	15,88	15,88	24,2	180	56,7	2,60
2ПР-25,4-11340		29,29				—	113,4	5,00
ПР-31,75-8850	31,75	—	19,05	19,05	30,2	262	88,5	3,80
2ПР-31,75-17700		35,76				—	177,0	7,30
ПР-38,1-12700	38,1	—	25,4	22,23	36,2	395	127,0	5,50
2ПР-38,1-25400		45,44				—	254,0	11,00

де $K_{z1} = 25/z_1$; $K_a = \sqrt[3]{\frac{40}{a_p}}$ і $K_u = \frac{1}{\sqrt[6]{u}}$ – часткові коефіцієнти, що враховують вплив кількості зубів ведучої зірочки, міжосьової відстані, вираженої у кроках ланцюга, і передаточного числа;

$K_e = K_H K_p K_{zm}$ – коефіцієнт експлуатації,

де K_H , K_p , K_{zm} – коефіцієнти, що враховують умови роботи передачі (нахил лінії центрів зірочок щодо горизонту, умови змащування) та її конструкцію.

Допустимий тиск у шарнірах, що гарантує для вибраного терміну служби ланцюга втомну міцність пластин ланок

$$[p]_{cp} = 270 K_z K_u / K_H K_p \quad (2.98)$$

Таким чином проектування ланцюгових передач зводиться до підбору такого ланцюга, який у заданих умовах роботи матиме надійність і довговічність, вказану у технічних вимогах до передачі.

Таблиця 2.22

Величини коефіцієнтів K_H , K_p і K_{zm} для ланцюгової передачі

Умови експлуатації ланцюгової передачі	K_H	K_p	K_{zm}
Нахил лінії центрів зірочок щодо горизонту:			
до 70°	1	—	—
більш ніж 70°	1,25	—	—
Регулювання натягу віток ланцюга:			
переміщенням опор валів передачі	—	1	—
натяжною зірочкою	—	1,15	—
вилученням ланок ланцюга	—	1,25	—
Змащування передачі:			
достатньо надійне	—	—	0,9–1,5
недостатнє (періодичне, нерегулярне)	—	—	3

Питання для самоконтролю

1. Поясніть умову стійкості ланцюга до спрацювання.
2. Який показник так позначається S?
3. Як визначають силу удару шарнірів по зубах зірочки?

4. Як визначається допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови стійкості до спрацювання?

5. Як визначається допустимий тиск у шарнірах ланцюга за умови втомної міцності?

2.7. Фрикційні передачі

Фрикційна передача складається з двох котків, які притиснуті один до одного з деякою силою. Обертальний рух передається за рахунок сили тертя між котками (рис. 2.27), яку одержується шляхом притискання котків силою Q . Якщо сила притискання котків недостатня, то між котками виникає ковзання (або буксування).

Крім передавання обертального руху, передачі застосовують для перетворення обертального руху в поступальний у всіх транспортних машинах (колесо і рейка або дорога), у металургійній промисловості (прокатні стани), де передача руху за рахунок тертя є основою технологічного процесу. Застосовуються фрикційні передачі й у варіаторах – механізмах для безступеневого регулювання кутової швидкості. Передаточне число не перевищує 10, а ККД 0,90...0,95.

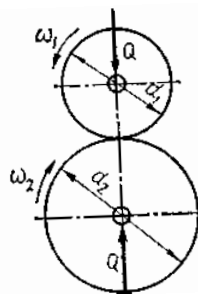


Рис. 2.27. Схема циліндричної фрикційної передачі

За призначенням фрикційні передачі поділяють на два типи: передачі з умовно постійним передаточним числом та передачі зі змінним

передаточним числом (варіатори). Передачі з умовно постійним передаточним числом класифікують за наведеними на рис. 2.28 ознаками.

Недоліки передач: змінне передаточне число через ковзання котків; застосування натискних пристроїв; високі навантаження на вали та опори валів; небезпека пошкодження котків при буксуванні.

Ковзання є причиною спрацювання котків, зменшення ККД та змінного передаточного числа. Розрізняють три види ковзання: буксування, пружне та геометричне ковзання. Буксування виникає при перевантаженні передачі – відбувається ковзання ведучого котка на поверхні веденого котка, збільшуючи місцеве спрацювання. Тому при проектуванні фрикційної передачі передбачають запас зчеплення котків для попередження буксування.

Пружне ковзання пов'язане з пружними деформаціями котків у зоні контакту. (приклад циліндричної фрикційної передачі (рис. 2.29).

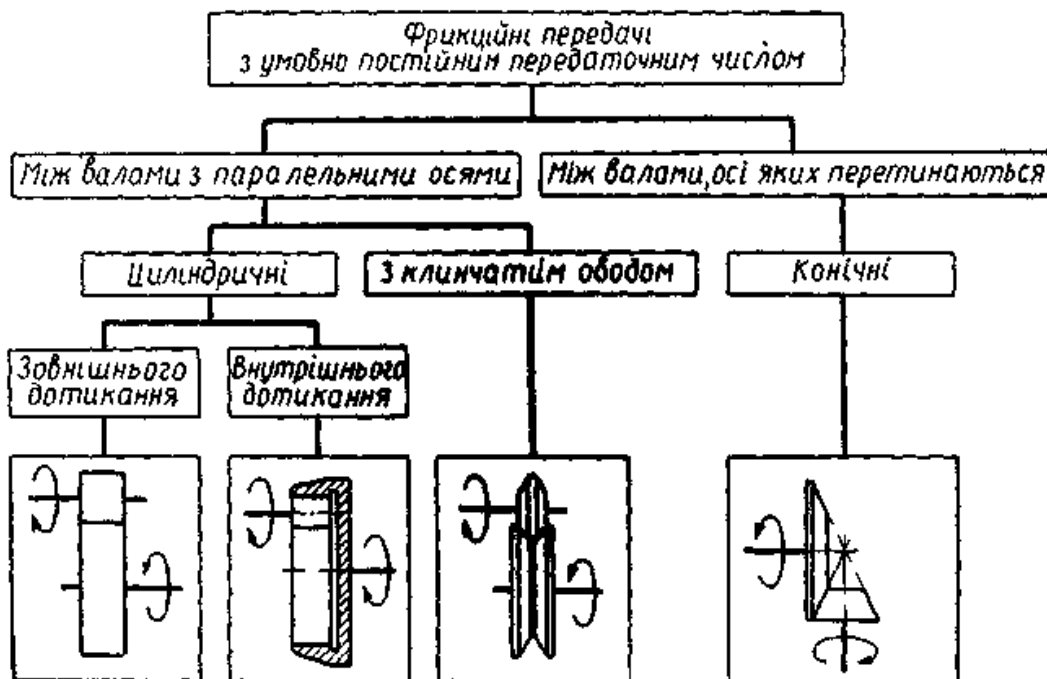


Рис. 2.28. Класифікація фрикційних передач

Під дією сили Q лінійний контакт котків перетворюється у контакт на площині, між точками a і b . У навантаженій передачі ділянки робочої

поверхні ведучого котка 1 наближаються до точки *b* стиснутими (позначені щільними штрихами), а відходять від точки *a* розтягнутими. На веденому котку 2 навпаки. У межах *ab* площадки контакту котків відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка 1 і пружне стискання поверхні веденого котка 2, породжуючи пружне ковзання та відставання веденого котка від ведучого. Величина $\varepsilon = (V_1 - V_2) / V_1$ називається коефіцієнтом пружного ковзання котків. Для сталевих котків $\varepsilon \approx 0,002$; для текстоліту по сталі $\varepsilon \approx 0,01$; а для гуми по сталі $\varepsilon \approx 0,03$.

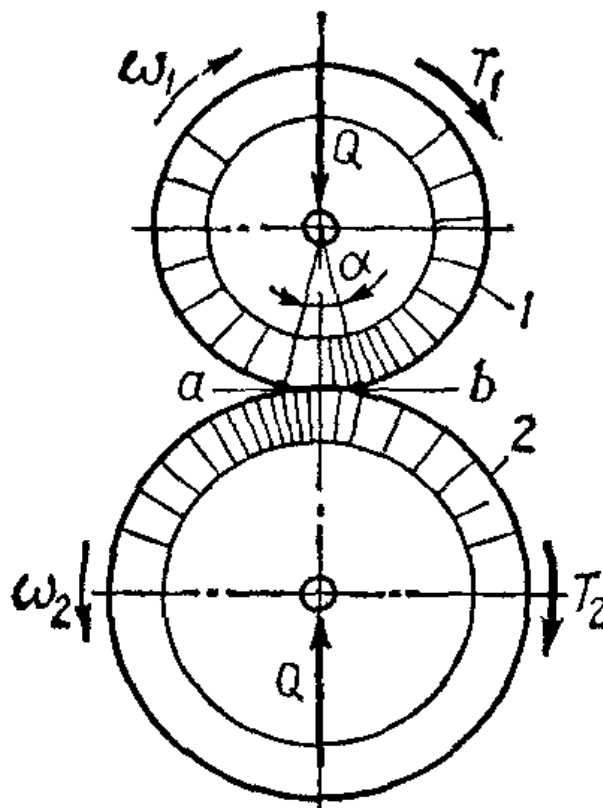


Рис. 2.29. Схема пружної деформації циліндричних котків

Геометричне ковзання розглянемо на прикладі контакту котків лобової передачі (рис. 2.30).

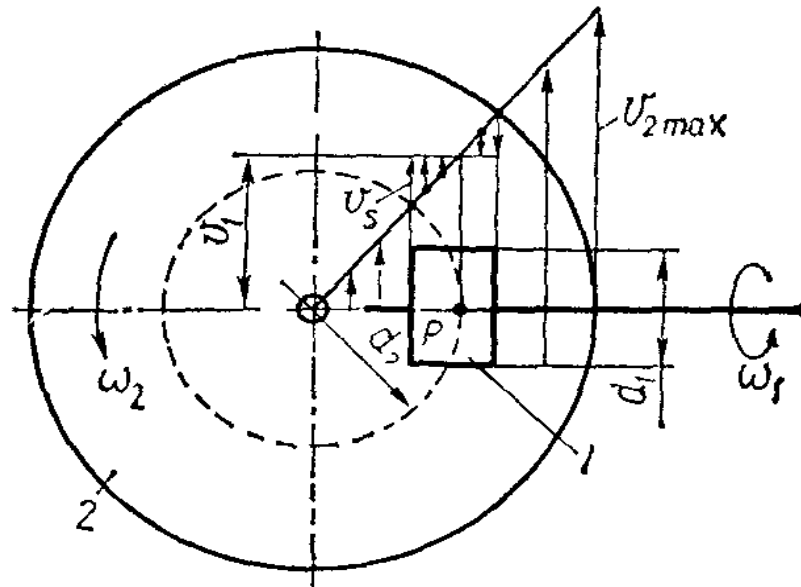


Рис. 2.30. Схема геометричного ковзання циліндричних котків фрикційної лобової передачі

Котки 1 і 2 обертаються у взаємно перпендикулярних площинах. Циліндрична поверхня котка 1 контактує з плоскою торцевою площиною котка 2. Колова швидкість точок на робочій поверхні котка 1 однакова на всій ширині і дорівнює V_1 . Швидкість V_2 різних точок поверхні веденого котка 2 змінюється пропорційно відстані цих точок від осі обертання. Якщо буксування немає, то швидкості V_1 та V_2 на лінії контакту повинні бути рівними між собою. Однак рівність швидкостей можна дістати тільки для однієї точки лінії контакту – полюса кочення Р. Через полюс кочення проходить розрахункове коло котка 2 діаметром d_2 . В інших точках лінії контакту спостерігається ковзання із швидкістю $V_s = V_1 - V_2$. Швидкість ковзання у точках лінії контакту котків змінюється за модулем і напрямом (вектора V_s на рис. 2.30).

Полюс кочення Р знаходиться на середині лінії контакту тільки при холостому режимі роботи. У процесі навантаження полюс кочення зміщується від середини на деяку відстань. Раціональними є фрикційні передачі, в яких немає геометричного ковзання.

Вимоги до матеріалів фрикційних котків: високий модуль пружності для зменшення пружного ковзання та втрат потужності на перекошування котків; високий коефіцієнт тертя ковзання; висока контактна міцність та стійкість проти спрацювання для забезпечення необхідної довговічності передачі.

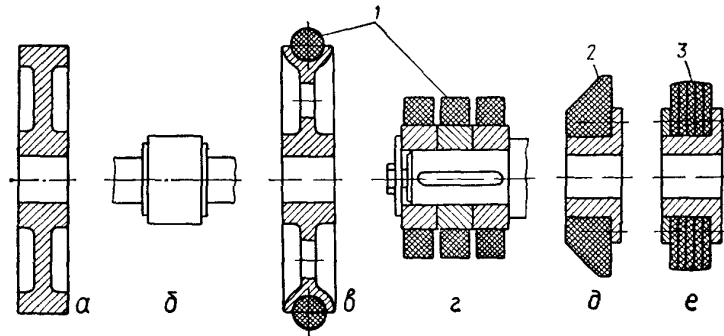


Рис. 2.31. Види конструкцій котків фрикційних передач

Металеві котки мають дискову форму, а котки малих діаметрів виготовляють разом із валом (рис. 2.31, а, б). Котки з неметалевих матеріалів мають комбіновану конструкцію (рис. 2.31, в-е): маточина з чавуну або сталі призначена для закріплення дисків або кілець із гуми 1, текстоліту 2, деревини чи шкіри 3.

На рис. 2.32, а, б показані схеми натискних пристроїв, що забезпечують силу притискання котків за допомогою стиснутої пружини і за допомогою ваги тягарця на важелі. Автоматичне регулювання за допомогою гвинтового пристрою (рис. 2.32, в) або пристрою з самозатяжним кільцем (рис. 2.32,г) (холостий ролик 1 та масивне кільце 2).

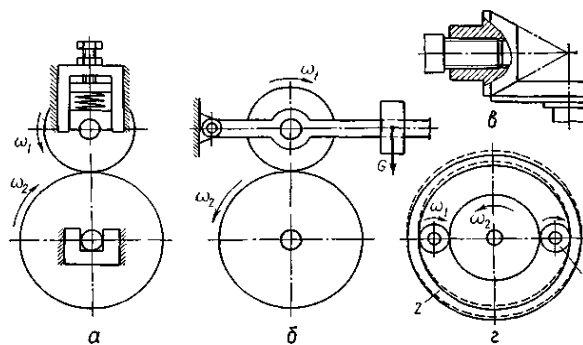


Рис. 2.32. Конструкції натискних пристроїв

Питання для самоконтролю

1. Яка будова і принцип дії фрикційної передачі?
2. Які недоліки фрикційної передачі?
3. Дайте класифікацію фрикційних передач.
4. Поясніть причину кінематичних похибок фрикційної передачі.
5. Як визначають коефіцієнт пружного ковзання.
6. Поясніть поняття пружного ковзання.
7. Поясніть поняття геометричного ковзання.
8. Що називають полюсом кочення?
9. Поясніть конструктивні рішення котків.
10. Поясніть принцип дії притискних пристроїв.

2.7.1. Види руйнування котків і критерії розрахунку

При обкочуванні котків зона контакту постійно змінюється, тому контактні напруження мають циклічний характер, тобто в кожній точці робочої поверхні котка один цикл зміни напружень відбувається за один оберт. При змащенні металевих котків руйнування робочих поверхонь відбувається внаслідок втомного викришування. При роботі котків беззмащування руйнування здійснюється внаслідок відшаровування частинок матеріалу. Щоб попередити руйнування металевих котків, необхідно обмежувати контактні напруження на робочих поверхнях.

Рекомендації для визначення допустимих контактних напружень для котків фрикційних передач та допустимі тиски наведені у табл. 2.23

Через відсутність різниці в розрахунках циліндричних фрикційних передач із зовнішнім (рис. 2.33, а) та внутрішнім (рис. 2.33, б) дотиканням розглянемо ці розрахунки одночасно.

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків d_1 та d_2 , міжосьова відстань a і ширина котків b . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю

$$a = 0.5 \cdot (d_1 \pm d_2) \quad (2.99)$$

Таблиця 2.23

Допустимі контактне напруження та тиск для фрикційних передач

Матеріал котків	Умови роботи	Коефіцієнт тертя f	$[\sigma]_H$, МПа	$[q]$, Н/мм
Сталь — сталь	Із мастилом	0,05	(2,5—3,0) НВ	—
Чавун — чавун	Те саме	0,05	1,5 σ_B	—
Сталь — сталь	Без мастила	0,12—0,15	(1,2—1,5) НВ	—
Текстоліт — сталь, чавун	Те саме	0,20—0,25	—	50—80
Фібра — сталь, чавун	» »	0,15—0,20	—	35—40
Шкіра — чавун	» »	0,25—0,35	—	15—25
Гума — сталь, чавун	» »	0,45—0,60	—	10—30

Примітки: 1. Для чавунних котків σ_B — границя міцності при згині.
2. Допустимі контактні напруження наведені для лінійного контакту котків. При точковому контакті $[\sigma]_H$ приблизно у 1,5 раза вищі, ніж дані в таблиці значення.

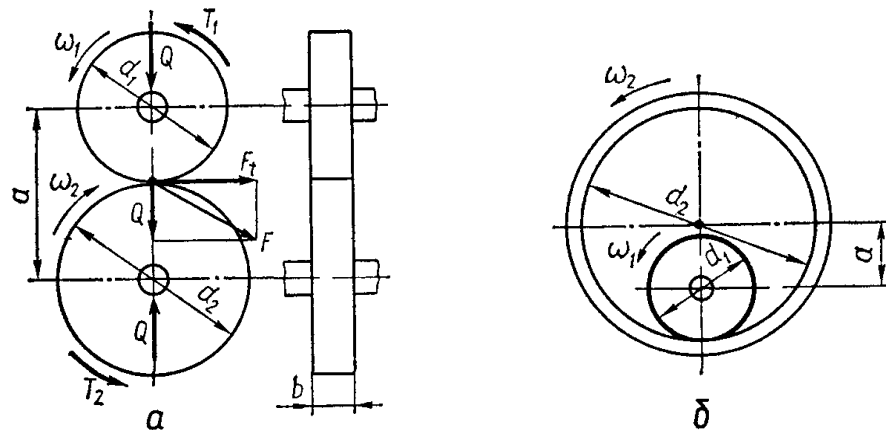


Рис.2.33. Параметри та навантаження на елементи фрикційних передач

Знак (плюс) належить до передачі із зовнішнім дотиканням котків, а нижній знак (мінус) — до передачі із внутрішнім дотиканням котків.

Ширину котків b обчислюють за формулою

$$b = \psi_a \cdot a, \quad (2.100)$$

де $\psi_a = 0,20 \dots 0,40$ – коефіцієнт ширини котків. Більші значення ψ_a для точно виготовлених закритих передач, а менші – для менш точних відкритих передач.

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків ω_1 і ω_2 та передаточне число. Передаточне число u можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання:

$$V_1(1-\varepsilon) = V_2; \omega_1 d_1(1-\varepsilon) / 2 = \omega_2 d_2 / 2; u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / [d_1(1-\varepsilon)] \quad (2.101)$$

Так як коефіцієнт пружного ковзання невеликий ($\varepsilon \leq 0,03$), то у розрахунках силових фрикційних передач приймають:

$$u = d_2 / d_1. \quad (2.102)$$

Інші співвідношення між параметрами циліндричної фрикційної передачі, які використовують у розрахунках, такі:

$$a = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0,5d_1(u \pm 1); d_1 = 2a/(u \pm 1); d_2 = 2au/(u \pm 1) \quad (2.103)$$

Питання для самоконтролю

1. Яка бувають види руйнувань сталевих котків?
2. Як визначають міжосьову відстань?
3. Як визначають ширину котків?
4. Як визначають передаточне число фрикційної передачі?
5. Які існують співвідношення між геометричними параметрами фрикційної передачі?

2.7.2. Сили в циліндричних фрикційних передачах

Щоб попередити буксування котків необхідно забезпечити умову

$$F_s > F_t, \quad (2.104)$$

де F_s – сила тертя у контакті котків;

F_t – колова сила на котках.

Враховуючи, що $F_s = Qf$ і $F_t = 2T_1/d_1$, а також беручи до уваги коефіцієнт запасу зчеплення котків K , умову записують у вигляді:

$$Qf = 2T_1 K / d_1, \quad (2.105)$$

де T_1 – обертальний момент на ведучому валу. Рівність (2.105) дозволяє визначити силу притискання котків Q , яка забезпечує відсутність проковзування:

$$Q = 2T_1 K / (d_1 f) \quad (2.106)$$

Коефіцієнт запасу зчеплення приймають: $K = 1,3 \dots 1,5$ – для силових передач $K = 2,5 \dots 3,0$ – для кінематичних передач.

Сила, що передається на вали фрикційної передачі обчислюється за формулою

$$F = \sqrt{Q^2 + F_t^2} \quad (2.107)$$

Сила F враховується у розрахунку валів, а сила Q – у розрахунку котків на міцність та розрахунку натискного пристрою.

Питання для самоконтролю

1. За якої умови відсутнє буксування котків?
2. Який показник так позначається F_s ?
3. Як визначають силу притискання котків?
4. Як визначають силу тиску на вали фрикційної передачі?
5. Де враховують сили F і Q ?

2.7.3. Розрахунок котків на міцність

Умова контактної міцності робочих поверхонь металевих котків:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H, \quad (2.108)$$

Умова обмеження тиску для забезпечення стійкості до спрацювання неметалевих котків:

$$q \leq [q] \quad (2.109)$$

Максимальне контактне напруження обчислюється за формулою Герца при лінійному дотиканні деталей

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{2 \cdot \rho_{np}}} \quad (2.110)$$

Розрахунковий тиск по довжині контакту котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b = 2 \cdot T_1 \cdot K \cdot K_\beta / (d_1 \cdot f \cdot b), \quad (2.111)$$

де $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині котків.

Зведена кривина робочих поверхонь котків

$$\frac{1}{\rho_{gh}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1} \pm \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \left(1 \pm \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_1} \cdot \frac{u \pm 1}{u} \quad (2.112)$$

Остаточні умови міцності, що використовуються для перевірного розрахунку: а) для металевих котків

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{[Q \cdot K_\beta / (b \cdot d_1)] \cdot (u \pm 1) / u} \leq [\sigma]_H; \quad (2.113)$$

б) для неметалевих котків

$$q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q], \quad (2.114)$$

де Z_M – коефіцієнт, який враховує властивості матеріалів котків: $Z_M = 275$ МПа – для сталевих котків; $Z_M = 210$ МПа – для чавунних котків і $Z_M = 235$ МПа – для поєднання чавун – сталь. При невиконанні умов необхідно збільшити ширину b котків.

Формули проектного розрахунку циліндричних фрикційних передач:

а) передачі з металевими котками

$$a \geq K_M \cdot (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{T_1 \cdot K_{\beta_1} / (u \cdot \psi_a \cdot f \cdot [\sigma]_H^2)}; \quad (2.115)$$

б) передачі з неметалевими котками

$$a \geq K_H \cdot \sqrt{T_1 \cdot K_{\beta_1} \cdot (u \pm 1) / (\psi_a \cdot f \cdot [q])}, \quad (2.116)$$

де $K_M = \sqrt{0.5 \cdot 10^3 \cdot K \cdot Z_M^2}$ – допоміжний коефіцієнт для металевих котків (при $K = 1,3$): $K_M = 370$ МПа^{1/3} – для сталевих котків; $K_M = 300$ МПа^{1/3} – для чавунних котків; $K_M = 330$ МПа^{1/3} – для поєднання чавун – сталь;

$K_H = \sqrt{10^3 \cdot K}$ – допоміжний коефіцієнт для неметалевих котків: $K_H = 36$ – для силових фрикційних передач ($K = 1,3$); $K_H = 50$ – для кінематичних передач ($K = 2,5$).

За визначеним значенням a обчислюють діаметри котків d_1 і d_2 , ширину котків b та необхідну силу притискання котків Q .

Питання для самоконтролю

1. Умова контактної міцності робочих поверхонь металевих котків?
2. Яка умова обмеження тиску для забезпечення стійкості до спрацювання неметалевих котків?
3. Запишіть формулу Герца.
4. Яка остаточна умова міцності для металевих котків?
5. Для яких обчислень використовують величину міжосьової відстані?

2.8. Безступінчасті передачі

Фрикційні варіатори – це механічні передачі, що забезпечують плавне безступеневе регулювання швидкості обертання веденого вала при постійній швидкості обертання ведучого вала.

Варіатори призначені для передавання невеликих потужностей (не більше ніж 20 – 30 кВт), хоча відомі конструкції для потужностей 100 кВт і більше. Вони використовуються в приводах метало- та деревообробних верстатів, пресів, конвейєрів, у машинах хімічної, текстильної та паперової промисловості, а також у приладобудуванні.

За конструкцією та принципом дії фрикційні варіатори умовно можна поділити на дві групи: варіатори з безпосереднім контактом ведучої та веденої ланки та варіатори з проміжними ланками.

Принципові схеми деяких видів фрикційних варіаторів зображені у табл. 2.24. Лобовий варіатор призначений для плавної зміни частоти обертання веденого вала та реверсування напряму обертання (рис. 2.34)

У торових варіаторів на ведучому і веденому співвісних валах посаджені два диска зі сферичною робочою поверхнею. Обертальний рух між дисками передається за допомогою двох проміжним роликів, шарнірно закріплених на своїх осях (схоже з підвіскою маятника). Зміна передаточного числа відбувається шляхом одночасного повороту проміжних роликів навколо своїх осей. Недоліком торових варіаторів є необхідність точного монтажу.

У клинопасових варіаторах на паралельних валах посаджені розсувні зрізані конуси вершинами назустріч (схожі до шківів). Обертальний рух між конусами передається за допомогою паса. Зміна передаточного числа здійснюється зближенням однієї пари конусів і віддаленням іншої.

Основною характеристикою варіатора є його діапазон регулювання D – це відношення максимальної кутової швидкості $\omega_{2\max}$ веденого вала до мінімальної кутової швидкості $\omega_{2\min}$ при постійній швидкості ω_1 обертання ведучого вала:

$$D = \omega_{2\max} / \omega_{2\min} \quad (2.117)$$

Враховуючи, що $\omega_{2\max} = \omega_1 / u_{\min}$ та $\omega_{2\min} = \omega_1 / u_{\max}$, діапазон регулювання варіатора можна подати і через максимальне та мінімальне передаточне число

$$D = u_{\max} / u_{\min} \quad (2.118)$$

З умови рівності кутових швидкостей точки контакту ведучого котка та веденого диску отримують проміжні значення передаточного числа:

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad \text{або} \quad u = \omega_1 / \omega_2 = r_1 / r_2 \quad (2.119)$$

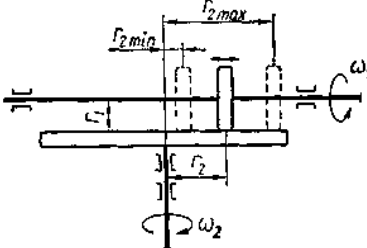
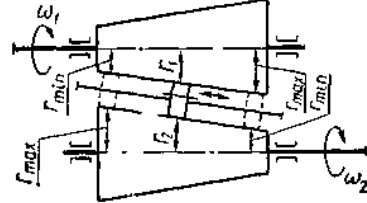
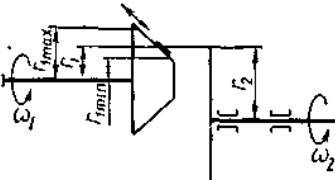
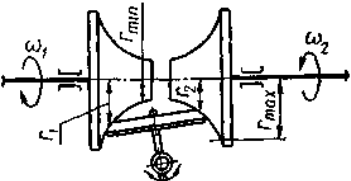
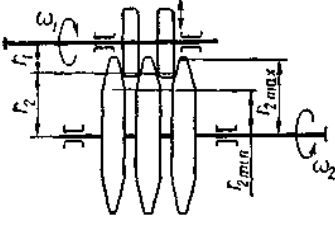
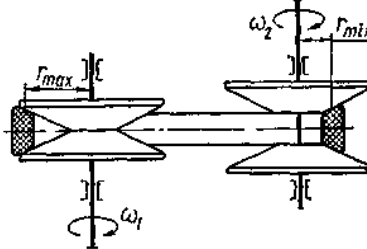
Максимальне та мінімальне передаточні числа

$$u_{\max} = r_{2\max} / r_1 ; u_{\min} = r_{2\min} / r_1 \quad (2.120)$$

Діапазон регулювання лобового варіатора

$$D = u_{\max} / u_{\min} = r_{2\max} / r_{2\min} \quad (2.121)$$

Принципові схеми варіаторів

Варіатори з безпосереднім дотиканням ведучої та веденої ланок	Варіатори з проміжними ланками
<p>Лобовий</p> 	<p>Конусний із проміжним диском</p> 
<p>Конусний</p> 	<p>Торовий</p> 
<p>Дисковий</p> 	<p>Клинопасовий із розсувними конусами</p> 

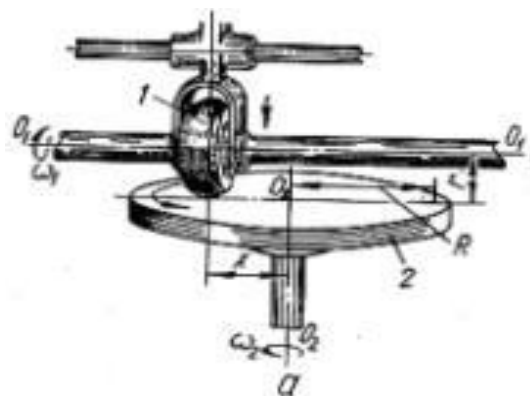


Рис. 2.34. Загальний вигляд лобового варіатора:

1 – ролик;

2 – диск.

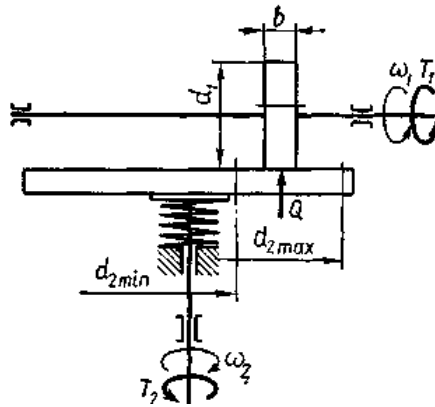


Рис. 2.35. Розрахункова схема лобового варіатора

Лобові варіатори мають діапазон регулювання $D = 2 \dots 4$. Конусні варіатори мають діапазон регулювання $D = r_{1max} / r_{1min} \leq 3$. Діскові варіатори мають діапазон регулювання $D = r_{2max} / r_{2min} \leq 2$.

Питання для самоконтролю

1. Який механізм називають варіатором?
2. Яка будова і принцип дії конусного варіатора з проміжним диском?
3. Яка будова і принцип дії торового варіатора?
4. Яка будова і принцип дії варіатора з розсувними конусами?
5. Яка будова лобового варіатора?
6. Як визначають проміжні значення передаточних чисел?
7. Як визначають мінімальне і максимальне передаточні числа?
8. Поясніть принцип дії лобового варіатора.
9. Як визначають діапазон регулювання лобового варіатора?
10. Як визначають діапазон регулювання дискового варіатора?

2.9. Пасові передачі

Пасова передача призначена для передавання обертального руху між валами за рахунок сили тертя. Вона складається з ведучого і веденого шківів

і приводного паса , що розміщується на шківів із попереднім натягом (рис.2.36). Ділянка паса, що набігає на ведучий шків, називається ведучою віткою паса, а ділянка, що набігає на ведений шків, називається веденою віткою. Попередній натяг пасів створюється за рахунок пружного розтягу при одяганні на шківів або застосуванням натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківів через можливість проковзування паса на шківів, тому в кінематично точних приводних механізмах не застосовують. Область використання – передавання потужностей у діапазоні 0,2–50 кВт..

Передаточні числа пасових передач 2... 5, іноді до 10. Оптимальні пасові передачі з $u \leq 4$. Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси допускають при понижений довговічності швидкості до 100 м/с. ККД становить 0,90 ... 0,97.

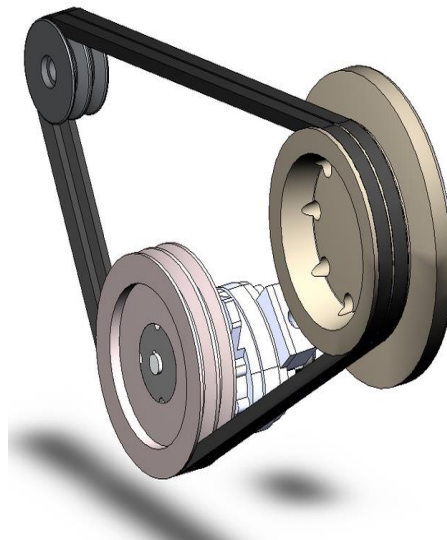


Рис. 2.36 Загальний вигляд клинопасової передачі

Класифікують за формою поперечного перерізу паса, просторовим розміщенням валів і призначенням (табл. 2.25).

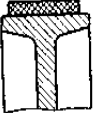
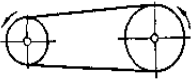
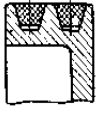
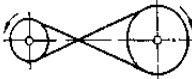
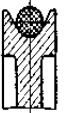
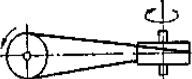
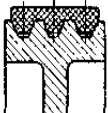
Недоліки передачі:

- великі габарити;
- змінне передаточне число;

- підвищення навантаження опор валів;
- низька довговічність приводних пасів (у межах 1000 – 5000 год).

Таблиця 2.25

Основні типи пасових передач

Передача за формою поперечного перерізу паса	За розміщенням валів та призначенням	
	Передача	Призначення
Плоскопасова 	Відкрита 	Використовується при паралельному розміщенні валів та однаковому напрямі їхнього обертання
Клинопасова 	Перехресна 	Застосовується при паралельному розміщенні валів та протилежному напрямі їхнього обертання
Круглопасова 	Непівперехресна 	Використовується у разі передавання руху між валами, осі обертання яких мимобіжні в просторі
З полікліновим пасом 	Багатошківня із натяжним роликком 	Застосовується для передавання руху кільком паралельно розміщеним валам із можливістю регулювання натягу паса

Тяговий орган, – приводний пас, – є основним елементом, який визначає працездатність та довговічність передачі. Вимоги до приводних пасів: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківками; міцність, стійкість до спрацювання та довговічність; малий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ДСТ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ДСТ 18679–73) та паси із синтетичних матеріалів. Гумотканинні паси виготовляються типів А, Б і В із шарів прогумованої тканини. Нарізні паси типу А (рис. 2.37,а) мають декілька шарів тканини, між якими розміщені прошарки з гуми. У пошарове загорнутих пасах типу Б (рис. 2.37, б) центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими

прокладками із взаємно зміщеними стиками. Спіральне загорнуті паси типу В (рис. 2.37, в) виготовляють із тканини без прошарків між прокладками.

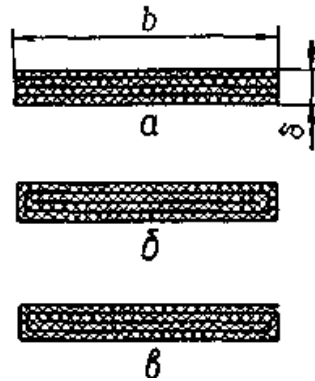


Рис. 2.37. Перерізи плоских гумотканинних пасів

Допустима найбільша швидкість для пасів типу А–30 м/с, типу Б–20 м/с і типу В–15 м/с.

Бавовняні суцільноткані паси використовують для передачі невеликої потужності при швидкостях до 25 м/с. Шкіряні паси використовують для передавання малих та середніх потужностей при швидкостях до 45 м/с. Паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів працюють при швидкостях до 80 м/с і потужності до 3000 кВт.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ДСТ 1284.1–89) для двох типів: кордтканинних та кордшнурових. Кордтканинні клинові паси (рис. 2.38, а) складаються з декількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є елементом, що передає навантаження (розміщена симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4. Кордшнурові клинові паси (рис. 2.38, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів кордтканини є шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–

1,7мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.

За ДСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи перерізів, які позначаються: О(Z), А(A), Б(B), В(C), Г(D), Д(E), Е(EO). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці.

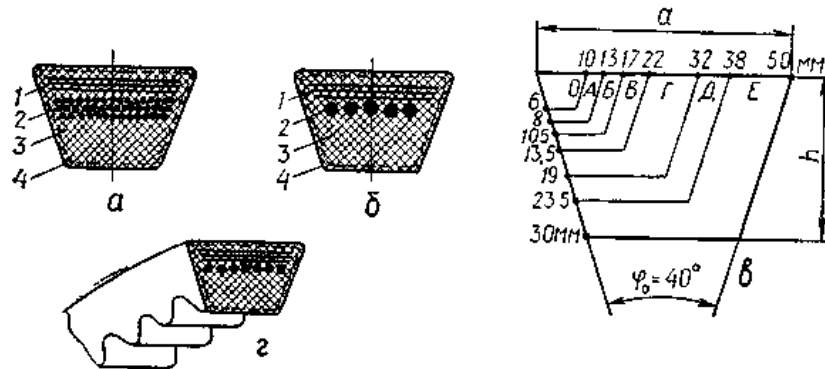


Рис. 2.38. Перерізи клинових пасів

Кордшнурові паси як більш гнучкі та довговічні використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами (рис. 2.38, г). Вузькими називають клинові паси з відношенням $a / h \approx 1,2$ (для нормального поперечного перерізу $a / h \approx 1,6$) Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж нормального, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с, умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ.

Натяжні пристрої пасових передач призначені для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі експлуатації та збільшення кутів охоплення шківків. За конструкцією та принципом дії натяжні пристрої поділяють на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

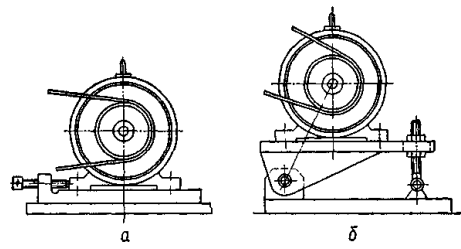


Рис.2.40. Натяжні пристрої: а) полозки; б) хиткі плити

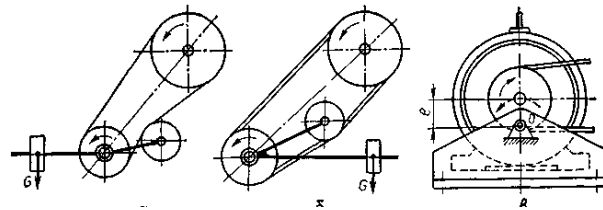


Рис. 2.41. Натяжні пристрої: натяжні ролики; відтяжні ролики; автоматичне регулювання натягу паса

Питання для самоконтролю

1. Яка будова і принцип дії пасової передачі?
2. Які вимоги до приводних пасів?
3. Як класифікують плоскі гумотканинні паси?
4. Що означають позначення O(Z), A(A) та ін.?
5. Які клинові паси називають кордотканинними?
6. Які клинові паси називають кордошнуровими?
7. Які клинові паси називають вузькими?
8. Яка власності вузьких клинових пасів?
9. Поясніть принцип дії натяжних пристроїв – полозків і хитких плит.
10. Поясніть принцип дії натяжних пристроїв–натяжних і відтяжних роликів.

2.9.1. Пружне ковзання паса та кінематика пасових передач

У процесі передачі робочого навантаження зусилля у ведучій та веденій вітках пасової передачі змінюються. Зусилля у ведучій F_1 вітці збільшується, а у веденій F_2 – зменшується, що супроводжується пружним ковзанням паса. Пружне ковзання пов'язане з тим, що сили натягу і відносне видовження віток паса неоднакові. На ведучому шківі, зусилля (у напрямі руху паса) зменшується і пас скорочується, проковзуючи на шківі. На веденому шківі зусилля (у напрямі руху) збільшується і пас видовжується, випереджуючи шків, тобто ковзає на шківі. Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а на деякій частині цих дуг β_1 та β_2 .

Дуги β_1 і β_2 називаються дугами ковзання (короткими стрілками вказано напрям ковзання точок робочих поверхонь паса щодо шківів). Дуга ковзання розміщена з боку збігання паса зі шківів, а дуга спокою – з боку набігання паса на шківів. Оскільки на дузі спокою ковзання не відбувається, то колова швидкість шківів дорівнює швидкості набігаючої вітки паса.

У ненавантаженій передачі ($T_2 = 0$) пружне ковзання відсутнє і дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується. Коли дуга ковзання досягне всієї дуги обхвату, починається буксування паса на шківі. Буксування паса в передачі завжди починається на шківі з меншим кутом обхвату.

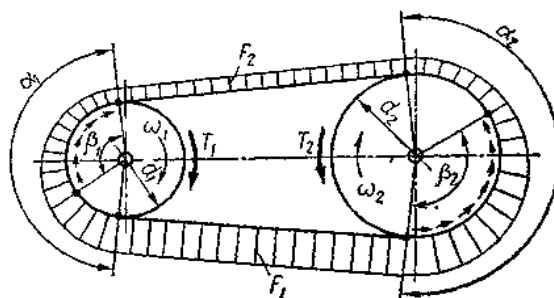


Рис. 2.42. Схема ковзання паса

Відносне пружне ковзання дорівнює різниці відносних видовжень ε_1 і ε_2 відповідно ведучої і веденої віток паса:

$$\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (2.122)$$

За законом Гука відносні видовження віток можуть бути виражені через зусилля у вітках F_1 і F_2 , площу перерізу A та модуль пружності матеріалу паса E :

$$\varepsilon_1 = F_1/(E A); \quad \varepsilon_2 = F_2/(E A), \quad (2.123)$$

де E – модуль пружності матеріалу паса;

A – площа поперечного перерізу паса.

Швидкість точок паса дорівнює коловій швидкості шківів тільки на дугах спокою. Протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів у точках із різними коловими швидкостями. Зв'язок між швидкостями обчислюється за формулою

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon) \quad (2.124)$$

Відомо, що

$$v_1 = \omega_1 d_1 / 2 \quad \text{і} \quad v_2 = \omega_2 d_2 / 2 \quad (2.125)$$

Тоді передаточне число пасової передачі

$$u = \omega_1 / \omega_2 = d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)] \quad (2.126)$$

У правильно відрегульованих пасових передачах відносне ковзання не перевищує 0,015–0,020.

Питання для самоконтролю

1. У чому зміст пружного ковзання?
2. Що означають дуги β_1 і β_2 ?
3. Як визначають кути охоплення пасом шківів?
4. Як визначають відносне пружне ковзання паса?
5. Як визначають передаточне число пасової передачі?

2.9.2. Сили та напруження у вітках пасових передач

На рис. 2.43, а показана пасова передача без навантаження ($T_1 = T_2 = 0$) і в стані спокою. Тут вітки паса навантажені тільки зусиллям попереднього натягу F_0 яке створює в довільному поперечному перерізі площею A паса напруження попереднього натягу

$$\sigma_0 = F_0/A. \quad (2.127)$$

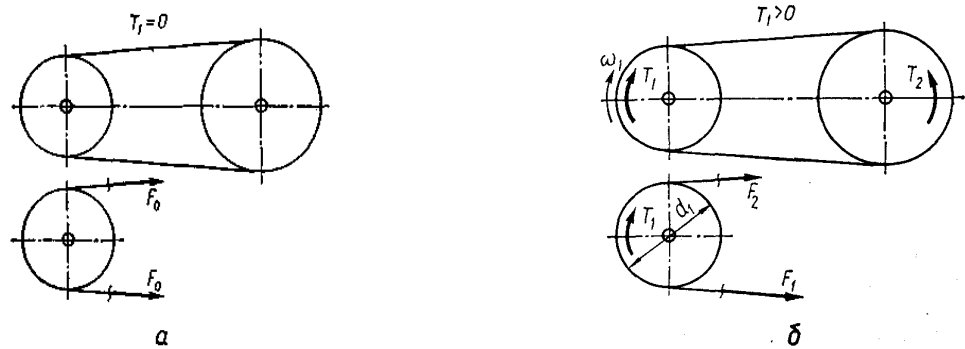


Рис. 2.43. Розрахункові схеми пасової передачі:

а) без навантаження; б) з навантаженням

Після прикладення навантаження зусилля у вітках паса змінюється (рис. 2.43, б): у ведучій вітці збільшується і стає F_1 а у веденій зменшується і стає F_2 .

За умовою рівноваги шківів:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot d/2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (2.128)$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила на шківі або корисне навантаження паса.

Додаткове витягування ведучої вітки компенсується однаковим скороченням веденої вітки. Збільшення зусилля у ведучій вітці на ΔF забезпечує зменшення зусилля у веденій вітці на ΔF , тобто

$$F_1 = F_0 + \Delta F; \quad F_2 = F_0 - \Delta F \quad (2.129)$$

Тому

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (2.130)$$

Отже

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (2.131)$$

Однак рівняння (3.131) не розкриває тягової здатності передачі, яка пов'язана з силами тертя. З метою врахування сил тертя використовують рівняння Ейлера для гнучкої нерозтяжної нитки:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (2.132)$$

де e – основа натурального логарифму;

α – кут обхвату;

f – приведений коефіцієнт тертя.

Напруження в поперечних перерізах ведучої та веденої віток паса:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5\sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5\sigma_t, \quad (2.133)$$

де $\sigma_t = F_t/A$ – напруження в пасі від робочого навантаження.

Сила натягу паса F_v від дії відцентрових сил обчислюється за формулою

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2 \quad (2.134)$$

Напруження в поперечних перерізах паса від дії на нього відцентрових сил

$$\sigma_v = 10^{-6} \rho v^2, \quad (2.135)$$

де ρ – кг/м³; v – м/с; A – м²; σ_v – МПа; F_v – Н.

Для клинових пасів, які мають густину $\rho = 1150$ кг/м³ мінімальне напруження попереднього натягу $\sigma_0 = 1,2$ МПа, $v_{кр} = 32,3$ м/с. Якщо швидкість клинового паса $v < 10$ м/с, то $F_v \leq 0,1 F_0 \text{ min}$.

При обгинанні шківів у перерізах паса виникають напруження згину (рис. 2.44).

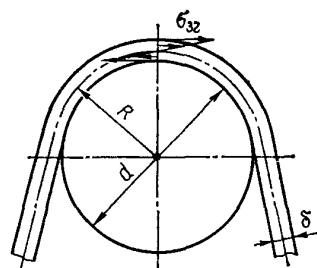


Рис. 2.44. Напруження згину в пасі

Напруження згину в пасі обчислюють за формулою

$$\sigma_{зг} = E \cdot \delta/2, \quad (2.136)$$

де E – модуль пружності матеріалу паси.

В усіх перерізах паси навантаженої передачі діє напруження σ_v ; у перерізах ведучої вітки – напруження σ_1 , у перерізах веденої вітки – напруження σ_2 , різниця між якими дорівнює напруженню σ_t від корисного навантаження; у перерізах паси, розміщених на шківках, діють напруження $\sigma_{зг1}$ та $\sigma_{зг2}$. Епюра розподілу напружень по довжині паси наведена на рис. 2.45.

Максимальне напруження у ведучій (нижній) вітці в перерізі паси, який набігає на менший ведучий шків:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{зг1} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{зг1} \quad (2.137)$$

Мінімальне напруження у перерізах веденої (верхньої) вітки паси:

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 + \sigma_v = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v \quad (2.138)$$

Сили натягу віток паси передаються на вали передачі та їхні опори.

Рівнодійну R сил натягу F_1 та F_2 віток обчислюють за формулою

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 \cdot F_2 \cdot \cos 2\beta} \approx 2F_0 \sin(\alpha/2) \quad (2.139)$$

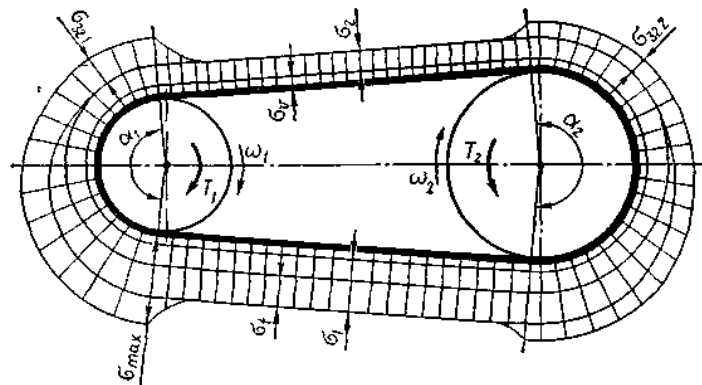


Рис. 2.45. Епюра напружень у пасі

Питання для самоконтролю

1. Поясніть розрахункові схеми пасової передачі.
2. Як визначаються напруження у вітках паси?

3. Як утворюються в пасі напруження згину?
4. Поясніть епіюру напружень пасової передачі.
5. Як визначають максимальне напруження у ведучій вітці паса?

2.9.3. Розрахунок пасових передач на тягову здатність і довговічність

Критеріями працездатності пасових передач є: тягова здатність або міцність зчеплення паса зі шківками та довговічність паса. Якщо не буде забезпечено перший критерій, пас почне буксувати, а якщо другий, – пас буде швидко спрацьовуватися. Основним є розрахунок на тягову здатність.

Для розрахунку паса на тягову здатність дослідним шляхом встановлюється взаємозв'язок відносного ковзання ϵ паса та ККД передачі η із коефіцієнтом тяги ϕ (рис. 2.46). ϕ – це відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі:

$$\phi = F_t / (F_1 + F_2) = F_t / (2F_0) = \sigma_t / 2\sigma_0 \quad (2.140)$$

За параметром ϕ можна визначити частину попереднього натягу F_0 , яка використовується для передавання корисного навантаження F_t , тобто характеризує ступінь завантаженості передачі. Графіки, що зображені на рис.2.46, називаються кривими ковзання та ККД пасової передачі. Зі збільшенням корисного навантаження F_t , для заданого попереднього натягу паса F_0 , (збільшення коефіцієнта тяги ϕ від 0 до ϕ_0), відбувається пружне ковзання паса. Подальше збільшення навантаження F_t створює часткове буксування паса, а при $\phi > \phi_{\text{тах}}$ – повне буксування паса на шківі.

У межах $\phi_0 - \phi_{\text{тах}}$ спостерігаються пружне ковзання і буксування паса (розділені продовженим штриховою лінією). Робоче навантаження в передачі вибирають близьким до критичного значення коефіцієнта тяги ϕ_0 , бо йому відповідає максимальне значення ККД η передачі. Для плоскострижневих передач $\eta_{\text{тах}} = 0,97 \dots 0,98$, а для клинопасових передач $\eta_{\text{тах}} = 0,94 \dots 0,96$.

Роботу пасової передачі в зоні часткового буксування допускають тільки при короткочасних перевантаженнях, наприклад при пуску передачі. В цій зоні ККД різко спадає за рахунок збільшення втрат на ковзання паса і пас швидко спрацьовується. Часткове буксування характеризує здатність передачі сприймати короткочасні перевантаження. Відношення $\varphi_{\text{тах}} / \varphi_0$ для різних пасів: плоских гумотканинних – 1,15...1,30; клинових – 1,50...1,60.

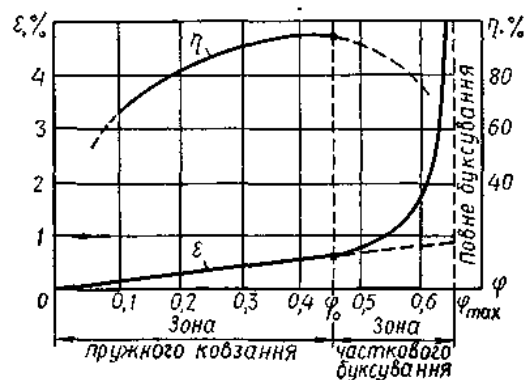


Рис. 2.46. Криві ковзання та ККД пасової передачі

Середні значення критичного коефіцієнта тяги φ_0 , які одержують експериментальним шляхом, для пасів: гумотканинних; клинових – 0,7.

За критичним коефіцієнтом тяги φ_0 визначають оптимальне корисне навантаження F_{t0} при попередньому натягу F_0 віток:

$$F_{t0} = 2 F_0 \cdot \varphi_0. \quad (2.141)$$

При малих значеннях F_0 будемо мати малу корисну силу F_{t0} , зате високу довговічність паса і, навпаки, при високих значеннях F_0 – недостатню довговічність паса та значні навантаження на вали передачі й опори. Розроблені рекомендації для вибору F_0 або σ_0 , що забезпечують тягову здатність паса та допустиму довговічність.

Попередня оцінка довговічності паса виконується за умовою обмеження кількості пробігів паса і за одиницю часу, с^{-1}

$$i = v / l \leq [i] \quad (2.142)$$

де v – швидкість паса, м/с; l – довжина паса, м.

Допустима кількість пробігів паса:

$[i] = (5... 6) \text{ с}^{-1}$ для плоских гумотканинних пасів;

$[i] = (12... 15) \text{ с}^{-1}$ для клинових пасів.

Якщо умова (21.29) виконується, то вважають довговічність паса задовільною. Підвищити довговічність паса можна збільшенням міжосьової відстані передачі.

Руйнування пасів зумовлене явищами втоми матеріалу паса, тому використовують рівняння кривої втоми:

$$\sigma_{\max}^m \cdot N = \sigma_N^m \cdot N_0 \quad (2.143)$$

де σ_{\max} – максимальне напруження у пасі;

N – загальна кількість циклів зміни напружень до руйнування паса;

σ_N – обмежена границя витривалості паса при базі випробувань $N_0=10^7$;

m – показник степені кривої втоми паса.

Якщо позначити термін служби паса h , год, та припустити, що за один пробіг паса кількість циклів напружень n (n – кількість шківів у передачі), то загальна кількість циклів зміни напружень до руйнування паса

$$N = 3600 \cdot i \cdot n \cdot h \cdot v, \quad (2.144)$$

де v – коефіцієнт, що враховує різний ступінь впливу напружень згину в пасі на малому та більшому шківках: $v = 1$ при $u = 1$; $v = 0,8$ при $u = 1,5$; $v = 0,6$ при $u = 2$; $v = 0,5$ при $u = 3$.

Термін служби паса:

$$h = 10^7 (\sigma_N / \sigma_{\max})^m / (3600 \cdot i \cdot n \cdot v) \quad (2.145)$$

Залежність дозволяє виконати порівняльну оцінку довговічності пасів різних варіантів пасових передач та проаналізувати вплив окремих складових максимального напруження на довговічність пасів. Середній термін служби пасів згідно з ДСТ 1284.2–89 становить 2000 год.

До пасових передач умовно (за назвою тягового органу) належать зубчасто-пасові передачі, бо їх принцип дії зачеплення, а не тертя. Плоский пас цієї передачі на внутрішньому боці має зуби трапецієподібної форми, а

шків – відповідні западини на ободі. Передаточне число зубчасто-пасової передачі досягає 12, а ККД 0,92 ...0, 98.

Питання для самоконтролю

1. Як визначають коефіцієнт тяги?
2. Поясніть графіки кривих ковзання і ККД пасової передачі.
3. Як записують умову обмеження кількості пробігів паса?
4. Як визначають термін служби паса?
5. Які особливості зубчасто-пасових передач?

Тестові завдання

<p>РОЗДІЛ 2. ОСНОВНІ ВИДИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ</p> <p>2.1. Циліндричні зубчасті передачі</p> <p>1. Зубчасті передачі називають циліндричними за ознакою</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зуба <input type="checkbox"/> маточини <input type="checkbox"/> диска <input type="checkbox"/> зубчастого вінця <p>2. Ознаки поняття шестірня</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ведений елемент <input type="checkbox"/> ведучий елемент <input type="checkbox"/> узагальненність <input type="checkbox"/> рух <p>3. До складу цівкової передачі входить</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> корона <input type="checkbox"/> коронне колесо <input type="checkbox"/> ротор <input type="checkbox"/> клітка <p>4. Причина шуму в прямозубій передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> заїдання <input type="checkbox"/> тиск <input type="checkbox"/> удари <input type="checkbox"/> температура <p>5. Яка ознака внутрішньої передачі?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> збоку обода <input type="checkbox"/> зверху обода <input type="checkbox"/> знизу обода <input type="checkbox"/> всередині обода <p>6. Плавність входу в зачеплення косозубих передач є причиною</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> безшумності <input type="checkbox"/> збільшення шуму <input type="checkbox"/> зменшення шуму <input type="checkbox"/> 1 або 3 	<p>7. Для визначення передаточного числа необхідно знайти відношення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> z_1 і z_2 <input type="checkbox"/> z_2 і z_1 <input type="checkbox"/> z_2 і v_1 <input type="checkbox"/> v_1 і z_2 <p>8. Ознака гвинтових передач</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> гвинт <input type="checkbox"/> гайка <input type="checkbox"/> перетин осей <input type="checkbox"/> мимобіжні осі <p>9. Опір у зачепленні, опорах, мастилі, розбризуванню мастила – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> явища <input type="checkbox"/> ефекти <input type="checkbox"/> втрати <input type="checkbox"/> втрати потужності <p>10. $\operatorname{ctg} \alpha_2$ – це ... гвинтової передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> передаточне числ <input type="checkbox"/> передаточне відношення <input type="checkbox"/> кут зачеплення <p>2.1.1. Геометричні параметри циліндричних зубчастих коліс</p> <p>11. У косозубих коліс для вимірювання кроку зубів вибирають напрями</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нормаль <input type="checkbox"/> торець колеса <input type="checkbox"/> твірна обода <input type="checkbox"/> 1, 2, 3 <p>12. Коловий крок поділений на π – це ... модуль</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коловий <input type="checkbox"/> нормальний <input type="checkbox"/> осьовий <input type="checkbox"/> 1 або 3 	<p>13. Нормальний крок поділений на π – це ... модуль</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коловий <input type="checkbox"/> нормальний <input type="checkbox"/> осьовий <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>14. Осьовий крок поділений на π – це ... модуль</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коловий <input type="checkbox"/> нормальний <input type="checkbox"/> осьовий <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>15. d, d_a, d_f – це ... параметри</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> силові <input type="checkbox"/> кінематичні <input type="checkbox"/> геометричні <input type="checkbox"/> енергетичні <p>16. Ознака початкового кола – належність</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зубу <input type="checkbox"/> шестірні <input type="checkbox"/> зубчастій передачі <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>17. $d_a = z(m + 2)$ – це формула ... діаметра</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильного <input type="checkbox"/> кола вершин <input type="checkbox"/> кола западин <input type="checkbox"/> початкового <p>18. $d_f = z(m - 2,5)$ – це формула ... діаметра</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильного <input type="checkbox"/> кола вершин <input type="checkbox"/> кола западин <input type="checkbox"/> основного <p>19. $d = d_w = m_f z = m z / \cos \beta$ – це формули для визначення ... діаметра косозубої передачі.</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильного <input type="checkbox"/> кола вершин <input type="checkbox"/> кола западин <input type="checkbox"/> основного
---	---	--

<p>20. $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> сумарна кількість <input type="checkbox"/> коефіцієнт <input type="checkbox"/> коригування <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>2.1.2. Сили в зачепленні циліндричних коліс</p> <p>21. Напрямок рівнодіючої розподіленої по довжині лінії контакту зуба</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> T – T <input type="checkbox"/> S – S <input type="checkbox"/> N – N <input type="checkbox"/> 1 або 2 <p>22. Яка кількість складових рівнодіючої сили косозубої передачі?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> три <input type="checkbox"/> дві <input type="checkbox"/> шість <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>23. Яка кількість складових рівнодіючої сили прямозубої передачі?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> дві <input type="checkbox"/> три <input type="checkbox"/> одна <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>24. По дотичній направлена сила</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тяги <input type="checkbox"/> колова <input type="checkbox"/> осьова <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>25. Обертальний момент сид опору використовують для визначення ... сили</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колової <input type="checkbox"/> тяги <input type="checkbox"/> осьової <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>26. Осьова сила</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тисне на опори <input type="checkbox"/> згинає вал <input type="checkbox"/> корисна 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> виконує корисну роботу <p>27. $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta$ – це ... сила косозубої передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колова <input type="checkbox"/> тяги <input type="checkbox"/> осьова <input type="checkbox"/> радіальна <p>28. $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ – це ... сила косозубої передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колова <input type="checkbox"/> радіальна <input type="checkbox"/> осьова <input type="checkbox"/> тяги <p>29. Збіг з вихідним контуром рейки в нормальному перерізі – це ознака ... колеса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> еквівалентного <input type="checkbox"/> нульового <input type="checkbox"/> евольвентного <input type="checkbox"/> коригованого <p>2.1.3. Розрахунок циліндричних передач на контактну міцність</p> <p>30. Умова $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ – це ознака ... розрахунку</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> перевірного <input type="checkbox"/> проектного <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> навчального <p>31. Основу умови міцності за контактними напруженнями складає</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> розрахункове напруження <input type="checkbox"/> допустиме напруження <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> дотичне напруження <p>32. $k_H = k_{\alpha} k_{\beta} k_{\nu}$ – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> корекції 	<p>33. Постійні, помірні, значні коливання – ці режими враховує коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> динамічності <input type="checkbox"/> користої дії <input type="checkbox"/> Тертя <p>34. Який показник позначається літерою σ_{Hlim}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> границя контактної витривалості <input type="checkbox"/> границя міцності <input type="checkbox"/> границя стійкості <input type="checkbox"/> границя текучості <p>35. Який показник позначається літерою N_{Hlim}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> базова кількість циклів зміни напружень <input type="checkbox"/> кількість зміни циклів напружень <input type="checkbox"/> потужність <input type="checkbox"/> потужність на валу <p>36. L_h – це показник</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ресурсу <input type="checkbox"/> тривалості зміни <input type="checkbox"/> кількості змін <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>37. Який коефіцієнт позначається літерою k_v?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> коефіцієнт <input type="checkbox"/> динамічності <input type="checkbox"/> стійкості <p>38. Який показник позначається літерою N_k?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> розрахункова кількість циклів напружень <input type="checkbox"/> кількість циклів <input type="checkbox"/> потужність <input type="checkbox"/> крутний момент <p>39. Якщо $\sigma_H > [\sigma]_H$ втрачається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцність <input type="checkbox"/> стійкість <input type="checkbox"/> вібростійкість <input type="checkbox"/> теплостійкість
--	---	---

<p>2.1.4. Розрахунок циліндричних передач на міцність при згині</p> <p>40. $\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$ – це ознака розрахунку на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцність при згині <input type="checkbox"/> міцність <input type="checkbox"/> контактну міцність <input type="checkbox"/> витривалість <p>41. Напруження $[\sigma]_{F2}$ є основою умови</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцності при згині <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> контактної міцності <input type="checkbox"/> працездатності <p>42. $k_F = k_\alpha k_\beta k_\nu$ – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> корисної дії <input type="checkbox"/> загальний <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> згину <p>43. Коефіцієнт режиму навантаження враховує такі режими навантаження:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> одностороннє <input type="checkbox"/> двостороннє <input type="checkbox"/> динамічне <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>44. σ_{Flim} – це границя</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> витривалості при згині <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> контактної міцності <p>45. S_{Flim} – це мінімальний коефіцієнт ...</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> запасу міцності <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> контактної міцності <input type="checkbox"/> витривалості <p>46. Y_N – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довговічності <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> запасу 	<p>47. Y_β – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нахилу <input type="checkbox"/> нахилу лінії зуба <input type="checkbox"/> довговічності <input type="checkbox"/> витривалості <p>48. Якщо умова міцності при згині не виконується, то необхідно змінити</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> матеріал <input type="checkbox"/> модуль <input type="checkbox"/> сили <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>2.2. Конічні зубчасті передачі</p> <p>49. Ознака конічної зубчастої передачі ... осей</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мимобіжність <input type="checkbox"/> паралельність <input type="checkbox"/> перетин <input type="checkbox"/> збіг <p>50. Ознака гіпоїдної передачі ... осей</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мимобіжність <input type="checkbox"/> паралельність <input type="checkbox"/> перетин <input type="checkbox"/> збіг <p>51. Спряжені колові зуби направлені в</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> один бік <input type="checkbox"/> різні боки <input type="checkbox"/> зліва направо <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>52. Розміщення вала-шестірні в стакані створює ... розподілу навантаження по довжині зуба</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> нерівномірність <input type="checkbox"/> рівномірність <input type="checkbox"/> динамічність <input type="checkbox"/> статичність <p>53. Додатковий зовнішній конус розгортають на площині з метою</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> профілювання <input type="checkbox"/> уточнення 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коригування <input type="checkbox"/> побудови <p>54. Твірні додаткового зовнішнього конуса ... до твірних ділильного</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> паралельні <input type="checkbox"/> перпендикулярні <input type="checkbox"/> 1 або 2 <input type="checkbox"/> Мимобіжні <p>55. Конічне колесо має еквівалентне циліндричне колесо, бо сферу замінюють</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> циліндром <input type="checkbox"/> конусом <input type="checkbox"/> колом <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>56. $z_v = z / \cos\delta$ – це формула кількості</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зубів <input type="checkbox"/> еквівалентних зубів <input type="checkbox"/> умовних зубів <input type="checkbox"/> нульових зубів <p>57. $1 / \operatorname{tg} \delta_1$ – це відношення можна назвати</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> число <input type="checkbox"/> u <input type="checkbox"/> i <p>58. Для конічної прямозубої передачі оптимальне передаточне число становить</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 2...3,15 <input type="checkbox"/> 6,3 <input type="checkbox"/> 3,15 ...6,3 <input type="checkbox"/> 10 <p>2.2.1. Геометричні параметри конічних зубчастих коліс</p> <p>59. Відомо, що в будь-якого конічного колеса (прямозубого і з коловим зубом) можна вибрати практично безмежну кількість ділильних</p>
---	--	--

<p>діаметрів кінчного колеса вздовж твірної ділильного конуса – це причина</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> безлічі модулів <input type="checkbox"/> великих модулів <input type="checkbox"/> малих модулів <input type="checkbox"/> появи модуля <p>60. Параметри кінчного колеса вимірюють по твірній ... конуса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильного <input type="checkbox"/> середнього <input type="checkbox"/> додаткового зовнішнього <input type="checkbox"/> вершин зубів <p>61. m_e – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> модуль <input type="checkbox"/> нормальний модуль <input type="checkbox"/> коловий модуль <input type="checkbox"/> зовнішній коловий модуль <p>62. m_{te} – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зовнішній модуль <input type="checkbox"/> зовнішній коловий модуль <input type="checkbox"/> нормальний модуль <input type="checkbox"/> середній модуль <p>63. x_{e1} – коефіцієнт зміщення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> інструменту <input type="checkbox"/> зуба <input type="checkbox"/> колеса <input type="checkbox"/> передачі <p>64. δ_2 – це кут ... конуса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильного <input type="checkbox"/> середнього <input type="checkbox"/> зовнішнього <input type="checkbox"/> додаткового <p>65. $d_{m1} = 0,857 d_{e2}$ – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> середній ділильний <input type="checkbox"/> ділильний <input type="checkbox"/> зовнішній діаметр <input type="checkbox"/> додатковий <p>66. $m = 0,857 m_e$ – це ... модуль кінчного колеса</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> середній <input type="checkbox"/> нормальний <input type="checkbox"/> зовнішній <input type="checkbox"/> середній коловий <p>67. $R_e = 0,5d_{e2}(u^2 + 1)^{0,5} / u$ – це ... відстань</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> конуса <input type="checkbox"/> твірної <input type="checkbox"/> зовнішня конуса <input type="checkbox"/> додаткова <p>68. d_{e2} – це ... діаметр</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильний <input type="checkbox"/> зовнішній ділильний <input type="checkbox"/> вершин <input type="checkbox"/> западин <p>2.2.2. Сили в зачепленні кінчних коліс</p> <p>69. F_n направлена по</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> S – S <input type="checkbox"/> T – T <input type="checkbox"/> N – N <input type="checkbox"/> твірній <p>70. F_t, F_r, F_a – це складові</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> сили різання <input type="checkbox"/> сили тертя <input type="checkbox"/> рівнодіючої <input type="checkbox"/> сил опору <p>71. $F_t = 2T_2 / d_{e2}$ – це ... сила</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колова <input type="checkbox"/> радіальна <input type="checkbox"/> осьова <input type="checkbox"/> рівнодіюча <p>72. $F_t = 2T_2 / 0,857 d_{e2}$ – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> рівнодіюча <input type="checkbox"/> осьова <input type="checkbox"/> радіальна <input type="checkbox"/> колова <p>73. $F_{r1} = 0,36 F_t \cos \delta_1$ – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> радіальна <input type="checkbox"/> радіальна колеса <input type="checkbox"/> радіальна шестірні <input type="checkbox"/> сила тяги 	<p>74. $F_{a1} = 0,36 F_t \sin \delta_1$ – це формула для визначення ... сили прямозубих коліс</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колової <input type="checkbox"/> радіальної <input type="checkbox"/> осьової <input type="checkbox"/> рівнодіючої <p>75. $F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1)$ – це формула для визначення ... сили передач із коловим зубом</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колової <input type="checkbox"/> радіальної <input type="checkbox"/> осьової <input type="checkbox"/> рівнодіючої <p>76. $F_{a1} = F_t (0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1)$ – це формула для визначення ... сили передач із коловим зубом</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колової <input type="checkbox"/> радіальної <input type="checkbox"/> осьової <input type="checkbox"/> рівнодіючої <p>77. Між силами F_{r2} і F_{a1} є відношення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> рівності <input type="checkbox"/> залежності <input type="checkbox"/> більше <input type="checkbox"/> менше <p>78. Який модуль використовують для перевірних розрахунків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> середній <input type="checkbox"/> осьовий <input type="checkbox"/> нормальний <input type="checkbox"/> коловий <p>2.2.3. Розрахунки кінчних передач на контактну міцність</p> <p>79. Який діаметр позначається літерою d_{e2}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділильний <input type="checkbox"/> початковий <input type="checkbox"/> зовнішній ділильний <input type="checkbox"/> основний
--	--	--

<p>80. $k_{H\alpha}$ – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> динамічності <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> довговічності <p>81. d_{e2} – це діаметр</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зовнішній <input type="checkbox"/> зовнішній ділильний <input type="checkbox"/> зовнішній ділильний колеса <input type="checkbox"/> зовнішній ділильний шестірні <p>82. $[\sigma]_H$ – це ... напруження</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> допустиме контактне <input type="checkbox"/> контактне <input type="checkbox"/> циклічне <input type="checkbox"/> розрахункове <p>83. k_{HL} – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довговічності <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> динамічності <p>84. $[\sigma]_{H0}$ – це допустиме контактне напруження, яке відповідає границі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> контактної витривалості <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> текучості <input type="checkbox"/> пропорційності <p>85. N_{H0} – це кількість циклів напружень, яке відповідає границі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> контактної витривалості <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> пропорційності <input type="checkbox"/> текучості <p>86. МПа – це розмірність</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> потужності <input type="checkbox"/> сили <input type="checkbox"/> обертового моменту <input type="checkbox"/> напруження 	<p>87. HV_{cp} – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> твердість <input type="checkbox"/> середня твердість <input type="checkbox"/> твердість по Віккерсу <input type="checkbox"/> середня твердість по Віккерсу <p>2.2.4. Розрахунок конічної передачі на міцність при згині</p> <p>88. σ_F і $[\sigma]_F$ характеризуються відношенням</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> більше <input type="checkbox"/> менше <input type="checkbox"/> рівності <input type="checkbox"/> менше або рівності <p>89. σ_F – це напруження</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> згину <input type="checkbox"/> допустиме <input type="checkbox"/> контактне <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>90. $[\sigma]_F$ – це напруження</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> контактне <input type="checkbox"/> допустиме <input type="checkbox"/> допустиме на згин <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>91. k_{Fv} – це коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> динамічності <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> довговічності <p>92. $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ – це кількість циклів напружень, що відповідає допустимому напруженню згину</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $[\sigma]_F$ <input type="checkbox"/> $[\sigma]_{F0}$ <input type="checkbox"/> $[\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $[\sigma]$ <p>2.3. Черв'ячні передачі</p> <p>93. Осі валів черв'ячної передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> паралельні <input type="checkbox"/> перетинаються 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> мимобіжні <input type="checkbox"/> збігаються <p>94. За формою зовнішньої поверхні черв'яки бувають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> циліндричні <input type="checkbox"/> конічні <input type="checkbox"/> глобоїдні <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>95. Ознака глобоїдної передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тор <input type="checkbox"/> сфера <input type="checkbox"/> циліндр <input type="checkbox"/> конус <p>96. З якого боку черв'яка визначають кількість ниток різьби?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з торця <input type="checkbox"/> зверху <input type="checkbox"/> знизу <input type="checkbox"/> збоку <p>97. Які бувають передачі за розташуванням черв'яка?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з нижнім <input type="checkbox"/> з верхнім <input type="checkbox"/> з бічним <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>98. Які бувають черв'яки за формою гвинтової поверхні?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Ейлерові <input type="checkbox"/> Архімедові <input type="checkbox"/> Герцові <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>99. Чому зуб колеса вигнутий?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> для спряження <input type="checkbox"/> для міцності <input type="checkbox"/> для теплопровідності <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>100. Для черв'ячних передач є формула $d_2 / d_1 \tan \gamma$, що використовується в кінематичних розрахунках</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД
---	---	---

<p><input type="checkbox"/> передаточне число</p> <p><input type="checkbox"/> передаточне відношення</p> <p><input type="checkbox"/> тільки 1</p> <p>2.3.1. Геометричні параметри черв'ячних передач</p> <p>101. Який модуль ϵ розрахунковим?</p> <p><input type="checkbox"/> осьовий</p> <p><input type="checkbox"/> осьовий черв'яка</p> <p><input type="checkbox"/> коловий колеса</p> <p><input type="checkbox"/> 2 і 3</p> <p>102. Якщо осьовий крок поділити на π, то одержать ... модуль</p> <p><input type="checkbox"/> розрахунковий</p> <p><input type="checkbox"/> нормальний</p> <p><input type="checkbox"/> коловий</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 3</p> <p>103. Яка величина кута профілю черв'яка?</p> <p><input type="checkbox"/> 20°</p> <p><input type="checkbox"/> 40°</p> <p><input type="checkbox"/> 60°</p> <p><input type="checkbox"/> 15°</p> <p>104. Вектор швидкості ковзання направлений по дотичній до гвинтової лінії ... циліндра</p> <p><input type="checkbox"/> ділильного</p> <p><input type="checkbox"/> вершин</p> <p><input type="checkbox"/> западин</p> <p><input type="checkbox"/> 2 і 3</p> <p>105. $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ – це найбільша ширина вінця колеса при $z_1 =$</p> <p><input type="checkbox"/> 1</p> <p><input type="checkbox"/> 2</p> <p><input type="checkbox"/> 3</p> <p><input type="checkbox"/> 1...2</p> <p>106. γ – це ... кут підйому лінії витка черв'яка</p> <p><input type="checkbox"/> ділильний</p> <p><input type="checkbox"/> найбільший</p>	<p><input type="checkbox"/> найменший</p> <p><input type="checkbox"/> номінальний</p> <p>107. d_{am2} –це ... діаметр колеса</p> <p><input type="checkbox"/> найбільший</p> <p><input type="checkbox"/> найбільший ділильний</p> <p><input type="checkbox"/> ділильний</p> <p><input type="checkbox"/> найменший</p> <p>108. v_1 –це швидкість</p> <p><input type="checkbox"/> черв'яка</p> <p><input type="checkbox"/> колеса</p> <p><input type="checkbox"/> ковзання</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p>109. v_s – це швидкість</p> <p><input type="checkbox"/> черв'яка</p> <p><input type="checkbox"/> колеса</p> <p><input type="checkbox"/> ковзання</p> <p><input type="checkbox"/> 2 і 3</p> <p>110. Паралелограм швидкостей показує, що $v_s \dots v_1$</p> <p><input type="checkbox"/> більша</p> <p><input type="checkbox"/> менша</p> <p><input type="checkbox"/> рівна</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 3</p> <p>2.3.2. Сили в зачепленні черв'ячних передач</p> <p>111. Розкладанням ріндіючої по осям декартової системи координат отримують ... сили</p> <p><input type="checkbox"/> одну</p> <p><input type="checkbox"/> три</p> <p><input type="checkbox"/> дві</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 3</p> <p>112. Сила F_{t1} направлена ...напрямом обертання черв'яка</p> <p><input type="checkbox"/> за</p> <p><input type="checkbox"/> проти</p> <p><input type="checkbox"/> не зв'язана</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 3</p>	<p>113. $F_{t1} = 2T_1 / d_1 = 2T_2 / u \eta$ d_1 – це формула ...сили</p> <p><input type="checkbox"/> осьової</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної</p> <p><input type="checkbox"/> колової</p> <p><input type="checkbox"/> рівнодіючої</p> <p>114. $F_{a1} = 2T_2 / d_2$ –це формула ... сили</p> <p><input type="checkbox"/> осьової</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної</p> <p><input type="checkbox"/> колової</p> <p><input type="checkbox"/> рівнодіючої</p> <p>115. $F_{t2} = F_{a1}$ – це формула ...сили</p> <p><input type="checkbox"/> осьової</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної</p> <p><input type="checkbox"/> колової</p> <p><input type="checkbox"/> рівнодіючої</p> <p>116. Явище дисипації –це</p> <p><input type="checkbox"/> розсіяння</p> <p><input type="checkbox"/> накопичення</p> <p><input type="checkbox"/> знищення</p> <p><input type="checkbox"/> утворення</p> <p>2.3.3. Матеріали черв'ячної пари</p> <p>117. Який вид тертя переважає?</p> <p><input type="checkbox"/> кочення</p> <p><input type="checkbox"/> ковзання</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p><input type="checkbox"/> жодний</p> <p>118. Який коефіцієнт тертя повинні мати матеріали передачі?</p> <p><input type="checkbox"/> великий</p> <p><input type="checkbox"/> середній</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p><input type="checkbox"/> Малий</p> <p>119. У передачі матеріали черв'ячної пари повинні бути стійкі до спрацювання та мати невисоку здатність до заїдання, звідси слідуєть орієнтири для підбору матеріалів зубчастого вінця</p>
--	--	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> цинк <input type="checkbox"/> мідь <input type="checkbox"/> латунь <input type="checkbox"/> бронза <p>120. У формулі швидкості ковзання обертальний момент</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> T_1 <input type="checkbox"/> T_2 <input type="checkbox"/> T <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>2.3.4. Допустимі напруження для матеріалів вінців черв'ячних коліс</p> <p>121. Коефіцієнт довговічності при розрахунку на контактну міцність позначається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> T_1 <input type="checkbox"/> K_H <input type="checkbox"/> k_{FL} <input type="checkbox"/> k_{HL} <p>122. Кількість циклів навантаження зубів колеса позначається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> N <input type="checkbox"/> T_2 <input type="checkbox"/> N_H <input type="checkbox"/> N_Σ <p>123. Допустиме контактне напруження, що дорівнює границі витривалості при кількості циклів напруження 10^7 позначається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> T_1 <input type="checkbox"/> $[\sigma]_{H0}$ <input type="checkbox"/> $[\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $[\sigma]_{F0}$ <p>124. У розрахунку на міцність при згині враховують ... передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> реверсивні <input type="checkbox"/> неревверсивні <input type="checkbox"/> черв'ячні <input type="checkbox"/> 1 і 2 	<p>125. Розрахункова границя міцності при згині позначається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $[\sigma]_{H0}$ <input type="checkbox"/> σ <input type="checkbox"/> σ_B <input type="checkbox"/> σ_{zg} <p>2.3.5. Тепловий розрахунок черв'ячних передач</p> <p>126. Джерела утворення тепла</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тертя в зачепленні <input type="checkbox"/> тертя в мастилi <input type="checkbox"/> розбризкування мастила <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>127. У рівнянні теплового балансу Q_B Q_{BD}</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> відсутні <input type="checkbox"/> рівні <input type="checkbox"/> більше <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>128. Літерою K_T позначають коефіцієнт</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> теплопровiдності <input type="checkbox"/> теплоємності <input type="checkbox"/> тертя <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>129. Якщо $t_M > [t]_M - \epsilon$ потреба ... поверхню охолодження</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зменшити <input type="checkbox"/> вирiвняти <input type="checkbox"/> виправити <input type="checkbox"/> збільшити <p>130. Які види є охолодження черв'ячного редуктора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> обдування <input type="checkbox"/> водяне <input type="checkbox"/> циркуляція мастила <input type="checkbox"/> всі названі <p>2.3.6. Розрахунок на міцність черв'ячних передач</p>	<p>131. Що обчислюють за допомогою формули Герца?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напруження <input type="checkbox"/> найбільші напруження <input type="checkbox"/> контактні напруження <input type="checkbox"/> найбільші контактні напруження <p>132. $E_{np} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> модуля Юнга <input type="checkbox"/> приведеного модуля <input type="checkbox"/> приведеного модуля Юнга <input type="checkbox"/> Пуассона <p>133. Яка величина кута α?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 20° <input type="checkbox"/> 40° <input type="checkbox"/> 60° <input type="checkbox"/> 80° <p>134. $\rho_{np} = d_2 \sin \alpha / 2$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> густини <input type="checkbox"/> радіуса <input type="checkbox"/> радіуса кривизни <input type="checkbox"/> приведеного радіуса кривизни <p>135. Який параметр позначається літерою Y_{F2}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт <input type="checkbox"/> коефіцієнт форми <input type="checkbox"/> коефіцієнт навантаження <input type="checkbox"/> коефіцієнт безпеки <p>2.4. Передачі гвинт-гайка</p> <p>136. Відомо, що передачі гвинт-гайка перетворюють обертальний рух у поступальний. Як рухається гайка?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> обертається <input type="checkbox"/> поступально
--	--	--

<p><input type="checkbox"/> нерухома</p> <p><input type="checkbox"/> всі варіанти</p> <p>137. $1 / \operatorname{tg} \psi$ - це</p> <p><input type="checkbox"/> кут тертя</p> <p><input type="checkbox"/> приведений кут тертя</p> <p><input type="checkbox"/> передаточне число</p> <p><input type="checkbox"/> передаточне відношення</p> <p>138. Розрізні, підпружинені, кочення – це</p> <p><input type="checkbox"/> гвинти</p> <p><input type="checkbox"/> шурупи</p> <p><input type="checkbox"/> болти</p> <p><input type="checkbox"/> гайки</p> <p>139. Кількість ниток різьби (заходів) * крок –це</p> <p><input type="checkbox"/> модуль</p> <p><input type="checkbox"/> показник</p> <p><input type="checkbox"/> хід</p> <p><input type="checkbox"/> рух</p> <p>140. Що є причиною втрати потужності?</p> <p><input type="checkbox"/> тертя в різьбі</p> <p><input type="checkbox"/> тертя в опорах</p> <p><input type="checkbox"/> тертя на торцях гайки</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p>2.4.1. Сили в передачах гвинт-гайка</p> <p>141. Рівнодіюча F сил</p> <p><input type="checkbox"/> F_t і F_a</p> <p><input type="checkbox"/> F_s і F_a</p> <p><input type="checkbox"/> F_r і F_a</p> <p><input type="checkbox"/> F_t і F_s</p> <p>142. Як може бути направлена сила F_a відносно лінійної швидкості гайки?</p> <p><input type="checkbox"/> збігається</p> <p><input type="checkbox"/> протилежна</p> <p><input type="checkbox"/> не зв'язана</p> <p><input type="checkbox"/> 1 або 2</p> <p>143. Яка сила виконує корисну роботу в передачі?</p>	<p><input type="checkbox"/> F_a</p> <p><input type="checkbox"/> F_s і F_a</p> <p><input type="checkbox"/> F_r</p> <p><input type="checkbox"/> F_s</p> <p>144. Що обчислюють за формулою $T_1 = T_s + T_{so}$?</p> <p><input type="checkbox"/> обертальний момент на гвинті</p> <p><input type="checkbox"/> обертальний момент на гайці</p> <p><input type="checkbox"/> момент тертя</p> <p><input type="checkbox"/> крутний момент</p> <p>145. Сила тертя на похилій грані різьби відхиляє нормальну реакцію в бік осі гвинта на</p> <p><input type="checkbox"/> кут тертя</p> <p><input type="checkbox"/> приведений кут тертя</p> <p><input type="checkbox"/> коефіцієнт тертя</p> <p><input type="checkbox"/> приведений коефіцієнт тертя</p> <p>2.4.2. Розрахунок передачі гвинт-гайка на зносостійкість</p> <p>146. $\rho_{\text{зн}} \leq [\rho]_{\text{зн}}$ – це умова розрахунку передачі на</p> <p><input type="checkbox"/> контактну міцність</p> <p><input type="checkbox"/> витривалість</p> <p><input type="checkbox"/> згин</p> <p><input type="checkbox"/> зносостійкість</p> <p>147. Еквівалентне напруження для небезпечного перерізу гвинта позначається</p> <p><input type="checkbox"/> σ_H</p> <p><input type="checkbox"/> $\sigma_{\text{зг}}$</p> <p><input type="checkbox"/> σ_E</p> <p><input type="checkbox"/> σ_{-1}</p> <p>148. Який показник так позначають $[S_{\text{CT}}]$?</p> <p><input type="checkbox"/> коефіцієнт</p> <p><input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу</p> <p><input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу стійкості</p> <p><input type="checkbox"/> допустимий</p>	<p>149. $\sigma_{\text{кр}} = \pi^2 E / \lambda^2$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> Ясинського</p> <p><input type="checkbox"/> Ейлера</p> <p><input type="checkbox"/> Герца</p> <p><input type="checkbox"/> Новікова</p> <p>150. $\sigma_{\text{кр}} = a - bh$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> Ясинського</p> <p><input type="checkbox"/> Ейлера</p> <p><input type="checkbox"/> Герца</p> <p><input type="checkbox"/> Новікова</p> <p>2.5. Редуктори</p> <p>151. Редуктор ... рух</p> <p><input type="checkbox"/> прискорює</p> <p><input type="checkbox"/> сповільнює</p> <p><input type="checkbox"/> перетворює</p> <p><input type="checkbox"/> створює</p> <p>152. Як визначають технічний рівень редуктора?</p> <p><input type="checkbox"/> критерій маси</p> <p><input type="checkbox"/> критерій обертальний момент</p> <p><input type="checkbox"/> критерій сила тяги</p> <p><input type="checkbox"/> критерій m / T_2</p> <p>153. З яких матеріалів виготовляють корпуси редукторів?</p> <p><input type="checkbox"/> чавун</p> <p><input type="checkbox"/> сталь</p> <p><input type="checkbox"/> пластмаса</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p>154. Яке призначення душника?</p> <p><input type="checkbox"/> охолодження</p> <p><input type="checkbox"/> вирівнювання тиску</p> <p><input type="checkbox"/> змащення</p> <p><input type="checkbox"/> захист від пилу</p> <p>155. Чи є приливи, ребра жорсткості, захвати елементами корпусів редукторів?</p> <p><input type="checkbox"/> тільки черв'ячних</p> <p><input type="checkbox"/> тільки конічних</p>
--	---	---

<p>двоступінчастих</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> тільки <p>комбінованих редукторів</p> <p>156. Манжета призначена для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> охоплення вала <input type="checkbox"/> вирівнювання тиску <input type="checkbox"/> захисту <p>підшипників кочення від зовнішнього забруднення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> регулювання зазору <p>157. Які бувають за конструкцією кришки редуктора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> врізні <input type="checkbox"/> накладні <input type="checkbox"/> вставні <input type="checkbox"/> закладні і накладні <p>158. Як встановлюються підшипники?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> в кришки <input type="checkbox"/> на вал <input type="checkbox"/> «врозтяг» <input type="checkbox"/> «врозпір» <p>159. (0,4...0,7) P_1 – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> оптимальна <p>потужність</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> об'єм <input type="checkbox"/> об'єм мастила <p>160. Чи потече мастило, якщо відгвинтити нижній гвинт кранового маслоказівника?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> в аварійній ситуації <input type="checkbox"/> за певних обставин <p>2.6. Ланцюгові передачі</p> <p>161. Які є вітки в ланцюга?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> немає жодної <input type="checkbox"/> верхня і нижня <input type="checkbox"/> ведуча і ведена <input type="checkbox"/> робоча і холоста 	<p>162. Вільна ділянка ланцюга, яка набігає на ведучу зірочку називається...вітка</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ведуча <input type="checkbox"/> холоста <input type="checkbox"/> ведена <input type="checkbox"/> робоча <p>163. Які бувають типи ланцюгів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тягові <input type="checkbox"/> приводні <input type="checkbox"/> вантажні <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>164. Пластина зовнішньої ланки; ролик; валик; втулка; пластина внутрішньої ланки – це будова ... ланцюга</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> роликового <input type="checkbox"/> пластинчастого <input type="checkbox"/> зубчастого <input type="checkbox"/> приводного <p>165. Які основні параметри роликового ланцюга?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> крок <input type="checkbox"/> маса <input type="checkbox"/> тягова здатність <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>166. Які бувають види профілів зірочок?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> без зміщення е <input type="checkbox"/> зі зміщенням е <input type="checkbox"/> евольвентні <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>167. $d_e = P [0,5 + \text{ctg} (\pi/z)]$ – це ... діаметр</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ділительний <input type="checkbox"/> кола западин <input type="checkbox"/> кола вершин <input type="checkbox"/> початковий <p>168. Яка будова профіля зуба зірочки?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> впадина радіусом r, дуга радіусом r_1 <input type="checkbox"/> перехідний <p>відрізок, головка радіусом r_2</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> евольвентний бічний профіль <p>169. Стріла провисання $f \leq 0,02 a$ для передач із кутом нахилу до горизонту</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> до 40° <input type="checkbox"/> від 40° <input type="checkbox"/> до 20° <input type="checkbox"/> від 20° <p>170. Якими способами створюють силу натягу ланцюга?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> відтяжними і натяжними зірочками <input type="checkbox"/> переміщенням опори <input type="checkbox"/> підруженими колодками або роликами <input type="checkbox"/> 1 – 4 <p>2.6.1. Параметри ланцюгових передач</p> <p>171. $v_{cp} = P_t z_1 \omega_1 / 2\pi \cdot 10^3$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лінійної швидкості <input type="checkbox"/> кутової швидкості <input type="checkbox"/> середньої лінійної швидкості <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>172. $z_2 = z_1 u$ – це формула для обчислення мінімальної... в проектних розрахунках ланцюгової передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кількості зубів веденої зірочки <input type="checkbox"/> кількості зубів ведучої зірочки <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>173. $z_1 = 31 - 2u$ – це формула мінімальної ... в розрахунках передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кількості зубів веденої зірочки <input type="checkbox"/> кількості зубів ведучої зірочки
---	---	--

<p><input type="checkbox"/> кількість зубів зірочки</p> <p><input type="checkbox"/> кількість зубів ведучої зірочки</p> <p>174. В якій послідовності визначають міжосьову відстань?</p> <p><input type="checkbox"/> попередня а; крок; кількість зубів зірочки; кількість ланок ланцюга; уточнена а</p> <p><input type="checkbox"/> попередня а; крок; кількість зубів зірочки; уточнена а; кількість ланок ланцюга</p> <p><input type="checkbox"/> уточнена а; попередня а; крок; кількість зубів зірочки; кількість ланок ланцюга;</p> <p><input type="checkbox"/> попередня а; кількість ланок ланцюга; уточнена а</p> <p>2.6.2. Сили в ланцюгових передачах</p> <p>175. $F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> сили тяги</p> <p><input type="checkbox"/> колової сили</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної сили</p> <p><input type="checkbox"/> сили тиску на опори</p> <p>176. $F_2 = F_1 - F_t$ – це формула сили</p> <p><input type="checkbox"/> тяги</p> <p><input type="checkbox"/> колової сили</p> <p><input type="checkbox"/> натягу веденої вітки</p> <p><input type="checkbox"/> натягу ведучої вітки</p> <p>177. k_f – це коефіцієнт</p> <p><input type="checkbox"/> провисання</p> <p><input type="checkbox"/> тертя</p> <p><input type="checkbox"/> навантаження</p> <p><input type="checkbox"/> динамічності</p> <p>178. Для тихохідних передач та передач із $v \leq 10$ м/с сила</p>	<p>натягу веденої вітки незначна і складає декілька відсотків від корисного навантаження F_t. Тому в розрахунках можна приймати</p> <p><input type="checkbox"/> $F_1 \approx F_t$.</p> <p><input type="checkbox"/> $F_2 \approx 0$</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p><input type="checkbox"/> всі варіанти невірні</p> <p>179. $F_r = 1.15F_t$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної сили</p> <p><input type="checkbox"/> сили натягу</p> <p><input type="checkbox"/> руйнівного навантаження</p> <p><input type="checkbox"/> сили тиску на опори вала</p> <p>2.6.3. Критерії працездатності та розрахунок ланцюгових передач</p> <p>180. $p = F_{f\text{Есп}} K_D / (A_{\text{оп}} K_m) \leq [p]_{\text{сп}}$ – це умова</p> <p><input type="checkbox"/> стійкості до спрацювання</p> <p><input type="checkbox"/> стійкості ланцюга до спрацювання</p> <p><input type="checkbox"/> міцності</p> <p><input type="checkbox"/> витривалості</p> <p>181. s – це коефіцієнт</p> <p><input type="checkbox"/> тертя</p> <p><input type="checkbox"/> запасу</p> <p><input type="checkbox"/> запасу міцності</p> <p><input type="checkbox"/> міцності</p> <p>182. $F_y = 13 \cdot 10^{-6} \omega_1 \cdot P \cdot m$ – це сила</p> <p><input type="checkbox"/> тертя</p> <p><input type="checkbox"/> інерції</p> <p><input type="checkbox"/> різання</p> <p><input type="checkbox"/> удару шарнірів по зубах зірочки</p> <p>183. $[p]_{\text{сп}} = C / (h K_V K_R K_e)$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> тиску</p> <p><input type="checkbox"/> тиску у шарнірах</p> <p><input type="checkbox"/> тиску у шарнірах</p>	<p><input type="checkbox"/> допустимого тиску у шарнірах ланцюга за умови стійкості до спрацювання</p> <p>184. $[p]_{\text{сп}} = 270 K_z K_u / K_n K_p$ – це формула</p> <p><input type="checkbox"/> тиску</p> <p><input type="checkbox"/> тиску у шарнірах</p> <p><input type="checkbox"/> допустимого тиску у шарнірах ланцюга за умови стійкості до спрацювання</p> <p><input type="checkbox"/> допустимого тиску у шарнірах ланцюга за умови втомної міцності</p> <p>2.7. Фрикційні передачі</p> <p>185. Який принцип дії фрикційної передачі?</p> <p><input type="checkbox"/> зачеплення</p> <p><input type="checkbox"/> тертя</p> <p><input type="checkbox"/> використання сили ваги</p> <p><input type="checkbox"/> гідравлічний</p> <p>186. Які бувають типи фрикційних передач?</p> <p><input type="checkbox"/> з умовно постійним передаточним числом</p> <p><input type="checkbox"/> зі змінним передаточним числом</p> <p><input type="checkbox"/> 1 і 2</p> <p><input type="checkbox"/> мультиплікатори</p> <p>187. Яка причина кінематичних похибок фрикційної передачі?</p> <p><input type="checkbox"/> перевантаження</p> <p><input type="checkbox"/> буксування</p> <p><input type="checkbox"/> ковзання</p> <p><input type="checkbox"/> пружне ковзання</p> <p>188. Відомо, що фрикційна передача має в порівнянні з іншими механічними передачами ряд переваг та недоліків. Основний недолік</p> <p><input type="checkbox"/> тягова здатність</p> <p><input type="checkbox"/> радіальної сили</p>
---	--	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> буксування <input type="checkbox"/> пружне ковзання <input type="checkbox"/> складність конструкції <p>189. У навантаженій передачі ділянки робочої поверхні ведучого котка наближаються стиснутими, а відходять розтягнутими. На веденому котку навпаки. Відбувається пружне видовження поверхні ведучого котка і пружне стискання поверхні веденого котка та відставання веденого котка від ведучого. Яке явище тут описане?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> буксування <input type="checkbox"/> пружне ковзання <input type="checkbox"/> геометричне ковзання <input type="checkbox"/> ковзання <p>190. Якщо буксування немає, то швидкості V_1 та V_2 на лінії контакту повинні бути рівними між собою. Однак рівність швидкостей є тільки для полюса кочення P. Через полюс кочення проходить розрахункове коло котка 2 діаметром d_2. В інших точках лінії контакту спостерігається ковзання із швидкістю $V_s = V_1 - V_2$. Яке явище тут описане?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> буксування <input type="checkbox"/> пружне ковзання <input type="checkbox"/> геометричне ковзання <input type="checkbox"/> ковзання <p>191. Точка спряженої поверхні лобового варіатора, в якій швидкості ведучого і веденого елементів рівні називається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> полюсом зачеплення <input type="checkbox"/> полюсом ковзання 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> полюсом <input type="checkbox"/> полюсом кочення <p>192. Котки фрикційних передач за конструктивним рішенням бувають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> суцільні <input type="checkbox"/> комбіновані <input type="checkbox"/> виконані разом із валом <input type="checkbox"/> 1–3 <p>193. Принцип дії притискних пристроїв полягає у використанні</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> сил пружності <input type="checkbox"/> сили ваги <input type="checkbox"/> відцентрової сили <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>2.7.1. Види руйнування котків і критерії розрахунку</p> <p>194. Які бувають види руйнування сталених котків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> втомне викришування <input type="checkbox"/> відшарування <input type="checkbox"/> кавітація <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>195. $a = 0.5 \cdot (d_1 \pm d_2)$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> поля допуску <input type="checkbox"/> прискорення <input type="checkbox"/> відстані <input type="checkbox"/> міжосьової відстані <p>196. $b = \psi_a \cdot a$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> поля допуску <input type="checkbox"/> прискорення <input type="checkbox"/> ширини котка <input type="checkbox"/> міжосьової відстані <p>197. Який коефіцієнт у формулі передаточного числа фрикційної передачі можна не враховувати при невисоких вимогах до кінематичної точності</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ковзання <input type="checkbox"/> пружного ковзання <input type="checkbox"/> геометричного ковзання <input type="checkbox"/> кінематичного ковзання <p>198. $a = 0,5(d_1 \pm d_2) = 0.5d_1(u \pm 1)$; $d_1 = 2a/(u \pm 1)$; $d_2 = 2au/(u \pm 1)$ – це формули співвідношень між ...параметрами фрикційної передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кінематичними <input type="checkbox"/> геометричними <input type="checkbox"/> силовими <input type="checkbox"/> експлуатаційними <p>2.7.2. Сили в циліндричній фрикційній передачі</p> <p>199. За якої умови відсутнє буксування сталених котків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $F_s = F_t$ <input type="checkbox"/> $F_s > F_t$ <input type="checkbox"/> $F_s \leq F_t$ <input type="checkbox"/> $F_s \geq F_t$ <p>200. Який показник позначається літерою F_s?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колова сила <input type="checkbox"/> сила тяги <input type="checkbox"/> сила тертя <input type="checkbox"/> радіальна сила <p>201. $Q = 2T_1K/(d_1f)$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> колової сили <input type="checkbox"/> сили притискання котків <input type="checkbox"/> сили тертя <input type="checkbox"/> внутрішньої сили <p>202. Відомо, що при створенні технічних об'єктів виконують проектні та перевірні розрахунки, які забезпечують вимоги технічного завдання. Якщо в умовах сили F і Q, то</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> F для розрахунку валів
--	---	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Q для розрахунку котків <input type="checkbox"/> Q для натискних пристроїв <input type="checkbox"/> 1 –3 <p>2.7.3. Розрахунок котків на міцність</p> <p>203. Яка умова контактної міцності робочих поверхонь металевих котків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $\sigma_H \geq [\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>204. Яка умова обмеження тиску для забезпечення стійкості до спрацювання неметалевих котків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\sigma_H \geq [\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> $q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q]$ <p>205. Де тут формула Герца?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\sigma_H \geq [\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ <input type="checkbox"/> $\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{(2 \cdot \rho_{np})}}$ <input type="checkbox"/> $q = Q \cdot K_\beta / b \leq [q]$ <p>206. Яка остаточна умова міцності для металевих котків?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\sigma_H \geq [\sigma]_H$ <input type="checkbox"/> $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ <input type="checkbox"/> $\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q}{(2 \cdot \rho_{np})}}$ <input type="checkbox"/> $\sigma_H = Z_M [(Q k_\beta / b d_1)(u \pm 1) / b]^{0.5} \leq [\sigma]_H$ <p>207. Для яких обчислень використовують величину міжосьової відстані?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> діаметри котків d_1 і d_2, ширину котків b та необхідну силу притискання котків Q. 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ширина котків b <input type="checkbox"/> сила притискання котків Q. <input type="checkbox"/> 1–3 <p>2.8. Безступінчасті передачі</p> <p>208. Яка основна ознака варіатора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передаточне число <input type="checkbox"/> ступінчаста зміна швидкості <input type="checkbox"/> безступінчаста зміна швидкості <input type="checkbox"/> немає жодної <p>209. Як регулюють швидкість у конусному варіаторі?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> пересувним роликом <input type="checkbox"/> клиновим пасом <input type="checkbox"/> ланцюгом <input type="checkbox"/> 1 або 3 <p>210. Який рух здійснюють ролики торового варіатора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> поступальний <input type="checkbox"/> коливальний <input type="checkbox"/> обертальний <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>211. Як регулюють швидкість у варіаторах їх розсувними конусами?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> наближенням конусів <input type="checkbox"/> віддаленням конусів <input type="checkbox"/> 1 або 2 <input type="checkbox"/> Притискною пружиною <p>212. Лобовий варіатор призначений для передачі обертального руху між ... валами</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> паралельними <input type="checkbox"/> мимобіжними <input type="checkbox"/> перетинаючимися <input type="checkbox"/> 1 або 3 	<p>213. Як визначають мінімальні значення передаточних чисел варіаторів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $u_{\min} = r_{2\min} / r_1$ <input type="checkbox"/> $u_{\min} = r_2 / r_1$ <input type="checkbox"/> $u_{\min} = r_1 / r_2$ <input type="checkbox"/> $u_{\min} = d_2 / d_1$ <p>214. Як розміщені осі валів лобового варіатора?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> паралельні <input type="checkbox"/> мимобіжні <input type="checkbox"/> перетинаються <input type="checkbox"/> збігаються <p>215. $u_{\max} = r_{2\max} / r_1$ – це формула максимального передаточного числа відношення прискорення коефіцієнта пружного ковзання</p> <p>216. $D = u_{\max} / u_{\min} = r_{2\max} / r_{2\min}$ – це формула діапазону регулювання ... варіатора</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лобового <input type="checkbox"/> дискового <input type="checkbox"/> конічного <input type="checkbox"/> торового <p>217. $u_{\max} = r_{2\max} / r_1$ – це формула діапазону регулювання ... варіатора</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> лобового <input type="checkbox"/> дискового <input type="checkbox"/> конічного <input type="checkbox"/> торового <p>2.9. Пасові передачі</p> <p>218. Принцип дії передач</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зачеплення <input type="checkbox"/> тертя <input type="checkbox"/> пневматичний <input type="checkbox"/> електричний
--	--	--

<p>219. Висока тягова здатність, міцність, стійкість до спрацювання та довговічність; малий модуль пружності; низька вартість – це вимоги для</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> пасів <input type="checkbox"/> пасових передач <input type="checkbox"/> шківів <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>220. Що означає позначення O (Z)?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> переріз клинового паса <input type="checkbox"/> переріз плоского паса <input type="checkbox"/> переріз круглого паса <input type="checkbox"/> 1 або 2 <p>221. Які клинові паси називають кордотканинними?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з шарами прогумованої кордотканини <input type="checkbox"/> з шарами кордошнура <input type="checkbox"/> з шаром корду <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>222. Яка ознака клинового кордо шнурового паса?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> шар кордошнура <input type="checkbox"/> шар кордотканини <input type="checkbox"/> шао корду <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>223. Які клинові паси називають вузькими?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $a/h \approx 1,2$ <input type="checkbox"/> $a/h \approx 1,6$ <input type="checkbox"/> $a/h \approx 1$ <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>224. Вузькі клинові паси передають ...потужність ніж паси нормального перерізу.</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> більшу <input type="checkbox"/> меншу <input type="checkbox"/> рівну або меншу <input type="checkbox"/> 1 і 3 	<p>225. У пристрої з відтяжними роликами вантаж і ролик розміщені</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з одного боку <input type="checkbox"/> з різних боків <input type="checkbox"/> 1 або 2 <input type="checkbox"/> жодна відповідь <p>неправильна</p> <p>2.9.1. Пружне ковзання паса та кінематика пасової передачі</p> <p>226. При пружному ковзанні швидкості веденого шківів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> постійні <input type="checkbox"/> змінні <input type="checkbox"/> умовно змінні <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>227. На дугах спокою ... сили тертя</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> відсутні <input type="checkbox"/> наявні <input type="checkbox"/> малі <input type="checkbox"/> великі <p>228. Якщо провести з центрів шківів перпендикуляри до віток паса, то отримаємо кути</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> спокою <input type="checkbox"/> обхвату <input type="checkbox"/> ковзання <input type="checkbox"/> буксування <p>229. $\varepsilon = \varepsilon_1 - \varepsilon_2$ – це формула коефіцієнта</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ковзання <input type="checkbox"/> буксування <input type="checkbox"/> пружного ковзання <input type="checkbox"/> відносного пружного ковзання <p>230. $d_2 / [d_1 (1 - \varepsilon)]$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передаточного числа <input type="checkbox"/> передаточного відношення 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>2.9.2. Сили та напруження у вітках пасової передачі</p> <p>231. Розрізняють розрахункові схеми пасової передачі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з навантаженням <input type="checkbox"/> без навантаження <input type="checkbox"/> холостого ходу <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>232. Якщо сили, що діють у вітках паса послідовно поділити на площу поперечного переізу паса отримають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тиск <input type="checkbox"/> напруження <input type="checkbox"/> напругу <input type="checkbox"/> корисну роботу <p>233. На ведучому шківі паса передачі з передаточним числом більше одиниці у пасі виникають ... напруження згину ніж</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> більші <input type="checkbox"/> менші <input type="checkbox"/> менші або рівні <input type="checkbox"/> більші або рівні <p>234. На якому шківі сумарна епюра буде найбільша?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> на веденому <input type="checkbox"/> на ведучому <input type="checkbox"/> залежно від умов <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>235. $\sigma = \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{zrl} = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{zrl}$ – це формула ...напруження у вітці паса</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> максимального <input type="checkbox"/> мінімального <input type="checkbox"/> еквівалентного <input type="checkbox"/> номінального <p>2.9.3. Розрахунок пасових передач на тягову</p>
--	---	---

<p>здатність</p> <p>236. $F_t/(2F_0)$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> коефіцієнта ковзання <input type="checkbox"/> коефіцієнта пружного ковзання <input type="checkbox"/> коефіцієнта тяги 	<p>237. На графіках кривих ковзання і ККД пасової передачі шукають екстремуми</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> максимальне ККД і мінімальний коефіцієнт пружного ковзання <input type="checkbox"/> мінімальне ККД і максимальний коефіцієнт пружного ковзання <input type="checkbox"/> максимальний коефіцієнт пружного ковзання <input type="checkbox"/> мінімальний коефіцієнт пружного ковзання 	<p>238. $i = v / l \leq [i]$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> передаточного відношення <input type="checkbox"/> передаточного числа <input type="checkbox"/> кількості пробігів паса <input type="checkbox"/> терміну служби <p>239. Принцип дії зубчасто-пасових передач</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тертя <input type="checkbox"/> зачеплення <input type="checkbox"/> фрикційний <input type="checkbox"/> механічний
---	---	--

РОЗДІЛ 3. ТИПОВІ ДЕТАЛІ І ВУЗЛИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

3.1. Вали й осі

Вал – це деталь, призначена для передавання обертового моменту та підтримування елементів механізму (зубчастих коліс, шківів, зірочок). Як виняток є два види валів – гнучкі дротяні та торсіонні, які не підтримують деталей, а лише передають обертовий момент. Вісь – це деталь циліндричної форми, що підтримує елементи механізму, не передаючи обертового моменту. Осі бувають рухомі (рис. 3.1,а) та нерухомі (рис. 3.1,б). Перші працюють в умовах циклічно змінних напружень, другі – в умовах постійних навантажень (за модулем та напрямом). Вали бувають циліндричними постійного діаметра (рис. 3.2, а), ступінчастими (рис. 3.2, б) та з нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами (рис. 3.2, в).

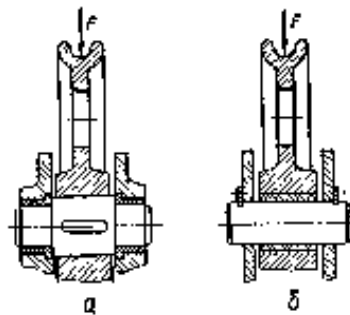


Рис.3.1. Рухомі і нерухомі осі

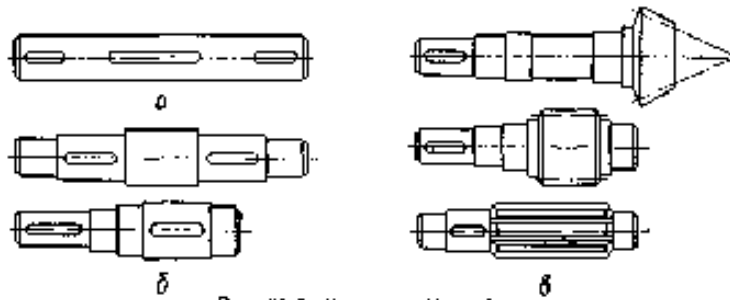


Рис.3.2. Конструкції валів

Ступінчасті вали і вали з нарізаними зубчастими вінцями дають змогу спростити посадку деталей на окремих ділянках і забезпечують створення упорів та буртиків для осьової фіксації деталей. Опорні частини валів та осей називаються цапфами. Проміжні цапфи називаються шийками, а кінцеві – шипами. Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути циліндричними, конічними або сферичними (рис. 3.3, а).

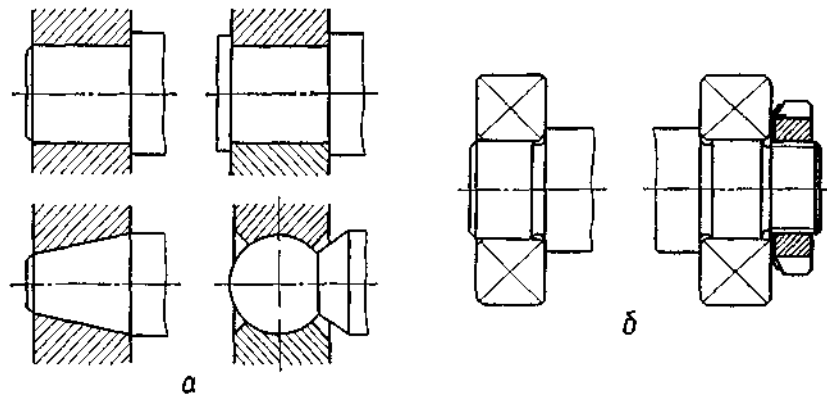


Рис.3.3. Види цапф валів

Циліндричним цапфам надають перевагу. Конічні цапфи використовують для регулювання зазорів у підшипниках та для осьової фіксації вала. Сферичні цапфи застосовують у випадку значних кутових переміщень вала чи осі. Цапфи валів для підшипників кочення (рис. 3.3, б) виконують циліндричними. Вони мають різьбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

Між двома ступенями вала різних діаметрів знаходяться перехідні ділянки, які виконують такими способами:

1. З канавкою завширшки 3 мм і завглибшки 0,25–0,30 мм на валах діаметром 10–50 мм, а на валах діаметром 50–100 мм – завширшки 5 мм і завглибшки 0,5 мм для виходу шліфувального круга.



Рис. 3.4. Канавка

2. З галтеллю постійного радіуса ρ (рис. 3.5, б). Для шийок під підшипники кочення $t / \rho = 3$, а $\rho / d = 0,02...0,04$. Для важконавантажених валів застосовують проміжні кільця (рис. 3.5, в).

3. З галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною є перехід галтелі в ступінь меншого діаметра. Тому галтель виконують зі змінним радіусом кривини. Застосовують галтелі еліптичної форми або галтелі, які окреслені двома радіусами кривини ρ_1, ρ_2 (рис. 3.5, г, д).

4. Підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах досягається виконанням розвантажувальних канавок (рис. 3.5, е) або висвердлюванням отворів (рис. 3.5, є). Такі заходи забезпечують більш рівномірний розподіл напружень і зменшують концентрацію напружень.

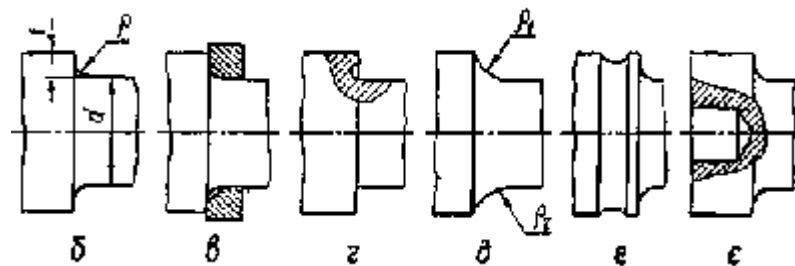


Рис. 3.5. Перехідні ділянки валів

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, використовують сталі Ст5 і Ст6. Для інших випадків – сталі 45, 50, 40Х, 40ХН та ін.

Розрахункові схеми валів та осей зображають у вигляді балок на шарнірних опорах, які навантажені поперечними та осьовими силами, що виникають у зачепленні зубчастих коліс, від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі, від дії власної ваги шківів, барабанів та ін.

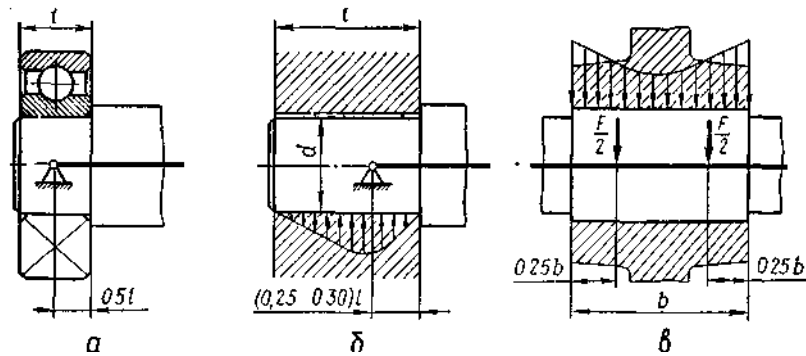


Рис. 3.6. Опори розрахункових схем

При коротких опорах (відношення довжини цапфи до її діаметра $l / d < 0,6$) центр опори суміщають із серединою підшипника (рис. 3.6, а). При довгих опорах ковзання ($l / d > 0,6$) через нерівномірність розподілу навантаження по довжині підшипника центр опори на відстані $(0,25 \dots 0,30) l$ від краю підшипника з боку навантаженої частини вала чи осі (рис. 3.6, б). Якщо відстань між опорами вала чи осі значно перевищує ширину b деталі, тоді припускають, що навантаження передається посередині посадочної поверхні вала або враховують закономірність розподілу навантаження вздовж посадочної поверхні (рис. 3.6, в). Найпростішою є розрахункова схема осі (рис. 3.7, а), навантаженої однією (або декількома) поперечною силою F .

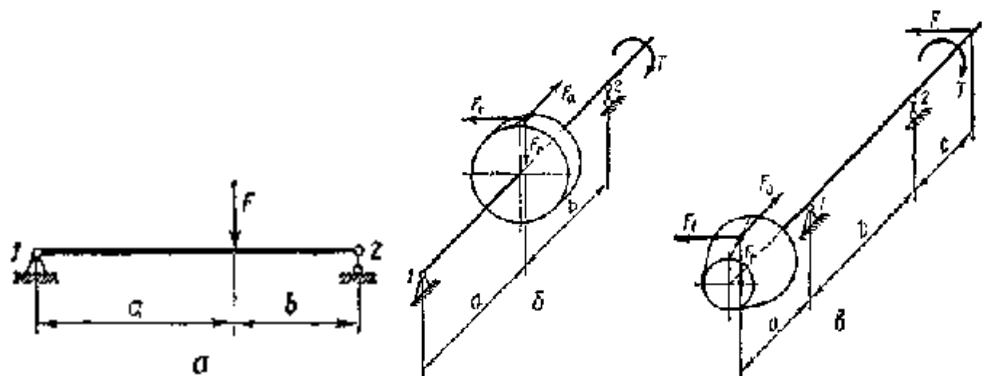


Рис. 3.7. Прості розрахункові схеми осей і валів

На (рис. 3.7, б, в) зображені розрахункові схеми валів циліндричної та конічної передач із розміщенням зубчастого колеса між опорами 1, 2 вала і консольним розміщенням колеса. Вали навантажуються обертальним

моментом T , поперечними та осьовими силами F_t , F_r , F_a , що виникають у зачепленні зубів передачі. Крім сил у зачепленні на вал можуть діяти також сили від натягу віток пасової чи ланцюгової передачі (сила F на рис. в) або сили від взаємодії деталей муфт.

Розрахункові схеми проміжних валів багатоступневих зубчастих передач зображені на рис. 3.8, г, д, е.

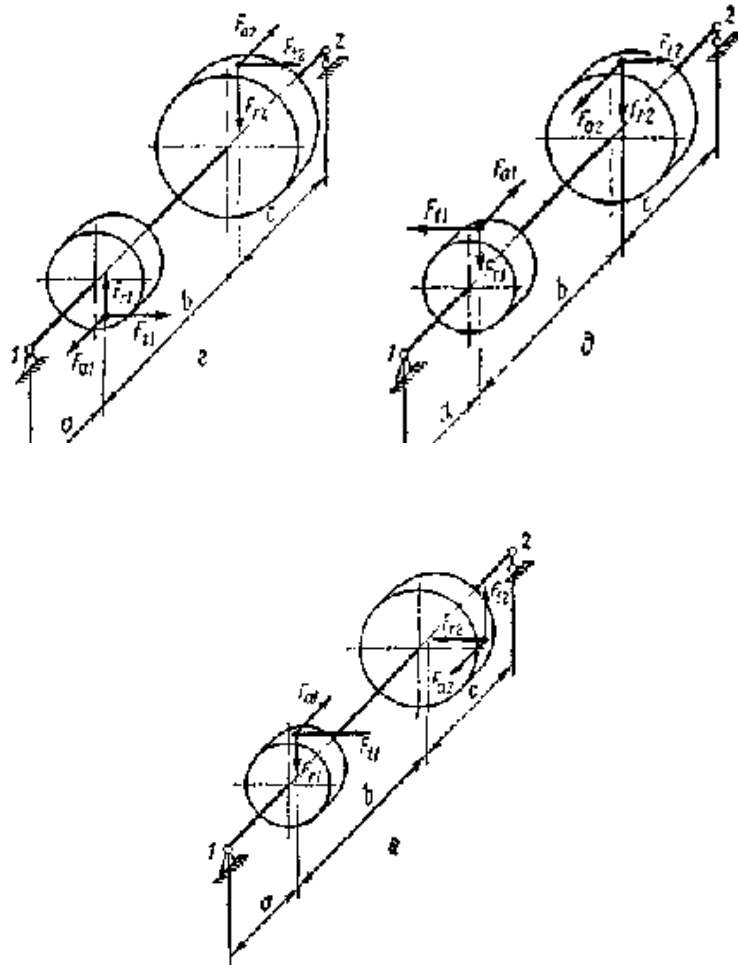


Рис. 3.8. Розрахункові схеми валів багатоступневих передач

Ці схеми відрізняються між собою взаємним розміщенням місць прикладання сил, що виникають у зачепленні зубчастих коліс. Під час аналізу схем навантаження валів необхідно розглядати окремо силові фактори в різних площинах та складові додавати геометрично (корінь квадратний із суми квадратів складових).

Вали у процесі роботи зазнають деформацій згину, розтягу або стиску і кручення. Постійний напрям поперечних сил створює у валах, що обертаються циклічно змінні напруження згину, а дія осьових сил – у перерізах валів напруження розтягу або стиску. Характер зміни дотичних напружень кручення відповідає характеру зміни в часі обертального моменту T . Отже, різні перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень. Тому для більшості валів критерій міцності – стійкість валів до втомного руйнування є основним. Для тихохідних валів або валів, що зазнають дії короткочасних пікових перевантажень, розрахунковим критерієм є статична міцність.

Вали, що мають значні (порівняно з діаметром) відстані між опорами, можуть бути недостатньо жорсткими у поперечному напрямі. Це може порушити геометрію зачеплень зубчастих коліс, заклинювання валів в опорах або поперечні коливання валів. Тому критерієм розрахунку довгих валів є умова жорсткості.

Питання для самоконтролю

1. Що називають валом і віссю?
2. Які є види цапф?
3. Дайте характеристику перехідним ділянкам валів.
4. Яка будова розрахункових схем?
5. Які опори підшипників називаються короткими?
6. Які опори підшипників називаються довгими?
7. Дайте характеристику розрахункових схем ведучих валів.
8. Дайте характеристику розрахункових схем проміжних валів.
9. Чому критерій стійкість до втомного руйнування є основним?
10. Чому для довгих валів критерієм розрахунку є умова жорсткості?

3. 1. 1. Розрахунок осей на міцність і стійкість до втомного руйнування

При постійній поперечній силі F на нерухому вісь напруження будуть постійними, а в осі, що обертається – змінними за симетричним циклом. У першому випадку розрахунок осі ведуть за умовою статичної міцності, а у другому – за умовою стійкості до втомного руйнування. Розрахунки відрізняються вибором допустимих напружень.

На рис. 3. 9 зображена розрахункова схема осі, навантаженої силою F , разом з епюрою згинальних моментів по її довжині. Умова міцності осі при згині

$$\sigma_{зГ} = M_{\max} / W_0 \leq [\sigma] \quad (3.1)$$

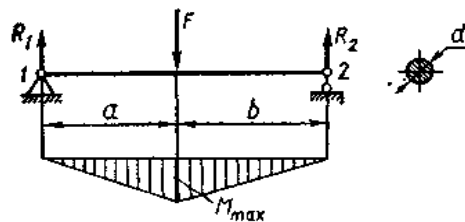


Рис. 3.9. Розрахункова схема осі

Максимальний згинальний момент M_{\max} у перерізі осі, де прикладена сила F , обчислюється за формулою

$$M_{\max} = R_1 \cdot a = R_2 \cdot b = F \cdot a \cdot b / (a + b), \quad (3.2)$$

де R_1, R_2 – реакції опор 1, 2 осі,

$$R_1 = F \cdot b / (a + b); \quad R_2 = F \cdot a / (a + b) \quad (3.3)$$

Враховуючи, що осьовий момент опору перерізу осі $W_0 = \pi d^3 / 32$, умова міцності приймає вигляд:

$$\sigma_{зГ} = 32 F \cdot a \cdot b / [\pi d^3 (a + b)] \leq [\sigma] \quad (3.4)$$

Допустиме напруження: а) за умовою статичної міцності (нерухомі осі)

$$[\sigma] = \sigma_T / [s], \quad (3.5)$$

б) за умовою забезпечення стійкості до втомного руйнування (осі, що обертаються)

$$[\sigma] = \sigma_{-1} K_d / ([s] K_\sigma), \quad (3.6)$$

де σ_T – границя текучості матеріалу осі;

$[s] = 1,5 \dots 2,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

σ_{-1} – границя витривалості;

K_d – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів перерізу осі;

K_σ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень.

Проектний розрахунок осі можна виконати за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{32 \cdot F a b / [\pi \cdot (a + b) \cdot [\sigma]]} \quad (3.7)$$

Розміри a і b та допустиме напруження за умовою стійкості до втомного руйнування визначаються з наближенням.

Питання для самоконтролю

1. Як розраховують нерухомі і рухомі осі?
2. Запишіть умову міцності осі при згині.
3. Який показник так позначається $[s]$?
4. Який показник так позначається σ_{-1} ?
5. Запишіть формулу проектного розрахунку діаметра осі.

3.1.2. Розрахунок валів на статичну міцність

Перевірку статичної міцності валів виконують із метою попередження появи пластичних деформацій під час дії короточасних перевантажень. Для розрахунку необхідно знати розміри вала та його форму, що допоможе скласти розрахункову схему.

Умову статичної міцності вала

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot K_\Pi \leq [\sigma]_E, \quad (3.8)$$

де $\sigma_{E \max}$ – максимальне еквівалентне напруження у небезпечному перерізі вала;

σ_E – еквівалентне напруження, яке обчислюють за номінальним розрахунковим навантаженням;

$K_{\Pi} = T_{\max} / T$ – коефіцієнт, що враховує короткотривалі перевантаження;

$[\sigma]_E \approx 0,8 \sigma_T$ – допустиме еквівалентне напруження.

Розглянемо вал (рис. 3.10, а), розрахункова схема якого з епюрами згинального та крутного моментів – на (рис. 3.10, б). Опорні цапфи – діаметри d_3 і d_5 . Відстані від середнього перерізу вала під зубчастим колесом до центрів опор 1 і 2 рівні a і b . Вал навантажений обертальним моментом T і силами F_t , F_r , F_a , які виникають у зачепленні колеса діаметром d .

Для даної схеми навантаження вала радіальні реакції опор (окремо від дії кожної з сил F_t , F_r і F_a) обчислюють за формулами

$$\begin{aligned} R_{1t} &= F_t \cdot b / (a + b); & R_{2t} &= F_t \cdot a / (a + b); \\ R_{1r} &= F_r \cdot b / (a + b); & R_{2r} &= F_r \cdot a / (a + b); \\ R_{1a} &= R_{2a} = 0,5 \cdot F_a \cdot d / (a + b) \end{aligned} \quad (3.9)$$

Сумарні радіальні реакції опор вала знаходять як результат геометричної суми окремих складових:

$$\begin{aligned} R_1 &= \sqrt{(R_{1r} + R_{1a})^2 + R_{1t}^2}; \\ R_2 &= \sqrt{(R_{2r} + R_{2a})^2 + R_{2t}^2} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Осьова реакція опори 1 дорівнює осьовій силі F_a , тобто $R_{x1} = F_a$.

Після побудови епюр згинальних моментів M (окремо від дії сил F_t , F_r і F_a) та крутного моменту T видно, що небезпечним перерізом вала є $A - A$ (рис. 3.10,а) під зубчастим колесом. У перерізі діють крутний момент, який дорівнює зовнішньому обертальному моменту T , та максимальні згинальні моменти M_r , M_a і M_t відповідно від сил F_r , F_a і F_t :

$$M_r = R_{1r} \cdot a = R_{2r} \cdot b; \quad M_a = R_{1a} \cdot a; \quad M_t = R_{1t} \cdot a = R_{2t} \cdot b \quad (3.11)$$

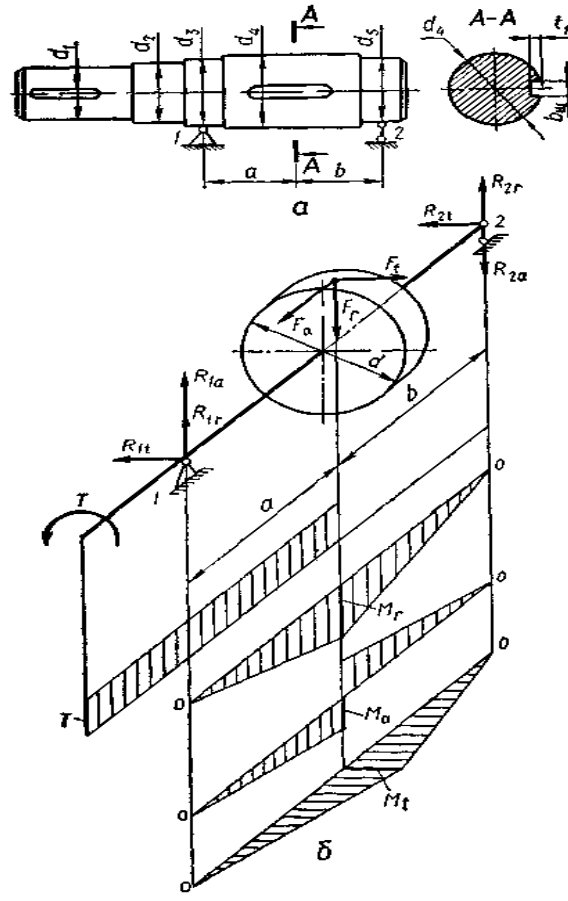


Рис. 3.10. Вал і його розрахункова схема

Результуючий максимальний згинальний момент M_{\max} визначається як геометрична сума окремих складових:

$$M_{\max} = \sqrt{(M_r + M_a)^2 + M_t^2} \quad (3.12)$$

У перерізі А – А діють нормальне напруження згину $\sigma_{зг}$, дотичне напруження кручення τ та напруження стиску σ_c , зумовлене осьовою силою F_a та осьовою реакцією R_{x1} опори 1 вала. Тому еквівалентне напруження обчислюється за формулою

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_c)^2 + 4 \cdot \tau^2}, \quad (3.13)$$

$$\sigma_{зг} = 32 M_{\max} / (\pi d_4^3); \quad \sigma_c = 4 F_a / (\pi d_4^2); \quad \tau = 16 T / (\pi d_4^3) \quad (3.14)$$

Отже, визначивши еквівалентне напруження σ_E для небезпечного перерізу вала та маючи коефіцієнт K_{Π} короточасних перевантажень, можна перевірити за умовою (3.8) статичну міцність вала при його перевантаженнях

Питання для самоконтролю

1. Запишіть умову статичної міцності вала.
2. Який показник так позначається K_{Π} ?
3. Який параметр так позначається M_T ?
4. Пояснити чотири епюри на розрахунковій схемі.
5. Який показник так позначається σ_E ?

3.1.3. Розрахунок валів на втомну міцність

Розрахунок на втомну міцність виконують у формі перевірки коефіцієнтів запасу міцності в перерізах валів за умовою

$$S \geq [S] = 1,5 \dots 2,5 \quad (3.15)$$

Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності обчислюють за формулою

$$S = S_{\sigma} \cdot S_{\tau} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}, \quad (3.16)$$

де коефіцієнти запасу міцності за нормальними S_{σ} і дотичними S_{τ} напруженнями (без урахування поверхневого зміцнення)

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K_{\sigma} \cdot \sigma_a / K_d + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m); \quad S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau} \cdot \tau_a / K_d + \psi_{\tau} \cdot \tau_m) \quad (3.17)$$

Границі витривалості матеріалу валів для необмеженого терміну служби: при симетричному циклі згину $\sigma_{-1} \approx 0,45 \sigma_B$; при симетричному циклі кручення $\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_B$.

Для вала в перерізі А – А нормальні напруження згину змінюються за симетричним циклом, а нормальні напруження стиску постійні. Тому визначають амплітуду та середнє значення нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{3\Gamma} = M_{\max} / W_{oH}; \quad \sigma_m = \sigma_c = F_a / A_H \quad (3.18)$$

Щоб визначити амплітуду та середнє значення дотичних напружень, треба знати дійсний характер зміни крутного моменту Т. Приймають зміну дотичних напружень за пульсуючим циклом для валів, що обертаються в один бік, і за симетричним циклом для валів із змінним напрямом передачі навантаження. У першому випадку (переріз вала А – А)

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau = T / (2 \cdot W_{pH}), \quad (3.19)$$

а в другому

$$\tau_a = \tau = T / W_{pH}; \quad \tau_m = 0 \quad (3.20)$$

Осьовий W_{oH} і полярний W_{pH} моменти опору перерізу та площу A_H перерізу вибирають за фактичними розмірами перерізів. Наприклад, якщо у перерізі є шпонковий паз, то

$$\begin{aligned} W_{oH} &= \pi d_4^3 / 32 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4); \\ W_{pH} &= \pi d_4^3 / 16 - b \cdot t (d_4 - t)^2 / (2 \cdot d_4); \\ A_H &= \pi d_4^2 / 4 - b t \end{aligned} \quad (3.21)$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень K_σ і K_τ вибирають залежно від механічних характеристик матеріалу вала та форми концентратора напружень у перерізі вала, де визначають коефіцієнт запасу міцності. Концентраторами напружень для валів є галтелі, кільцеві канавки, поперечні отвори, різьба, шпонкові пази, напресовка на вал. Якщо у перерізі вала декілька концентраторів напружень, то у розрахунках беруть той, для якого K_σ і K_τ більші. Коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B; \quad \psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma, \quad (3.22)$$

де σ_B – границя міцності матеріалу вала, МПа.

Для визначення коефіцієнтів запасу міцності вибирають перерізи, де виникають максимальні напруження і розміщені концентратори напружень. Наявність фактора концентрації напружень у будь-якому перерізі вала є достатньою умовою необхідності виконання розрахунку на втомну міцність навіть при незначних номінальних напруженнях у цьому перерізі.

У деяких перерізах валів можуть виникати тільки нормальні σ або тільки дотичні τ напруження. Тоді визначають S_σ або S_τ , а розрахунковий коефіцієнт запасу міцності $S = S_\sigma$ або $S = S_\tau$.

Питання для самоконтролю

1. Запишіть умову розрахунку на втомну міцність.
2. Як визначити коефіцієнт запасу міцності?
3. Який показник так позначається ψ_σ ?
4. Які перерізи вибирають для визначення коефіцієнтів запасу міцності?
5. Який показник так позначається S_τ ?

3.1.4. Розрахунок валів на жорсткість

Ступінь жорсткості валів характеризується параметрами: прогин вала y , кут нахилу поперечного перерізу θ , кут закручування вала φ . Прогини валів створюють перекося зубів у зачепленні зубчастих коліс, кути нахилу перерізів валів – заклинювання підшипників, а закручування валів зменшують точність ділильних механізмів (ділильних головок).

Умови жорсткості валів:

$$y \leq [y]; \quad \theta \leq [\theta]; \quad \varphi \leq [\varphi] \quad (3.23)$$

Допустимі пружні переміщення перерізів валів $[y]$, $[\theta]$ і $[\varphi]$ залежать від вимог до валів і приймаються з досвіду експлуатації. Рекомендації щодо їх вибору:

$[y] \approx 0,01$ м – для перерізів валів під циліндричними зубчастими колесами;

$[y] \approx 0,005$ м – для валів конічних, гіпоїдних та черв'ячних глобоїдних передач (m – модуль зубів);

$[y] = (0,0002 \dots 0,0003)l$ – для валів загального призначення у верстатобудуванні (l – відстань між опорами вала);

$[\theta] \leq 0,001$ рад – для підшипників ковзання;

$[\theta] \leq 0,01$ рад – для радіальних кулькових підшипників;

$[\theta] \leq 0,05$ рад – для сферичних кулькових підшипників;

$[\varphi] \leq 5'$ на 1 м довжини – для ходових валів важких верстатів;

$[\varphi] \leq 15...20'$ на 1м довжини – для трансмісійних валів механізмів пересування мостових кранів.

Невелика величина допустимих пружних переміщень перерізів валів вимагає визначати розміри вала не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. Для двох схем навантаження валів значення прогинів та кутів повороту перерізів визначають за формулами табл. 3.1 для валів постійного перерізу діаметром d і осьовим моментом інерції $I = \pi \cdot d^4 / 64$. Цифрами 1, 2, 3 і 4 на схемах табл. 3.1 позначені номери перерізів вала.

Кути закручування валів постійного діаметра довжиною l обчислюють за формулою

$$\varphi = T l / (G I_p), \quad (3.24)$$

де φ – кут закручування, рад;

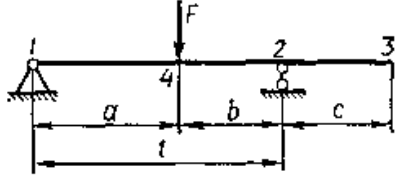
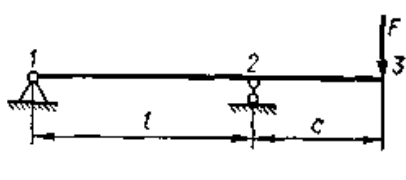
$G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві вала;

$I_p = \pi \cdot d^4 / 32$ – полярний момент інерції перерізу вала діаметром d .

Якщо вал ступінчастий, то кут φ обчислюють для окремих ділянок, та підсумовують результат.

Таблиця 3.1

Величина пружних переміщень перерізів вала

	
$\begin{aligned} \theta_1 &= Fab(l+b)/(6EI) \\ \theta_2 &= -Fab(l+a)/(6EI) \\ \theta_3 &= \theta_2 \\ \theta_4 &= Fab(b-a)/(3EI) \\ y_4 &= Fa^2b^2/(3EI) \\ y_3 &= -Fabc(l+a)/(6EI) \end{aligned}$	$\begin{aligned} \theta_1 &= -Fcl/(6EI) \\ \theta_2 &= Fcl/(3EI) \\ \theta_3 &= Fc(2l+3c)/(6EI) \\ y_3 &= Fc^2(l+c)/(3EI) \end{aligned}$

Питання для самоконтролю

1. Якими показниками характеризується жорсткість вала?

2. Запишіть умову жорсткості валів.
3. Який показник так позначають $[\theta]$?
4. Який параметр так позначають φ ?
5. Як визначають кут закручування для ступінчастого вала?

3.1.5. Розрахунок валів на попередження поперечних коливань

Більшість швидкохідних валів знаходяться під дією змінних за модулем або напрямом сил, перпендикулярних до осі обертання, наприклад сил, зумовлених дисбалансом встановлених деталей. Частота збурюючих сил дорівнює частоті обертання вала. Якщо частота збурюючих сил стає рівною частоті власних коливань вала, то настає явище резонансу, коли амплітуда коливань різко зростає. Кутова швидкість вала, що відповідає резонансним коливанням, називається критичною $\omega_{кр}$. Розрізняють згинальні та крутильні коливання валів. Крутильні коливання мають значення під час розрахунків валів із великими приєднаними масами, наприклад роторів потужних турбін.

Розрахунок валів для попередження поперечних коливань полягає у перевірці умови відсутності резонансу. Фактична кутова швидкість обертання не повинна знаходитись у межах від $0,7 \omega_{кр}$ до $1,3 \omega_{кр}$, тобто

$$0,7 \omega_{кр} > \omega > 1,3 \cdot \omega_{кр}. \quad (3.25)$$

Критичну кутову швидкість вала визначають на основі таких міркувань: на валу розміщений диск масою m симетрично до опор, центр ваги зміщений відносно геометричної осі обертання на величину e (рис.3.11 а); під час обертання вала під дією відцентрової сили F_v диска відбувається поперечний згин. При кутовій швидкості ω прогин вала буде y (рис. 3.11, б), а відцентрова сила

$$F_v = m \omega^2 (y + e) \quad (3.26)$$

Відцентрову силу F_v зрівноважує сила поперечної пружності вала

$$F_{пр} = k \cdot y, \quad (3.27)$$

де k – згинальна жорсткість вала (сила, що створює прогин вала на 1 мм).

При усталеному режимі обертання вала зберігається умова $F_v = F_{np}$, тобто $m \omega^2 (y + e) = k y$,

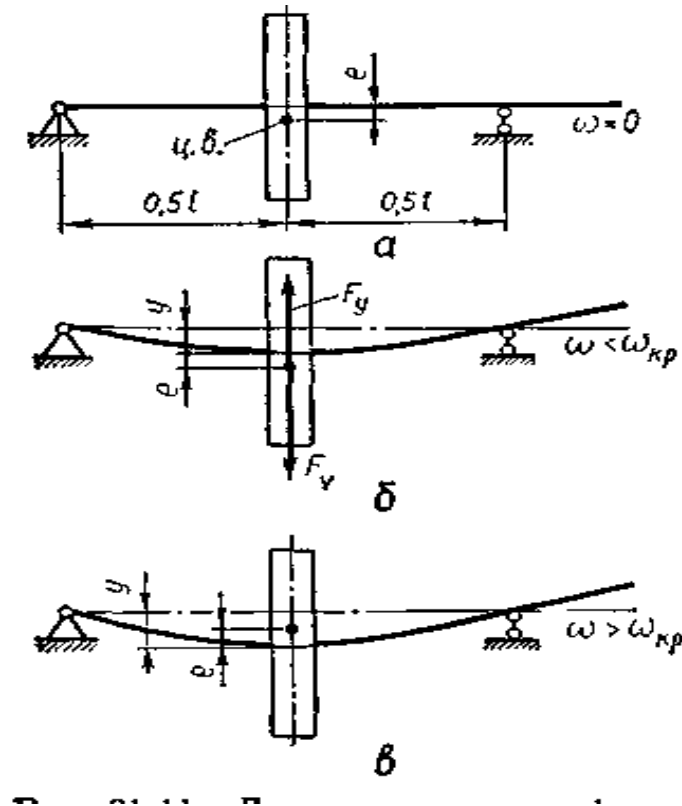


Рис. 3.11 Розрахункові схеми вала для визначення поперечних коливань

звідки утворюється вираз для прогину вала:

$$y = m \omega^2 e / (k - m \omega^2) \quad (3.28)$$

Видно, що при $k = m \omega^2$ прогин $y = \infty$, тобто настає резонанс.

Резонансна, або критична, кутова швидкість вала

$$\omega_{кр} = \sqrt{k/m} \quad (3.29)$$

Якщо взяти

$$m = G / g, \quad (3.30)$$

де G – власна вага диска,

g – прискорення вільного падіння;

$G / k = y_{ст}$ – статичний прогин вала під дією власної ваги диска, то

$$\omega_{кр} = \sqrt{g / y_{ст}} \quad (3.31)$$

Для схеми на рис. 3.11, б згинальна жорсткість вала може бути визначена, якщо записати прогин вала у вигляді

$$y = F_v l^3 / (48 E \cdot I) = k \cdot y l^3 / (48 E I).$$

Звідси маємо

$$k = 48 \cdot E I / l^3. \quad (3.32)$$

Отже, маючи критичну кутову швидкість $\omega_{кр}$ вала заданих розмірів, за умовою (3.25) можна перевірити відсутність резонансу при усталеному режимі обертання з кутовою швидкістю ω . При $\omega < \omega_{кр}$ (дорезонансний режим обертання вала) знаки e та y однакові (схема рис. 3.11, б). Якщо $\omega > \omega_{кр}$ (зарезонансний режим обертання вала), знаки при e та y протилежні. При $\omega \rightarrow \infty$ $y \rightarrow -e$, тобто центр ваги (ц. в.) диска наближається до геометричної осі обертання вала (рис. 3.11, в) – це явище називають самоцентруванням вала в закритичній області кутових швидкостей.

Більшість валів працює в докритичній області. Щоб зменшити небезпеку резонансу, треба підвищити згинальну жорсткість валів і тим самим збільшити критичну кутову швидкість. При високих швидкостях обертання, наприклад у центрифугах та турбінах, застосовують вали, що працюють у закритичній області. Тут передбачають спеціальні пристрої, що зменшують прогини валів під час переходу через резонансну область.

Питання для самоконтролю

1. Запишіть умову відсутності резонансу вала.
2. Дайте характеристику розрахунковим схемам вала.
3. Який параметр так позначається $\omega_{кр}$?
4. Які ознаки валів, що працюють у до резонансному режимі?
5. Які ознаки валів, що працюють у за резонансному режимі?

3.1.6. Проектний розрахунок та конструювання валів

На початковому етапі проектного розрахунку відомі лише деталі, що розміщуються на валу та діючі зовнішні навантаження. Виходячи з умов роботи вала, вибирають матеріал для його виготовлення. Орієнтовно визначають діаметр вала за умовою міцності на кручення

$$\tau = T / W_p \leq [\tau] \quad (3.33)$$

Полярний момент опору перерізу $W_p = \pi d^3 / 16$, в якому діє крутний момент T , із умови (20) необхідний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{16 \cdot T / (\pi \cdot [\tau])} \quad (3.34)$$

Діаметр вала за умовою (3.33) визначають для перерізів, у яких діє тільки крутний момент, для валів допустиме напруження $[\tau] = (35 \dots 40)$ МПа. Наприклад, у конструкції вала на рис. 3.12,а ділянка вала діаметром d_1 зазнає деформації кручення, тому значення цього діаметра попередньо оцінюють за умовою міцності на кручення.

У конструкції проміжного вала редуктора (рис. 3.12, б), немає перерізів, що зазнають лише деформації кручення. Між опорами вал зазнає згин в усіх перерізах, а ділянка вала між зубчастими колесами додатково скручується.

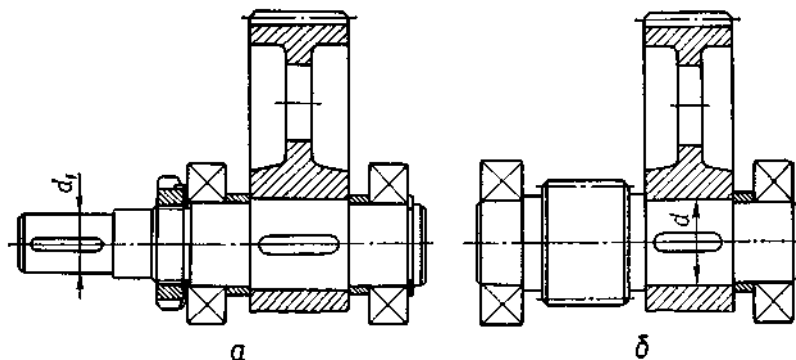


Рис. 3.12. Конструкція валів зубчастих передач

Діаметр d під зубчастим колесом можна оцінити з умови міцності на кручення, приймаючи зменшене допустиме напруження $[\tau] = (25 \dots 30)$ МПа.

Знаючи розміри деталей, розміщених на валу, розробляють конструкцію вала. Необхідно забезпечити мінімальні перепади діаметрів сусідніх ступеней вала, але достатні для створення упорних буртиків для осьової фіксації деталей. Радіуси галтелей приймають великими для зменшення концентрації напружень (однакові значення). Якщо для вала передбачено декілька шпонкових пазів, то їх необхідно розміщувати на одній лінії. На цьому етапі назначають посадки деталей на вал.

У результаті попередньої розробки конструкції вала одержують розміри його конструктивних елементів. На основі визначених розмірів виконують перевірні розрахунки. Якщо результати розрахунків будуть незадовільні (не виконується умова), то розміри вала коректують.

Питання для самоконтролю

1. Які вихідні дані проектного розрахунку?
2. Запишіть умову міцності вала при крученні.
3. Запишіть формулу проектного розрахунку діаметра вала.
4. Пояснити конструкцію валів на рис. 3.12.
5. У чому суть попередньої розробки конструкції вала?

3.2. Підшипники ковзання

Підшипники ковзання – це елементи опор валів, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Їх застосовують у таких випадках:

- а) для опор валів з кутовою швидкістю $\omega > 500$ рад/с;
- б) при відсутності підшипників кочення необхідних розмірів;
- в) роз'ємнимні підшипники (наприклад, для опор колінчастих валів);
- г) при роботі у воді або агресивному середовищі.

Підшипник ковзання складається з корпусу 1 і вкладиша 2. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника є отвори.

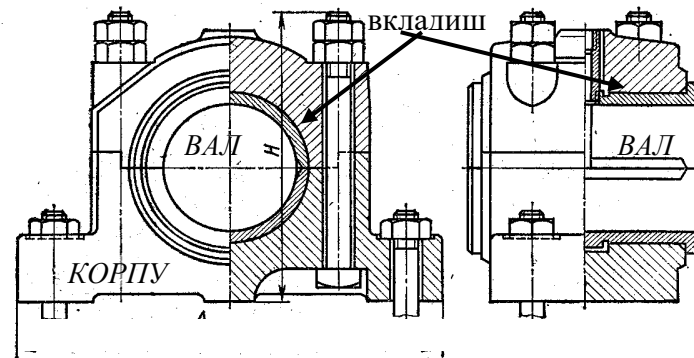


Рис. 3.13. Загальний вигляд підшипника ковзання

Площина роз'єму перпендикулярна до напрямку навантаження підшипника. Щоб усунути бокові зміщення кришки відносно корпусу, площину роз'єму підшипника виконують ступінчастою. Якщо неможливо виконати точний монтаж, тоді використовують самоустановні підшипники (рис. 3.14.). Його корпус має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє підшипнику рухатися в межах кута $\gamma = 7...8^\circ$ і в результаті рівномірно навантажує вкладиш.

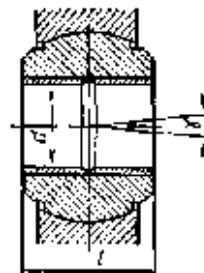


Рис. 3.14. Самоустановний підшипник

Рідинне тертя в підшипнику буде за умови, що зазор звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала (клиновий зазор). Матеріал вкладишів повинен бути стійким до спрацювання та заїдання, мати достатню пластичність, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари цапфа – вкладиш повинен бути мінімальним. Вкладиші виготовляють із чавуну,

сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів. Для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів використовують бабіти. Високоолов'яні бабіти (наприклад, Б83) використовують при високих швидкостях та тисках.

Критеріями працездатності підшипників ковзання є стійкість до спрацювання та стійкість до втомного руйнування робочих поверхонь. Стійкість до спрацювання характеризується опором абразивному спрацюванню та заїданню. Абразивне спрацювання виникає при недостатній несучій здатності мастильного шару в підшипнику. Заїдання виникає під час втрати мастильною плівкою захисної здатності при високих місцевих тисках і температурах.

Основним розрахунком підшипників ковзання є розрахунок за умовою забезпечення рідинного тертя, щоб мастильний шар сприймав усе навантаження. Критичне значення товщини шару мастила, при якому порушується режим рідинного тертя обчислюють за формулою

$$h_{кр} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2}), \quad (3.35)$$

де R_{z1} , R_{z2} – висота нерівностей по десяти точках поверхні цапфи і вкладиша.

У процесі обертання вала мастило починає втягуватись у клиновий зазор за рахунок сил тертя і при кутовій швидкості вала $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі та зміщається в бік обертання. Зі збільшенням кутової швидкості збільшується і товщина h мастильного шару, а центр цапфи наближається до центра вкладиша. Зовнішнє навантаження F на вал зрівноважується гідродинамічним тиском p у мастильному шарі.

Питання для самоконтролю

1. Яка будова підшипника ковзання?
2. Як працює самоустановний підшипник ковзання?
3. Які вимоги до матеріалу вкладишів?

4. З якою метою використовують бабіт?
5. Який розрахунок підшипників ковзання є основним?
6. Як визначити критичну товщину масляного шару?
7. Який параметр позначається літерою R_{z1} ?
8. Які критерії працездатності підшипників ковзання?
9. Який показник позначається літерою $h_{кр}$?
10. Поясніть ефект «масляного клину».

3.2.1. Розрахунки підшипників ковзання

Якщо режим рідинного тертя не може бути забезпеченим, тоді виконують умовні розрахунки, які полягають в обмеженні тиску p у підшипнику та параметра pv_s :

$$p = F / dl \leq [p]; \quad (3.36)$$

$$pv_s \leq [p \cdot v_s], \quad (3.37)$$

де F – радіальне навантаження на підшипник;

d – діаметр цапфи;

l – довжина підшипника;

$v_s = 0,5\omega d$ – швидкість ковзання або колова швидкість цапфи.

При високих швидкостях ковзання і невеликих тисках надійність підшипників ковзання зменшується через підвищення температури, тому обмежують швидкість ковзання за умовою:

$$v_s \leq [v_s] \quad (3.38)$$

Розрахунок радіальних підшипників рідинного тертя базується на тому, що розрахункова товщина мастила h повинна бути більшою від критичної товщини $h_{кр}$:

$$S_h = h / h_{кр} > [S]_h. \quad (3.39)$$

де S_h – коефіцієнт запасу надійності підшипника, $[S]_h = 1,5 \dots 2$ – його допустиме значення. Критичне значення товщини шару мастила $h_{кр}$ беруть із

розрахунку, що висота нерівностей поверхні цапфи повинна бути $R_{z1} \leq 3,2$ мкм, а висота нерівностей робочої поверхні вкладиша – $R_{z2} \leq 6,3$ мкм.

Розрахункову товщину h шару мастила в підшипнику обчислюють за формулою

$$h = \delta - e = \delta (1 - \chi), \quad (3.40)$$

де $\chi = e / \delta$ – відносний ексцентриситет, який визначає положення цапфи в підшипнику. Його вибирають вибирають за графіками залежно від коефіцієнта навантаженості підшипника Φ та відношення l / d :

$$\Phi = F \psi^2 / (\mu \cdot \omega \cdot l \cdot d) = p \cdot \psi^2 / (\mu \cdot \omega) \quad (3.41)$$

Отже, розрахунок підшипників ковзання в режимі рідинного тертя полягає у визначенні коефіцієнта навантаженості Φ , за яким по графіках вибирають відносний ексцентриситет χ . Маючи відносний ексцентриситет та радіальний зазор δ у підшипнику, обчислюють товщину h шару мастила, яку порівнюють із критичною товщиною $h_{кр}$. Необхідний радіальний зазор δ забезпечується вибором відповідної стандартної посадки цапфи вала у вкладиші.

Питання для самоконтролю

1. Поясніть умову $p = F / dl \leq [p]$.
2. Поясніть умову $v_s \leq [v_s]$.
3. Який показник позначається літерою S_h ?
4. Який показник позначається літерою Φ ?
5. Який алгоритм розрахунку підшипника ковзання в режимі рідинного тертя?

3.3. Підшипники кочення

Підшипники кочення – це елементи опор валів, що працюють на використанні принципу тертя кочення. Підшипник кочення складається із

зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані.

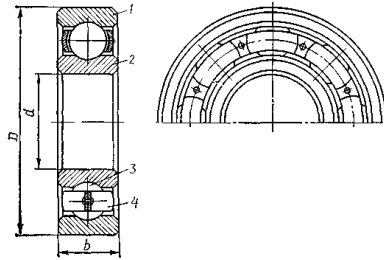


Рис. 3.15. Будова підшипника кочення

Недоліки підшипників кочення:

- а) неможливість застосування при малих відстанях між осями валів;
- б) обмежений термін служби, при великих навантаженнях та швидкостях;
- в) низька здатність демпфувати ударні навантаження;
- г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

Підшипники кочення класифікують за такими ознаками:

1. Формою тіл кочення підшипники: кулькові та роликові. Роликові підшипники:

- а) з короткими та довгими роликами (рис. 3.16, б, в);
- б) з витими роликами (рис. 3.16, е);
- в) з конічними роликами (рис. 3.16, д);
- г) з бочкоподібними роликами (рис. 3.16, е, є);
- д) з голчастими роликами (рис. 3.16, ж).

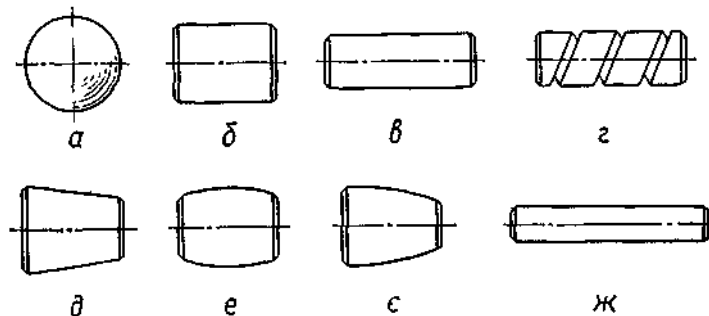


Рис.3.16. Види тіл кочення

2. Кількістю рядів тіл кочення: одно -, дво - та чотирирядні.

3. Способом компенсації перекосів вала – несамоустановні та самоустановні сферичні. Самоустановні підшипники допускають перекося кілець до $2-3^\circ$, завдяки чому можуть працювати при неспіввісному розміщенні отворів під підшипники

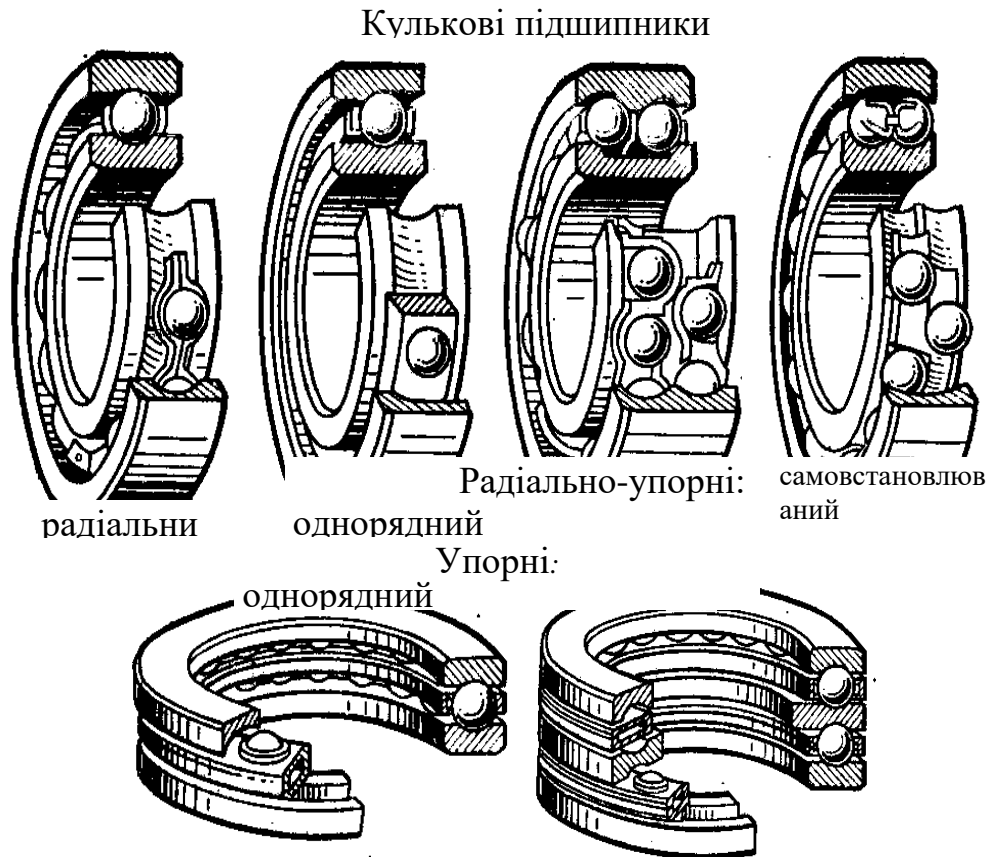


Рис. 3.17. Загальний вигляд кулькових підшипників

4. Радіальними розмірами підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром d – на 5 серій діаметрів (надлегка, особливо легка, легка, середня та важка) і на 5 серій ширин (особливо вузька, вузька, нормальна широка, особливо широка). Співвідношення розмірів підшипників різних серій показано на рис. 3.19 (а – особливо легка серія; б – легка; в – легка широка; г – середня; д – середня широка; е – важка серія).

5. Напрямом сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють на радіальні – сприймають радіальне навантаження; упорні – сприймають осьове навантаження; радіально-упорні – здатні сприймати

радіальне та осьове навантаження; упорно-радіальні—сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

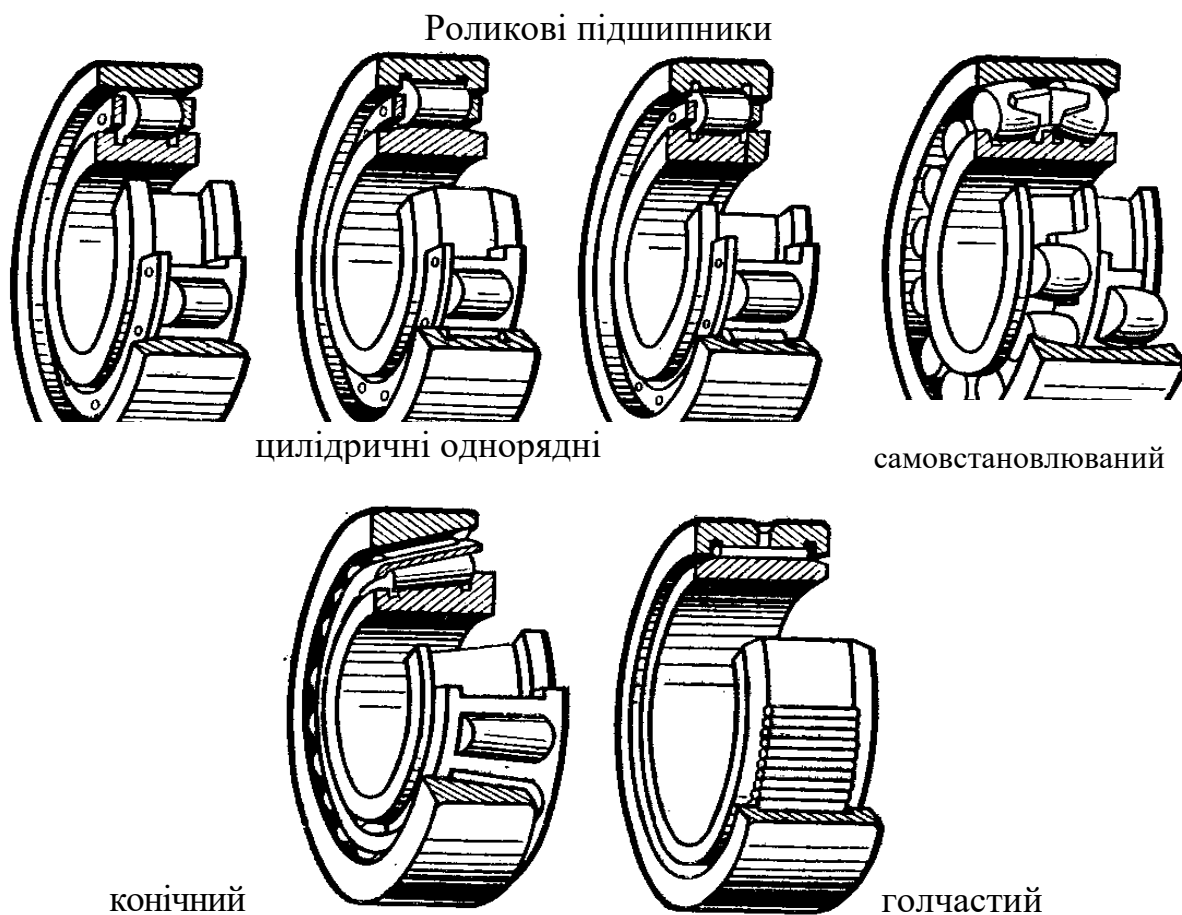


Рис. 3.18. Загальний вигляд роликових підшипників

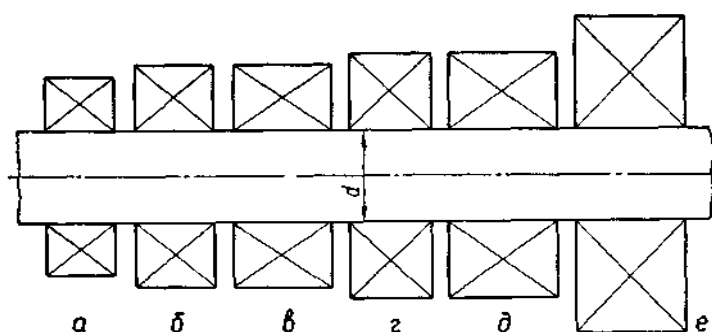


Рис. 3.19. Співвідношення розмірів різних серій підшипників

Дві перші цифри умовного позначення, рахуючи справа, для підшипників з внутрішнім діаметром 20 мм і більше означають внутрішній діаметр, якщо їх помножити на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром

до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра, мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

Третя цифра праворуч – це серія підшипників всіх діаметрів ($d \geq 10$ мм): особливо легка серія позначається цифрою 1, легка–2, середня – 3, важка – 4, легка широка – 5, середня широка – 6 і т. д.

Четверта цифра праворуч вказує на тип підшипника: 0 – радіальний кульковий однорядний; 1 – радіальний кульковий дворядний сферичний; 2 – радіальний із короткими циліндричними роликами; 3 – радіальний роликовий дворядний сферичний; 4 – роликовий із довгими циліндричними роликами або голчастий; 5 – роликовий із витими роликами; 6 – радіально–упорний кульковий; 7 – роликовий конічний; 8 – упорний кульковий; 9 – упорний роликовий.

П'ята та шоста цифри праворуч, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності (2 – найвищий клас точності). Нормальний клас точності 0 вказується. Приклади позначення підшипників: 318 – внутрішній діаметр $d = 18 \cdot 5 = 90$ мм; 3 – середня серія; 0 – радіальний кульковий однорядний підшипник (нуль спереду позначення не записується); 7216 – внутрішній діаметр 80 мм, легка серія, підшипник роликовий конічний.

Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ДСТ 520–89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2. Точність підшипників кочення характеризується:

- а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець);
- б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець;
- в) точністю обертання.

Основні параметри стандартних підшипників – розміри, маса, вантажопідйомність (статична і динамічна), гранична швидкість обертання. Матеріали для кілець та тіл кочення підшипників – підшипникові високовуглецеві хромисті сталі ШХ9, ШХ15 і ШХ15ГС. Твердість після термообробки кілець і роликів становить 60... 65 HRC, а кульок – 62...66 HRC.

Для осьового фіксування вала і сприймання опорою осьових навантажень обидва кільця підшипника фіксуються так: внутрішнє кільце – на валу, зовнішнє – у корпусі опори. На рис. 3.20 показані способи монтажу підшипників на валу.

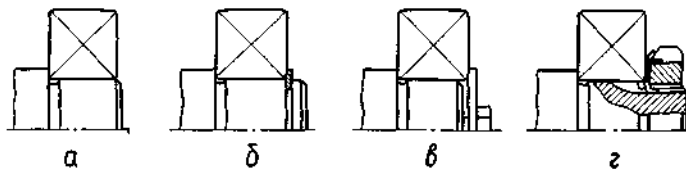


Рис. 3.20. Способи фіксації підшипників на валу

Види фіксаторів для валів, що обертаються відносно нерухомого корпусу: буртики вала і посадку з натягом (рис.3.20, а), пружинні стопорні кільця (рис.3.20, б), торцеві шайби (рис.3.20, в) і круглі спеціальні гайки разом із стопорними шайбами (рис.3.20, г).

Способи фіксації зовнішнього кільця підшипників при нерухомому корпусі наведені на рис. 3.21. За потреби забезпечення осьового переміщення опори вала, наприклад для компенсації температурних деформацій, зовнішнє кільце підшипника не фіксується в осьовому напрямі (рис.3.21, а). Однобічна фіксація осьового положення вала може здійснюватись однобічним закріпленням зовнішнього кільця підшипника буртиком у гнізді корпусу або кришкою підшипника (рис. 3.21, б, в).

Двобічне закріплення зовнішнього кільця в гнізді корпусу виконується за допомогою буртика або пружинного стопорного кільця та кришки підшипника (рис. 3.21, г, д).

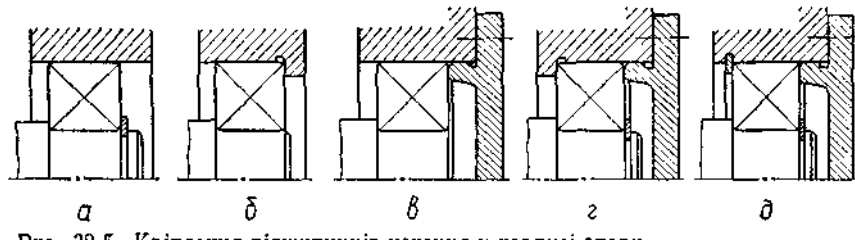


Рис. 3.21. Способи фіксації підшипників у корпусі

Короткі вали встановлюють на радіальних кулькових підшипниках з однобічною фіксацією зовнішніх кілець у двох опорах (рис. 3.22, а). Зазор $0,1...0,3$ мм попереджує заклинювання при температурних деформаціях.

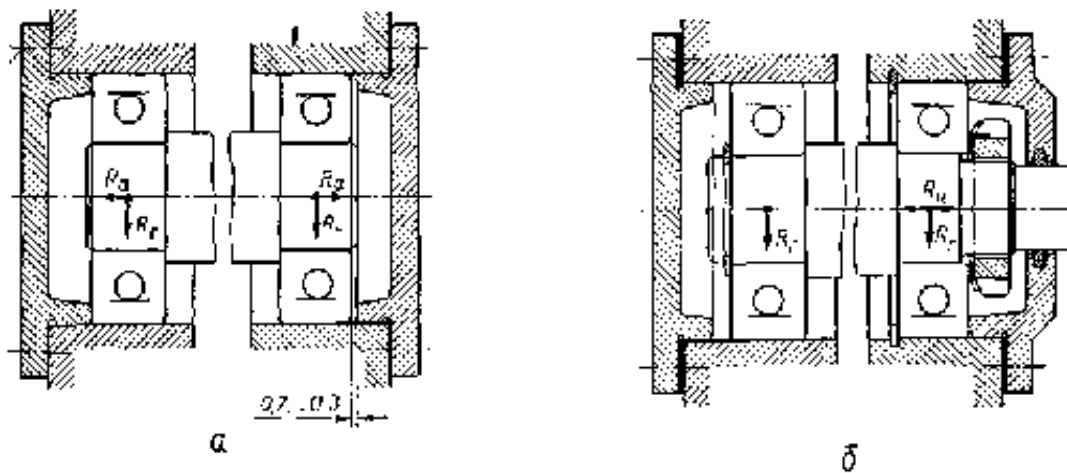


Рис. 3.22. Схеми установки на підшипниках коротких і довгих валів

Довгі вали розміщують на радіальних кулькових підшипниках з двобічною фіксацією правого підшипника (рис. 3.22, б). Із двох боків на валу та в корпусі правий підшипник сприймає радіальне і осьове навантаження, а вільно розміщений у гнізді корпусу лівий підшипник (плаваюча опора) – радіальне навантаження.

Радіально-упорні роликові підшипники одночасно сприймають радіальне та осьове навантаження. У процесі радіального навантаження виникає осьова сила, яка зумовлена кутом контакту α тіл кочення підшипників. Осьова сила намагається змістити вал в осьовому напрямі, тому необхідно розміщувати підшипники так, щоб осьові сили, які в них виникають, діяли в протилежні боки (тобто з протилежним напрямом кутів

контакту α). Для коротких валів застосовують варіанти монтажу «у розпир» (рис. 3.23, а) та «у розтяжку» (рис. 3.23, б), де кільця мають одnobічну осьову фіксацію на валу і в гнізді корпусу. Довгі вали, навантажені радіальними і осьовими силами, розміщують на комбінованих опорах (рис. 3.23,в). Одна опора складається з двох радіально-упорних підшипників, поставлених «у розпир», і сприймає радіальне і двобічне осьове навантаження, а інша – з радіального підшипника (сприймає радіальне навантаження) з можливістю осьового переміщення (плаваюча опора) при температурних видовженнях вала. Регулювання натягу підшипників здійснюють за допомогою набору прокладок між корпусом та кришкою (рис. 3.23, а, в) або за допомогою гайки на валу (рис. 3.23, б).

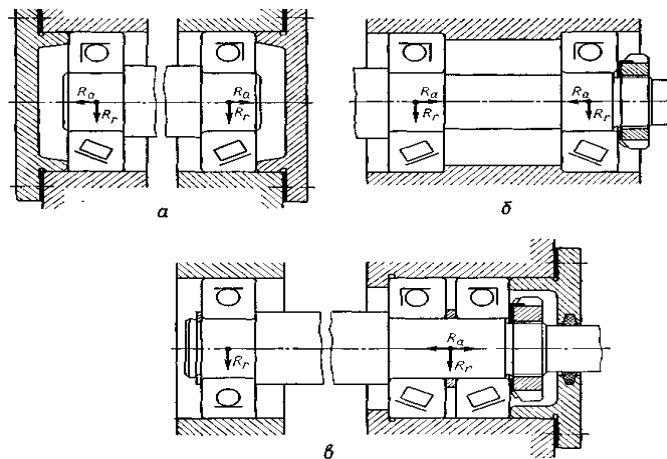


Рис. 3.23. Схеми монтажу радіально-упорних підшипників

Одинарні упорні підшипники сприймають осьове навантаження в одному напрямі, а подвійні підшипники – двобічне осьове навантаження (рис. 3.24).

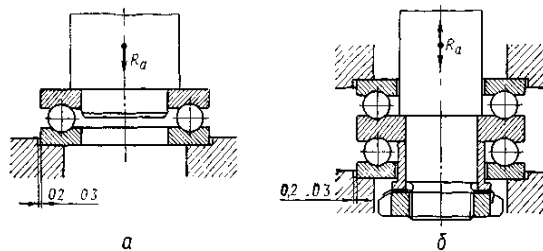


Рис. 3.24. Схема монтажу упорних підшипників

Розрізняють два види навантажень підшипників: циркуляційне і місцеве. При циркуляційному навантаженні кільце підшипника обертається відносно вектора дії сили, наприклад внутрішнє кільце підшипника на валу, посаджене на вал із натягом. При місцевому навантаженні кільце не обертається відносно вектора діючої сили. У цьому випадку кільця підшипників ставлять із зазором або малим натягом. Така посадка дозволяє кільцю під дією поштовхів та вібрацій повертатись навколо своєї осі та вступати в роботу новими ділянками бігової доріжки.

Поля допусків вала для посадки внутрішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (вал обертається) – j_6, k_6, m_6, n_6 ; при місцевому навантаженні (вал не обертається) – g_6, h_6 . Поля допусків отворів в корпусі для посадки зовнішніх кілець підшипників: при циркуляційному навантаженні (корпус обертається) – K_6, M_7, N_7 ; при місцевому навантаженні (корпус не обертається) – Js_7, H_7, K_6, M_7 .

Змащування підшипників рідкими мастилами здійснюється зануренням у мастильну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або краплинним способом. Щоб захистити підшипники кочення від забруднення та попередити витікання мастила, застосовують ущільнювальні пристрої.

За принципом дії ущільнювальні пристрої (рис 3.25) поділяють на:

а) контактні (манжетні та сальникові), що використовуються при низьких та середніх швидкостях (ущільнювальна дія забезпечується завдяки щільному контакту деталей пристрою);

б) лабіринтні, що застосовують у необмеженому діапазоні швидкостей (захист здійснюється завдяки підвищеному опору витікання мастила через вузькі щілини);

в) щілинні;

г) відцентрові, що застосовують при середніх та високих швидкостях (принцип дії – відкидання відцентровими силами мастила та забруднюючих речовин, що попадають у підшипникові вузли).

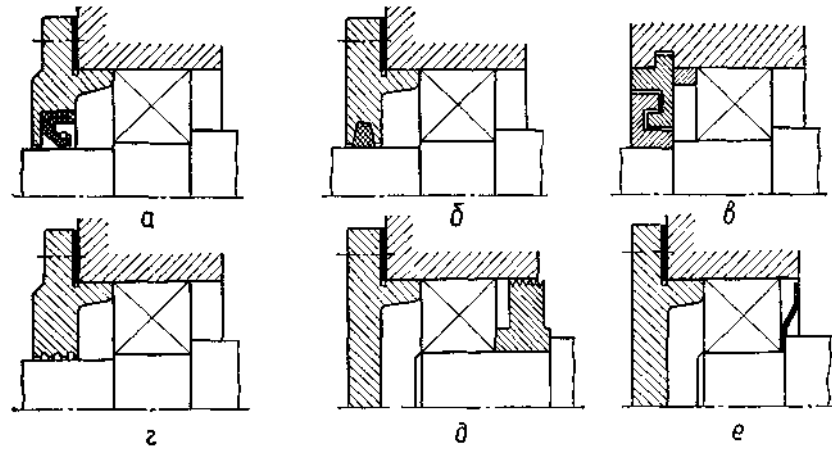


Рис. 3.25. Види ущільнюючих пристроїв

Манжетні ущільнення (рис. 3.25, а) мають вигляд кільцевих манжет, які встановлюють у кришку з натягом. Манжета притискається до вала під дією сил пружності манжети та спеціальної пружини. Манжетні ущільнення стандартизовані (ДСТ 8752–79). Вони можуть бути використаними при колових швидкостях до 10 м/с.

Сальникові ущільнення (рис. 3.25, б) виконують у вигляді просочених у мастилі фетрових кілець, що розміщені з натягом у кільцевих жолобах. Використовують сальникові ущільнення при швидкостях до 5 м/с.

Лабіринтні ущільнення (рис. 3.25, в) оптимальні для роботи при високих швидкостях. Малі зазори 0,2–0,5 мм при роботі ущільнень в умовах низьких та середніх швидкостей заповнюють пластичним мастилом.

Щілинні ущільнення (рис. 3.25, г, д) виконують у вигляді кільцевих щілин із проточками. Щілини заповнюють пластичним мастилом і використовують для підшипникових вузлів, що працюють у чистому та сухому середовищі.

Ущільнення, робота яких базується на дії відцентрової сили (рис. 3.25, е), використовують як внутрішні ущільнення. Вони не забезпечують ущільнювальної дії при зупинках машини.

Питання для самоконтролю

1. Яка структура умовного позначення підшипників кочення?
2. Які схеми монтажу підшипників називають «у розпір» та «у розтяжку»?
3. Пояснити відмінність між одинарними і подвійними упорними підшипниками.
4. Яке навантаження підшипників кочення називається циркуляційним?
5. Яке навантаження підшипників кочення називається місцевим?
6. Які поля допусків використовують для внутрішніх кілець підшипників?
7. Які існують способи змащення підшипників кочення?
8. Який принцип дії манжетних ущільнень?
9. Який принцип дії лабіринтних ущільнень?
10. Який принцип дії щілинних ущільнень?

3.3.1. Навантаження тіл кочення. Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення

Навантаження сприймають тільки ті тіла кочення, що розміщені на дузі, яка не перевищує 180° .

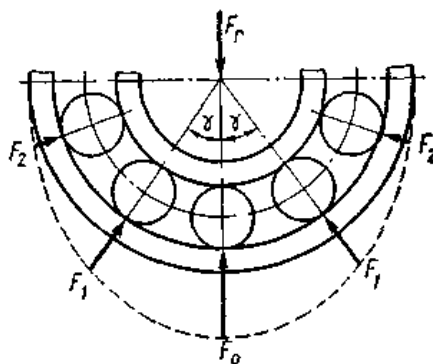


Рис. 3.26. Схема дії сил на тіла кочення

При симетричному розміщенні кульок відносно лінії дії радіального навантаження F_r за умовою рівноваги обчислюють за формулою

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma, \quad (3.42)$$

де $\gamma = 360^\circ/z$;

z – кількість кульок.

При відомих $F_0, F_1 \dots F_n$ можна визначити контактні напруження в підшипнику. На практиці виконують не розрахунок за контактними напруженнями, а підбір підшипників за навантаженнями.

Кулька в підшипнику здійснює планетарний рух. Кутова швидкість сепаратора залежить від діаметра кульки. Чим він більший, тим менша кутова швидкість сепаратора. При неточному виготовленні кульок великі з них гальмують, а менші прискорюють обертання сепаратора. Між сепаратором і кульками можуть виникати значний тиск і сили тертя. З цим пов'язане спрацювання кульок і сепараторів, збільшення втрат в підшипнику та випадки поломки сепараторів. У кулькових підшипниках крім тертям кочення відбувається тертя ковзання, що створює додаткове спрацювання і втрати енергії. У роликів підшипниках спостерігається чисте кочення, тому втрати енергії і спрацювання в роликів підшипниках менші, ніж в кулькових.

Основні види руйнувань підшипників кочення: втомне викришування робочих поверхонь, спрацювання кілець, руйнування кілець і тіл кочення, залишкові деформації. Втомне викришування робочих поверхонь відбувається в результаті дії змінних контактних напружень на бігових доріжках кілець і спостерігається у тривало працюючих у нормальних умовах підшипників. Викришування починається на доріжках кочення найбільш напружених кілець: у більшості підшипників – на внутрішніх, а у сферичних – на зовнішніх кільцях. Спрацювання кілець та тіл кочення спостерігається при недостатньому захисті підшипників від впливу зовнішнього абразивного середовища. Руйнування кілець підшипника та тіл кочення пов'язане з ударними перевантаженнями, неправильним монтажем опори, що може спричинити перекося кілець і заклинювання підшипника. Руйнування сепараторів – результат дії відцентрових сил та навантаження

сепаратора з боку тіл кочення. Залишкові деформації на бігових доріжках кілець виникають внаслідок динамічних та ударних навантажень у формі місцевих ямок та вм'ятин. Спостерігаються у тихохідних підшипниках при значних навантаженнях.

Розрахунок підшипників кочення виконують за двома критеріями – умовою попередження залишкових деформацій (розрахунок на статичну вантажопідйомність) і умовою попередження появи ознак втомного руйнування робочих поверхонь протягом розрахункового терміну служби (розрахунок на динамічну вантажопідйомність).

Питання для самоконтролю

1. Поясніть схему навантаження тіл кочення.
2. Як впливає фактор розмірів тіл кочення на рух сепаратора?
3. Які види тертя виникають у підшипнику кочення?
4. Які бувають види руйнування підшипників кочення?
5. Назвіть два критерії розрахунку підшипників кочення.

3.3.2. Підбір підшипників кочення за статичною і динамічною вантажопідйомністю

Статичним навантаженням буде тоді, коли кутова швидкість рухомого кільця підшипника не перевищує 0,1 рад/с. Підбір таких підшипників здійснюється за умовою

$$R_0 < C_0, \quad (3.43)$$

де R_0 – розрахункове статичне навантаження на підшипник;

C_0 – базова статична вантажопідйомність.

Базова статична вантажність – це таке статичне навантаження на підшипник, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і

кілець у найбільш навантаженій точці контакту, що дорівнює 0,0001 діаметра тіла кочення.

Розрахункове статичне навантаження на підшипник обчислюють за формулою

$$R_0 = X_0 R_r + Y_0 R_a, \quad (3.44)$$

де R_r , R_a – радіальне та осьове навантаження на підшипник відповідно, Н;

X_0 , Y_0 – коефіцієнти радіального та осевого статичного навантаження відповідно.

Якщо у розрахунках виявиться, що $R_0 < R_r$, то треба брати $R_0 = R_r$. Якщо умова для підшипника не виконується, то вибирають підшипники більш важких серій.

Динамічно навантаженими вважають такі підшипники, у яких рухоме кільце обертається зі швидкістю $\omega > 0,1$ рад/с. При $0,1 < \omega < 1$ рад/с у розрахунках беруть $\omega = 1$ рад/с. Динамічно навантажені підшипники підбирають за фактичною довговічністю в заданих умовах експлуатації за умови відсутності проявів втомного руйнування.

Базова динамічна вантажність – це постійне радіальне навантаження, яке підшипник може сприймати протягом одного мільйона обертів без руйнувань.

Залежність між навантаженням на підшипник та його довговічністю:

$$L = a_1 a_{23} (C_r / R)^p, \quad (3.45)$$

де L – довговічність підшипника до появи ознак втоми, млн об;

a_1 і a_{23} – коефіцієнти;

C_r – базова динамічна вантажопідйомність;

R – розрахункове еквівалентне навантаження на підшипник;

p – показник степеня, для кулькових підшипників дорівнює 3, а для роликових підшипників – 10/3.

Підбір підшипників кочення за динамічною вантажопідйомністю зводиться до визначення довговічності в конкретних умовах роботи.

Довговічність L_h , год, обчислюють за формулою

$$L_h = 10^6 \pi L / (1800 \omega) = 1745 L / \omega \quad (3.46)$$

Необхідна довговічність підшипників L_h визначається терміном служби машини. Стандарти регламентують довговічність підшипників: $L_h = 10\ 000$ год для зубчастих редукторів; $L_h = 5000$ год для черв'ячних редукторів.

Коефіцієнт a_1 враховується в разі потреби мати підшипники підвищеної надійності: $a_1 = 1$ при 90 %-й надійності; $a_1 = 0,62$ при 95 %-й; $a_1 = 0,44$ при 97 %-й; $a_1 = 0,33$ при 98 %-й. Коефіцієнт a_{23} враховує якість матеріалу деталей підшипника та умови експлуатації. Для звичайних умов роботи серійних підшипників: кулькових, крім сферичних, $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$; кулькових сферичних і роликів із циліндричними роликами $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$; роликів конічних $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$.

Якщо довговічність підшипників, що розрахована за базовою динамічною вантажністю, незадовільна, то беруть підшипник більшого типорозміру.

Розрахунковим еквівалентним навантаженням R називається така постійна радіальна сила, яка при її дії на підшипник забезпечує таку ж довговічність, як і при дійсних умовах навантаження.

Розрахункове еквівалентне навантаження знаходять за формулами: для радіальних кулькових та роликів підшипників, не навантажених осьовою силою ($R_a = 0$ і $X = 1$),

$$R = V R_r K_\epsilon K_T; \quad (3.47)$$

для упорних кулькових та роликів підшипників ($R_r = 0$; $V = 1$)

$$R = R_a K_\epsilon K_T \quad (3.48)$$

для упорно-радіальних кулькових та роликів підшипників

$$R = (X R_r + Y R_a) K_\epsilon K_T, \quad (3.49)$$

де R_r , R_a – радіальне та осьове зовнішні навантаження на підшипник відповідно;

X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;

V – коефіцієнт обертання ($V = 1$ – якщо внутрішнє кільце обертається і $V = 1,2$ – якщо не обертається);

K_6 – коефіцієнт безпеки ($K_6 = 1$ – при спокійному навантаженні; $K_6 = 1,2$ – при легких поштовхах і короткочасних перевантаженнях до 125 %; $K_6 = 1,5$ – при помірних поштовхах і перевантаженнях до 150 %; $K_6 = 2$ – при значних поштовхах та вібраціях і перевантаженнях до 200 %; $K_6 = 3$ – при ударному навантаженні та перевантаженнях до 300 %);

K_T – температурний коефіцієнт (якщо робоча температура опори $t \leq 100^\circ\text{C}$, то $K_T = 1$; якщо $t = 125^\circ\text{C}$, то $K_T = 1,05$; якщо $t = 150^\circ\text{C}$, то $K_T = 1,1$).

Значення коефіцієнтів X і Y вибирають на основі порівняння відношення R_a / VR_r і параметра осевого навантаження e . Це пов'язано з тим, що через наявність радіального зазора в підшипнику при відсутності осевого навантаження має місце нерівномірність навантаження тіл кочення. Зі збільшенням осевого навантаження при постійному радіальному відбувається зменшення зазора і навантаження на тіла кочення розподіляється більш рівномірно. Для деякого значення $R_a / VR_r = e$ компенсується в однорядних підшипниках збільшення загального навантаження на підшипник із ростом осевої сили R_a . Тому значення X і Y різні при $R_a / VR_r \leq e$ і $R_a / VR_r > e$. В однорядних підшипниках при $R_a / VR_r \leq e$ розрахунок ведеться на дію лише радіального навантаження, тобто $X = 1$ і $Y = 0$.

Параметр осевого навантаження e для кулькових підшипників вибирають залежно від відношення R_a / C_0 . Для інших типів підшипників параметр e вибирають у каталозі. Осеві навантаження R_a приймають рівними зовнішнім осевим силам F_a , що діють на вал. Осеві навантаження R_a на радіальне-упорні підшипники визначають за зовнішньою осевою силою F_a , що діє на вал, і осевими складовими F_{s1} та F_{s2} , що виникають у двох опорах вала при радіальному навантаженні їх.

Освову складову силу F_s , що виникає при радіальному навантаженні радіально-упорного підшипника, знаходять із залежностей: $F_s = eR_r$ – для

кулькових підшипників; $F_s = 0,83 eR_r$ – для роликів конічних підшипників.

Для підшипників типу 36000 параметр e залежить від відношення R_a / C_0 , для визначення R_a параметр e обчислюють за формулою

$$Ige = (\lg (R_r/C_0) - 1,144) / 4,729 \quad (3.50)$$

Розрахункові осьові навантаження R_{a1} і R_{a2} на радіально-упорні підшипники двох опор вала визначають залежно від схеми розміщення радіально-упорних підшипників (рис 3.23, а, б) та напрямку зовнішньої осьової сили F_a . Для двох радіально-упорних підшипників опор вала повинні зберігатись умови: $R_{a1} \geq F_{s1}$; $R_{a2} \geq F_{s2}$. З урахуванням цих умов та умов рівноваги вала $F_a - R_{a1} + R_{a2} = 0$ знаходять розрахункові осьові навантаження R_{a1} та R_{a2} .

Підшипники кочення, що працюють при змінних режимах навантаження, підбирають за розрахунковим еквівалентним навантаженням R_E , яке дорівнює силі, що створює такий же ефект втоми підшипника, як і весь комплекс діючих сил за розрахунковий термін служби:

$$R_E = K_E R, \quad (3.51)$$

де R – розрахункове еквівалентне навантаження, що визначається з урахуванням тривало діючих максимальних сил R_r і R_a ;

K_E – коефіцієнт інтенсивності режиму навантаження підшипників. Для постійного швидкісного режиму роботи підшипників коефіцієнт інтенсивності $K_E = 1 \dots 0,4$.

Для опор валів циліндричних зубчастих передач перевагу надають радіальним кульковим підшипникам, якщо осьове навантаження становить менше 35 % від сумарного радіального ($F_a / VR_r \leq 0,35$). Якщо відношення $F_a / VR_r > 0,35$, то використовують інші типи підшипників, наприклад кулькові радіально-упорні. Спочатку вибирають підшипники легкої серії. Якщо розрахункова довговічність виявиться недостатньою, то приймають підшипники середньої серії. У силових передачах для опор валів конічних та черв'ячних коліс використовують роликові конічні підшипники. При

тривалій неперервній роботі черв'ячної передачі, з метою зменшення її нагрівання, для опор черв'яка використовують і кулькові радіально-упорні підшипники зі збільшеним кутом контакту тіл кочення типів 46 000 і 66 000.

Питання для самоконтролю

1. Що називається базовою статичною вантажністю?
2. Який показник так позначається L_h ?
3. Які параметри так позначаються F_{s1} , F_{s2} ?
4. Який параметр так позначається R_E ?
5. Як використовують відношення F_a / VR при виборі підшипників?

3.4. Муфти приводів

Муфтами називають пристрої, що з'єднують вали і передають обертальний момент без його зміни. Крім з'єднання валів і передавання обертального моменту, муфти можуть виконувати і інші функції, наприклад, компенсування похибок взаємного розміщення валів, захист елементів машини від перевантажень, зменшення динамічних навантажень, з'єднання і роз'єднання робочого органу машини з двигуном без його вимикання.

Розрізняють осьове зміщення Δ_0 валів, радіальне зміщення Δ , і кутове зміщення Δ_α . На практиці зустрічається комбінація вказаних похибок, яку називають неспіввісність валів.

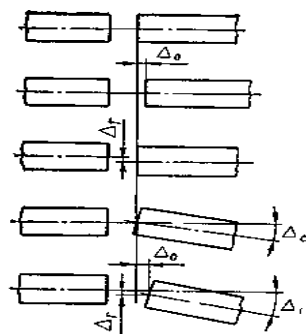


Рис. 3.27. Види похибок розміщення валів

Основною характеристикою муфти є обертальний момент T_p , на передачу якого вона розрахована. Стандартні муфти не розраховують, а підбирають за обертальним моментом:

$$T_p = K_{\Pi} T, \quad (3.52)$$

де T – номінальний обертовий момент;

K_{Π} – коефіцієнт, що враховує короткочасні перевантаження або режим роботи муфти. При спокійному навантаженні $K_{\Pi} = 1,0 \dots 1,5$; для машин із середніми масами та змінним навантаженням $K_{\Pi} = 1,5 \dots 2,0$; машинах із великими приводними масами та ударним навантаженням $K_{\Pi} = 2,5 \dots 3,0$.

За принципом дії муфти поділяють на типи: механічні, електричні та гідравлічні. Структурна схема класифікації механічних муфт на класи, групи, підгрупи і види наведена на рис. 3.28.

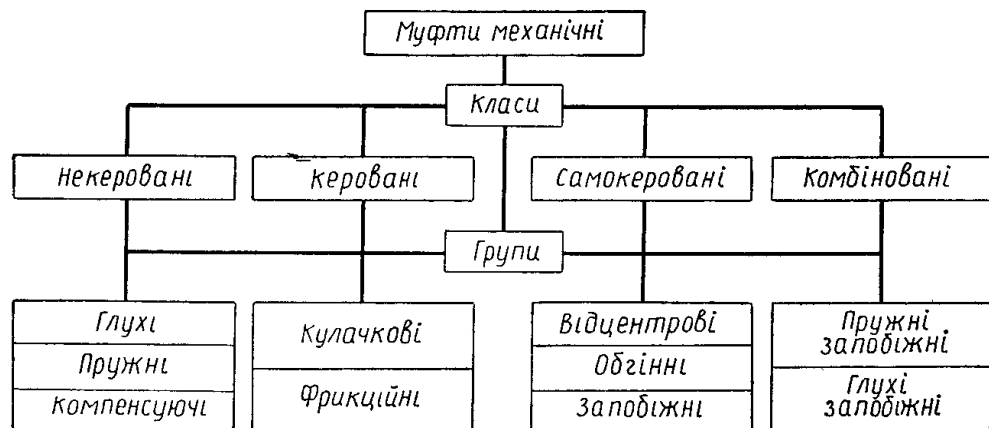


Рис. 3.28. Класифікація муфт

До класу некерованих муфт належать усі нерозчіпні (постійно діючі) муфти, тобто такі, в яких частини муфти (ведуча і ведена півмуфти) з'єднані між собою постійно.

Глухі муфти призначені для жорсткого з'єднання співвісних валів. Муфти не компенсують похибок у взаємному розміщенні валів, що вимагає високої точності їх центрування та бувають втулкові і фланцеві. Втулкова муфта – найпростіша з глухих муфт (рис.3.29). З'єднання суцільної втулки з валами може здійснюватись за допомогою штифтів, шпонок або за

допомогою шліців. Втулкові муфти застосовують для діаметрів валів $d \leq (60 \dots 70)$ мм.

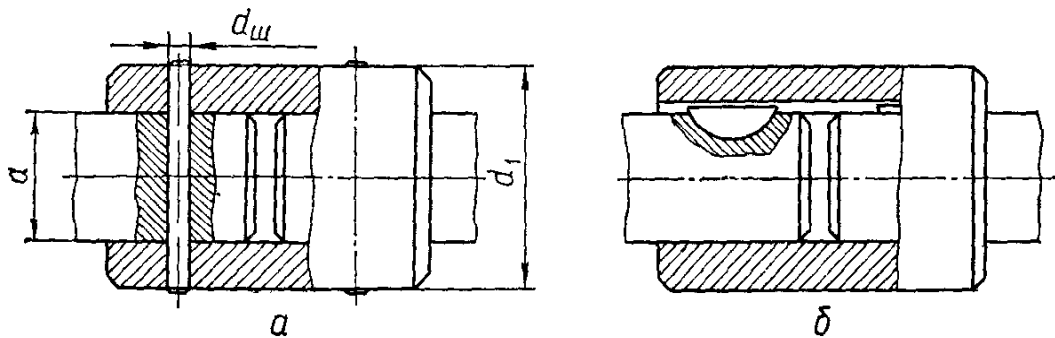


Рис.3.29. Втулкові муфти

Фланцева муфта (рис.3.30) складається з двох фланців півмуфт, які насаджені на кінці валів і з'єднані між собою болтами. Болти муфти ставлять із зазором (варіант I), або без зазора (варіант II).

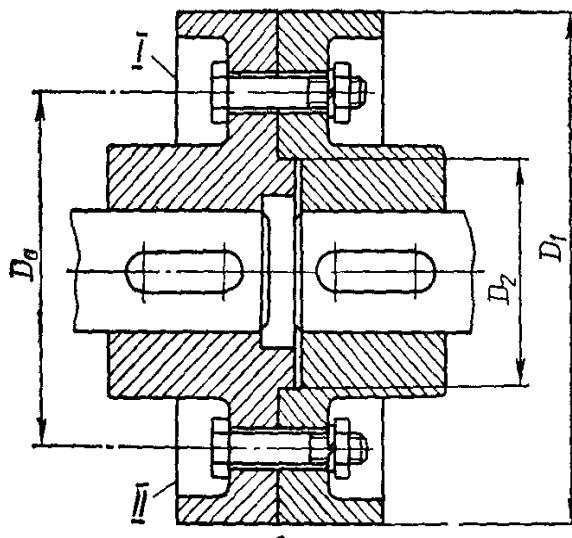


Рис. 3.30. Фланцева муфта

У першому випадку момент T_p передається за рахунок моменту сил тертя, що виникає у площині стику півмуфт від затяжки болтів, а у другому випадку – безпосередньо болтами, які знаходяться під дією деформацій зрізу. Фланцеві муфти стандартизовані (ДСТ 20761–80) для валів діаметром 12– 220 мм і обертальних моментів 8 – 45 000 Н·м.

Пружні муфти використовують для зменшення динамічних навантажень у приводі і компенсації неспіввісності валів. За матеріалом пружних елементів на дві групи: муфти з неметалевими пружними елементами; муфти з металевими пружними елементами. Основним матеріалом неметалевих пружних елементів є гума. Металеві пружні елементи муфт виготовляють у вигляді гвинтових пружин, плоских пружин, сталевих пружинних стержнів, пакетів пластин. Широко застосовують такі муфти: пружні втулково-пальцеві; із пружним елементом у вигляді зірочки; із тороподібною пружною оболонкою та ін.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП) складається з двох півмуфт 1 і 2 (рис. 3.31), пальців 3 в одній півмуфті, на яких розміщені гумові гофровані втулки 4, що взаємодіють з іншою півмуфтою.

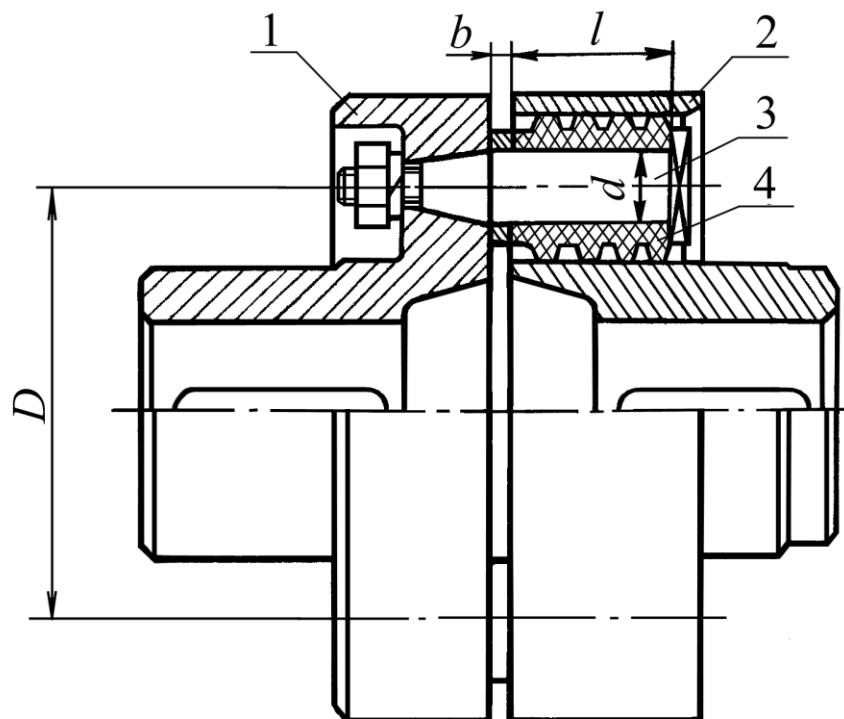


Рис. 3.31. Муфта пружна втулково-пальцева

МПВП допускає зміщення валів: $\Delta_0 = (1 \dots 5) \text{ мм}$, $\Delta_r = (0,2 \dots 0,5) \text{ мм}$ і $\Delta\alpha = (0,5 \dots 1,0)^\circ$. МПВП стандартизовані (ДСТ 21424–75) для валів діаметром (10. ..160) мм і обертальних моментів 6,3 – 16 000 Н·м.

Муфта з пружною оболонкою складається з двох півмуфт і тороподібної пружної оболонки. Оболонку виготовляють із гуми, армованої спеціальним кордом. Ця муфта може компенсувати значну неспіввісність валів: $\Delta_0 = (2...6)$ мм; $\Delta r = (1...4)$ мм; $\Delta \alpha = (2...4)^\circ$.

Жорсткі компенсуючі муфти використовують для з'єднання валів із незначною неспіввісністю, спричиненою неточністю виготовлення та монтажу, а також пружними деформаціями валів. До жорстких компенсуючих муфт належать кулачково-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

Кулачково-дискова муфта (рис. 3.32) складається з двох півмуфт, що взаємодіють між собою через проміжний диск. На внутрішніх торцях півмуфт є діаметрально розміщені пази, а проміжний диск має на обох торцях взаємно перпендикулярні виступи, які входять у пази двох півмуфт. Неспіввісність валів створює ковзання виступів проміжного диску в пазах півмуфт. Осьовий зазор δ між проміжним диском і півмуфтами дозволяє компенсувати поздовжні зміщення валів, а взаємно перпендикулярний напрям виступів на торцях проміжного диску забезпечує можливість компенсації похибок Δr і $\Delta \alpha$. Компенсаційна здатність муфти становить $\Delta_0 = (2...4)$ мм; $\Delta r = (1...3)$ мм; $\Delta \alpha \leq 0,5^\circ$.

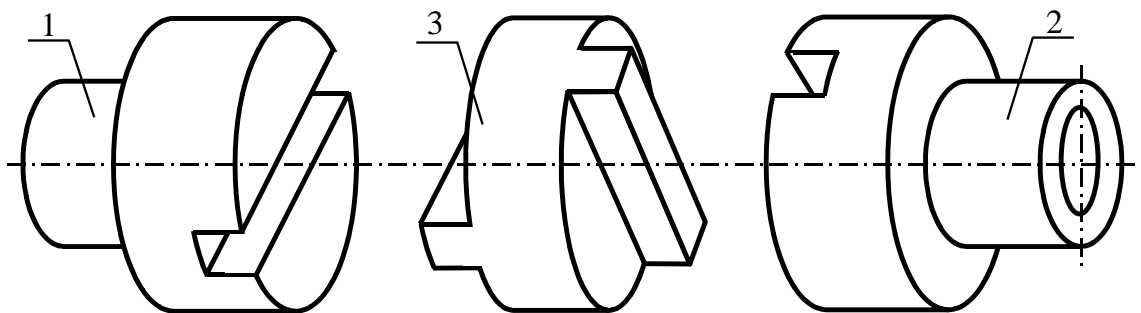


Рис. 3.32. Муфта кулачково-дискова

Зубчаста муфта складається з півмуфт, що мають зубчасті вінці, і роз'ємної обойми з двома внутрішніми зубчастими вінцями. Зуби півмуфт і

обойми мають евольвентний профіль. Компенсаційна здатність зубчастих муфт: $\Delta_0 = (3...4)$ мм; $\Delta r = (1,5...2)$ мм; $\Delta\alpha = (0,5... 1,0)^\circ$.

Ланцюгова муфта складається з двох півмуфт що виконані у формі двох зірочок із однаковим кількістю зубів, охоплених одно- або дворядним ланцюгом. Може компенсувати кутові $\Delta\alpha = (0,5...1,0)^\circ$ і радіальні $\Delta r = (0,5...1)$ мм зміщення валів.

Шарнірні муфти використовують при перекосах осей з'єднаних валів до $40 - 45^\circ$. Простою шарнірною муфтою є одинарна муфта (рис. 3.33), яка складається з двох півмуфт у вигляді вилок 1 і 2, розміщених під прямим кутом, і шарнірно з'єднаної з вилками хрестовини 3. Недоліком муфти є те, що при рівномірному обертанні ведучого вала ведений вал обертається нерівномірно.

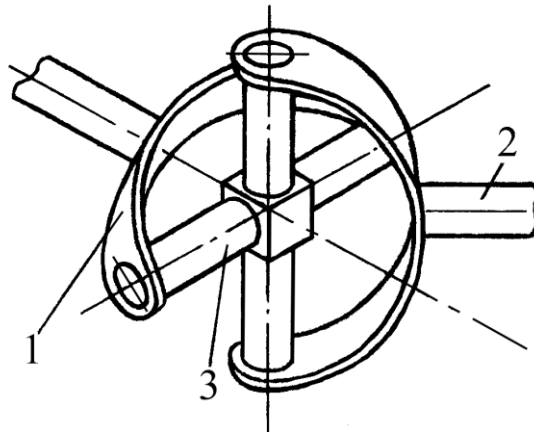


Рис. 3.33. Шарнірна муфта

Щоб забезпечити обертання веденого вала з постійно кутовою швидкістю або щоб була можливість передавати обертальний рух між паралельними валами, застосовують здвоєні шарнірні муфти.

До класу керованих належать муфти, за допомогою яких з'єднують і роз'єднують вали під час зупинки і роботи привода. Ці муфти поділяють на кулачкові і фрикційні.

Кулачкова муфта складається з двох півмуфт, на торцях яких розміщені кулачки. Одна півмуфта закріплюється на валу нерухомо, а

інша, може переміщатись уздовж вала. Муфти не рекомендують використовувати для вмикання приводів під навантаженням і при великих швидкостях відносного обертання валів (відносна колова швидкість кулачків $v > 1$ м/с).

Фрикційні муфти передають обертальний момент за рахунок моменту сил тертя на робочих поверхнях деталей. Під час вмикання фрикційних муфт обертальний момент на веденому валу зростає поступово і пропорційно збільшенню сили притискання поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін веденого вала відбувається плавно без ударів. Фрикційна муфта може виконувати також функції запобіжного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях привода.

Фрикційні муфти за формою робочих поверхонь бувають таких видів: дискові, робочими поверхнями яких є плоскі торцеві поверхні дисків; конусні, робочі поверхні яких мають конічну форму; циліндричні, які мають циліндричну робочу поверхню.

Самокеровані муфти автоматично з'єднують або роз'єднують вали, якщо параметри роботи машини. У разі потреби з'єднання валів залежно від швидкості обертання одного з них використовують відцентрові муфти; з обмеженням напряму обертання і передавання навантаження використовують обгінні муфти, а із обмеженням робочого навантаження – запобіжні муфти. Відцентрові муфти автоматично з'єднують (роз'єднують) вали з досягненням певної кутової швидкості. Такі муфти керуються відцентровою силою. Обгінні муфти передають обертальний момент тільки в одному напрямі.

Якщо в процесі роботи ведучий вал зупиняється, а ведений продовжує обертатися, то кінематичний ланцюг привода автоматично розімкнеться, наприклад, при зупинці ведучої зірочки велосипеда. Роликова обгінна муфта складається із зірочки 1, обойми 2, роликів 3, притискних пристроїв 4 (у муфті вільного ходу велосипеда вони відсутні) (рис. 3.34). Під

дією сил тертя ролики потрапляють у бік звуження зазора між обоймою і зірочкою та заклинюють їх, а, коли муфта розмикається – розклинюють

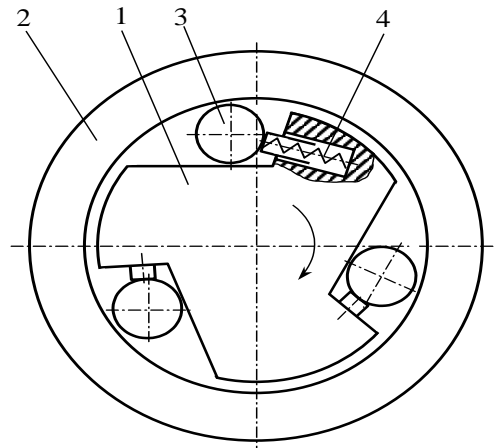


Рис. 3.34. Обгінна муфта

Запобіжні муфти використовують для захисту машини від перевантажень. Вони бувають із неруйнованими елементами та з руйнованими елементами. Запобіжні муфти з неруйнованими елементами поділяють на кулачкові, кулькові та фрикційні. Муфти спрацьовують, коли обертальний момент перевищує наперед задане значення.

Питання для самоконтролю

1. Яке призначення муфт?
2. За якими ознаками класифікують муфти?
3. Яке призначення і будова втулкових муфт?
4. Яке призначення і будова фланцевої муфти?
5. Яке призначення і принцип дії муфти пружної втулково-пальцевої?
6. Яке призначення і принцип дії кулачково-дискової муфти?
7. Яке призначення і принцип дії шарнірної муфти?
8. Яке призначення і принцип дії фрикційних муфт?
9. Яке призначення і принцип дії обгінної муфти?
10. Яке призначення та технічні рішення запобіжних муфт?

Тестові завдання

<p>РОЗДІЛ 3. ТИПОВІ ДЕТАЛІ І ВУЗЛИ МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ</p> <p>3.1. Вали й осі</p> <p>3.1. Деталь, на якій закріплюють елементи механічних передач і вона передає обертальний рух називається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> віссю <input type="checkbox"/> колінчастим валом <input type="checkbox"/> валом <input type="checkbox"/> гнучким валом <p>3.2. Які є види цапф?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> проміжні <input type="checkbox"/> кінцеві <input type="checkbox"/> нижні <input type="checkbox"/> верхні <p>3.3. Перехідні ділянки валів бувають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> з галтелями постійного радіуса та спеціальними <input type="checkbox"/> з канавками для виходу шліфувальних кругів <input type="checkbox"/> з розвантажуваль – ними канавками <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.4. Яка будова розрахункових схем валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вал і опори <input type="checkbox"/> відстані між опорами <input type="checkbox"/> сили і реакції опор <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.5. Якщо відношення довжини цапфи до діаметра $l/d < 0,6$ – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довга опора <input type="checkbox"/> коротка опора <input type="checkbox"/> перехідна опора <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.6. Якщо відношення</p>	<p>довжини цапфи до діаметра $l/d > 0,6$ –це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довга опора <input type="checkbox"/> коротка опора <input type="checkbox"/> перехідна опора <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.7. Чим відрізняються розрахункові схеми ведучих і проміжних валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кількістю зубчастих коліс <input type="checkbox"/> наявністю шківів <input type="checkbox"/> кількістю силових факторів <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.8. Чому критерій стійкості до втомного руйнування є основним?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> різні перерізи валів знаходяться під дією змінних у часі нормальних і дотичних напружень <input type="checkbox"/> діють крутні моменти <input type="checkbox"/> діють згинаючі моменти <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.9. Довгі вали через недостатню жорсткість можуть порушити ...зубчастого зачелення</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кінематику <input type="checkbox"/> динаміку <input type="checkbox"/> геометрію <input type="checkbox"/> статику <p>3. 1. 2. Розрахунок осей на міцність і стійкість до втомного руйнування</p> <p>3.10. Відомо, що в нерухомих осях напруження постіне, тому їх розраховують за умови</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> статичної міцності 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> стійкості <input type="checkbox"/> жорсткості <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.11. $\sigma_{зг} = M_{max} / W_0 \leq [\sigma]$ – це формула умови</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцності при згині <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> міцності при крученні <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.12. Який показник так позначається $[s]$?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу <input type="checkbox"/> допустимий коефіцієнт запасу <input type="checkbox"/> допустимий коефіцієнт запасу міцності <input type="checkbox"/> коефіцієнт навантаження <p>3.13. Літерою σ_1 позначається границя</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> витривалості <input type="checkbox"/> стійкості <input type="checkbox"/> пропорційності <p>3.14. $d \geq (32 F a b / \pi (a + b) [\sigma])^{0,33}$ – це формула ... розрахунку діаметра осі</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> перевірного <input type="checkbox"/> проектного <input type="checkbox"/> навчального <input type="checkbox"/> основного <p>3.1.3. Розрахунок валів на статичну міцність</p> <p>3.15. $\sigma_{E max} = \sigma_E \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma]_E$ – це умова ... вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> статичної міцності <input type="checkbox"/> динамічної міцності <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> витривалості <p>3.16. Який показник позначається K_{Π}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт
--	--	---

<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> проектний коефіцієнт <input type="checkbox"/> коефіцієнт короткотривалого перевантаження <p>3.17. Який параметр позначається M_r?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> крутний момент <input type="checkbox"/> обертальний момент <input type="checkbox"/> згинальний момент <input type="checkbox"/> згинальний момент від дії радіальної сили <p>3.18. Епюри на розрахунковій схемі вала називаються</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> обертальних і крутних моментів <input type="checkbox"/> обертальних і згинальних моментів <input type="checkbox"/> обертальних і згинальних моментів від сил F_r, F_a, F_t <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.19. Який показник позначається σ_E?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напруження <input type="checkbox"/> еквівалентне напруження <input type="checkbox"/> еквівалентний тиск <input type="checkbox"/> еквівалентна сила <p>3.1.4. Розрахунок валів на втомну міцність</p> <p>3.20. Умова розрахунку на втомну міцність має вигляд</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $s > [s]$ <input type="checkbox"/> $s < [s]$ <input type="checkbox"/> $s = [s]$ <input type="checkbox"/> $s \geq [s]$ <p>3.21. $s = s_\sigma s_\tau / (s_\sigma^2 + s_\tau^2)^{0.5}$ – це формула коефіцієнта</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> асиметрії <input type="checkbox"/> запасу міцності <input type="checkbox"/> запасу стійкості 	<p>3.23. Який показник позначається ψ_σ?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт чутливості <input type="checkbox"/> коефіцієнт чутливості матеріалу вала <input type="checkbox"/> коефіцієнт чутливості матеріалу вала до асиметрії <input type="checkbox"/> коефіцієнт чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу напружень <p>3.24. Які перерізи вибирають для визначення коефіцієнтів запасу міцності?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> довільні <input type="checkbox"/> найменші <input type="checkbox"/> найбільші <input type="checkbox"/> з максимальними напруженнями та наявними концентраторами напружень <p>3.25. Який показник позначається s_τ?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.1.5. Розрахунок валів на жорсткість</p> <p>3.26. Якими показниками характеризується жорсткість валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> φ і ψ <input type="checkbox"/> φ і θ <input type="checkbox"/> φ, θ та y <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>3.27. Запишіть умову жорсткості вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\varphi \geq \theta$ <input type="checkbox"/> $y \leq [y]$ <input type="checkbox"/> $\theta \leq [\theta]$ 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\varphi \leq [\varphi]$ <p>3.28. Як визначають кут закручування для ступінчастого вала?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> для окремих ділянок <input type="checkbox"/> для окремих ділянок та перемножують результати <input type="checkbox"/> для окремих ділянок та підсумовують результати <input type="checkbox"/> для концентраторів напружень <p>3.1.6. Розрахунок валів для попередження поперечних коливань</p> <p>3.29. Запишіть умову відсутності резонансу вала.</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $0,7 \omega_{кр} > \omega > 1,3 \omega_{кр}$ <input type="checkbox"/> $0,7 \omega_{кр} < \omega < 1,3 \omega_{кр}$ <input type="checkbox"/> $1,3 \omega_{кр} > \omega > 0,7 \omega_{кр}$ <input type="checkbox"/> $1,3 \omega_{кр} < \omega < 0,7 \omega_{кр}$ <p>3.30. Якщо параметри e та y мають однакові знаки – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> дорезонансний режим <input type="checkbox"/> зарезонансний режим <input type="checkbox"/> умова міцності <input type="checkbox"/> умова жорсткості <p>3.31. Який параметр позначається $\omega_{кр}$?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> швидкість <input type="checkbox"/> критична кутова швидкість <input type="checkbox"/> критична резонансна швидкість <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.32. Які ознаки валів, що працюють у дорезонансній області?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\omega > \omega_{кр}$ та $y = e$ <input type="checkbox"/> $\omega < \omega_{кр}$ та $y = -e$ <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> $s = [s]$
--	--	--

<p>3.33. Які ознаки валів, що працюють у зарезонансній області?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\omega > \omega_{кр}$ та $y = -e$ <input type="checkbox"/> $\omega < \omega_{кр}$ та $y = e$ <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> $s = [s]$ <p>3.1.7. Проєктний розрахунок та конструювання валів</p> <p>3.34. Які вихідні дані проектного розрахунку валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> елементи механічних передач <input type="checkbox"/> навантаження <input type="checkbox"/> елементи механічних передач і зовнішні навантаження <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>3.35. $\tau = T / W_p \leq [\tau]$ – це формула умови</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцності вала при крученні <input type="checkbox"/> міцності вала при згині <input type="checkbox"/> міцності <input type="checkbox"/> стійкості <p>3.36. Запишіть формулу проектного розрахунку діаметра вала</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $d \geq (16 T / \pi [\tau])^{0,33}$ <input type="checkbox"/> $d \geq (16 T / \pi [\tau])^{0,5}$ <input type="checkbox"/> $d \geq (16 T / \pi [\tau])$ <input type="checkbox"/> $d \geq (16 T / \pi [\tau])^{0,2}$ <p>3.37. Які вали зображені на рис. 3.12?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ведучий і проміжний <input type="checkbox"/> проміжний і ведучий <input type="checkbox"/> два проміжних <input type="checkbox"/> два ведучих <p>3.38. У чому суть попередньої розробки конструкції вала?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ескізування 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> визначення розмірів конструктивних елементів валів <input type="checkbox"/> визначення діаметрів ступіней вала <input type="checkbox"/> визначення радіусів галтелів <p>3. 2. Підшипники ковзання</p> <p>3.39. До складу підшипника ковзання входять:</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> корпус і сепаратор <input type="checkbox"/> корпус і бабіт <input type="checkbox"/> корпус і вкладиш <input type="checkbox"/> корпус і тіла кочення <p>3.40. Самоустановний підшипник компенсує перекося валів за рахунок</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> масляного клину <input type="checkbox"/> сферичної опори <input type="checkbox"/> клинової опори <input type="checkbox"/> циліндричної опори <p>3.41. Основні вимоги до матеріалів вкладишів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> здатність сприймати ударні навантаження і малий коефіцієнт тертя <input type="checkbox"/> стійкість до заїдання <input type="checkbox"/> стійкість до спрацювання <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.42. Основна властивість бабіту</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> стійкість до заїдання <input type="checkbox"/> малий коефіцієнт тертя <input type="checkbox"/> здатність поглинати ударні навантаження <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.43. Який розрахунок підшипників ковзання є основним?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> за умовою міцності 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> за умовою вібростійкості <input type="checkbox"/> за умовою забезпечення рідинного тертя <input type="checkbox"/> за умовою забезпечення тертя кочення <p>3.44. $h_{кр} = (1,5 \dots 2,0) (R_{z1} + R_{z2})$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> критичної висоти <input type="checkbox"/> критичної товщини <input type="checkbox"/> критичної товщини масляного шару <input type="checkbox"/> критичної висоти мастила <p>3.45. Який параметр позначається літерою R_{z1}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> шорсткість <input type="checkbox"/> параметр шорсткості <input type="checkbox"/> параметр шорсткості по десяти точках вала <input type="checkbox"/> параметр шорсткості по десяти точках вкладиша <p>3.46. Які критерії працездатності підшипників ковзання?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> стійкість до спрацювання <input type="checkbox"/> стійкість до втомного руйнування робочих поверхонь <input type="checkbox"/> стійкість до заїдання <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.47. Який показник позначається літерою $h_{кр}$?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> критична товщина <input type="checkbox"/> критичний зазор <input type="checkbox"/> критична товщина масляного шару <p>3.48. У процесі обертання вала мастило починає втягуватись у клиновий зазор за рахунок сил тертя і</p>
---	---	---

<p>при кутовій швидкості вала $\omega > \omega_{кр}$ цапфа спливає в мастилі та зміщається в бік обертання. Який ефект тут описаний?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> масляного клину <input type="checkbox"/> сферичної опори <input type="checkbox"/> клинової опори циліндричної <input type="checkbox"/> рідинного тертя <p>3.2.1. Розрахунок підшипників ковзання</p> <p>3.49. $p = F / dl \leq [p]$ – це формула умовного розрахунку при</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> відсутності масляного клину <input type="checkbox"/> режиму рідинного тертя <input type="checkbox"/> наявності режиму рідинного тертя <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.50. Поясніть літери в умові $v_s \leq [v_s]$</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> швидкість ковзання і допустима швидкість <input type="checkbox"/> швидкість ковзання і допустима швидкість ковзання <input type="checkbox"/> розрахункова мі допустима швидкості <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>3.51. Який показник позначається літерою S_H?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу міцності <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу стійкості <input type="checkbox"/> коефіцієнт навантаженості підшипника <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу надійності підшипника <p>3.52. Який показник позначається літерою Φ?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт навантаженості підшипника <input type="checkbox"/> ККД 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу міцності <input type="checkbox"/> коефіцієнт запасу стійкості <p>3.53. Визначають коефіцієнт навантаженості Φ, по графіках вибирають відносний ексцентриситет χ. Маючи відносний ексцентриситет та радіальний зазор δ у підшипнику, обчислюють товщину h шару мастила, яку порівнюють із критичною товщиною $h_{кр}$. Які дії тут описані?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> алгоритм <input type="checkbox"/> алгоритм розрахунку підшипників ковзання <input type="checkbox"/> алгоритм розрахунку підшипників ковзання в режимі рідинного тертя <input type="checkbox"/> алгоритм розрахунку підшипників ковзання в режимі напіврідинного тертя <p>3.3. Підшипники кочення</p> <p>3.54. Що означає третя позиція в умовному позначенні підшипника кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тип <input type="checkbox"/> серію <input type="checkbox"/> клас точності <input type="checkbox"/> внутрішній діаметр <p>3.55. Якщо ділянка вала між підшипниками кочення зазнає деформації розтягу – це схема</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> у розтяжку <input type="checkbox"/> у розпір <input type="checkbox"/> проектна <input type="checkbox"/> перевірна <p>3.56. Подвійні упорні</p>	<p>підшипники сприймають у процесі експлуатації</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> одnobічне навантаження <input type="checkbox"/> двобічне навантаження <input type="checkbox"/> осьову силу <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.57. Яке навантаження підшипників кочення називається циркуляційним?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кільце підшипника обертається відносно вектора дії сили <input type="checkbox"/> кільце підшипника не обертається відносно вектора дії сили <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> пульсуюче <p>3.58. Кільце підшипника не обертається відносно вектора дії сили – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> циркуляційне навантаження <input type="checkbox"/> місцеве навантаження <input type="checkbox"/> осиметричне навантаження <input type="checkbox"/> симетричне навантаження <p>3.59. Які поля допусків використовують для внутрішніх кілець підшипників?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> j 6, k6 <input type="checkbox"/> m6 <input type="checkbox"/> n6 <input type="checkbox"/> 1–3 <p>3.60. Занурення, розбризкування, масляний туман – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> операції <input type="checkbox"/> способи <input type="checkbox"/> способи змащення підшипників ковзання <input type="checkbox"/> способи змащення підшипників кочення
---	--	---

<p>3.61. У щільних ущільненнях може змінитися тиск у процесі роботи механізму?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> за певних обставин <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.62. Манжетне ущільнення охоплює вал?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> так браслетною пружиною <input type="checkbox"/> так притискається манжета до вала <p>3.63. Який принцип дії лабіритних ущільнень?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> перепад тисків <input type="checkbox"/> збільшення шляху <input type="checkbox"/> збільшення опору <input type="checkbox"/> збільшення опору витікання мастила через вузькі щілини <p>3.3.1. Навантаження тіл кочення. Види руйнувань і критерії розрахунку підшипників кочення</p> <p>3.64. Поясніть схему навантаження тіл кочення.</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> сила діє на одне тіло кочення <input type="checkbox"/> сила діє на два тіла кочення <input type="checkbox"/> сила діє на тіла кочення в межах дуги 180° <input type="checkbox"/> сила діє на тіла кочення в межах дуги 45° <p>3.65. Як впливає фактор розмірів тіл кочення на рух сепараторів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> тіла кочення з більшими граничними відхиленнями розмірів гальмують <input type="checkbox"/> тіла кочення з меншими граничними 	<p>відхиленнями розмірів прискорюють рух</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> не впливають <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.66. Які види тертя виникають у підшипнику кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ковзання <input type="checkbox"/> кочення <input type="checkbox"/> кочення або ковзання <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.67. Які бувають види руйнувань підшипників кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> залишкові деформації <input type="checkbox"/> руйнування кілець і тіл кочення <input type="checkbox"/> втомне викришування робочих поверхонь і спрацювання кілець <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.68. Які критерії розрахунку підшипників кочення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> попередження залишкових деформацій <input type="checkbox"/> попередження появи втомного руйнування <input type="checkbox"/> термін служби <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>3.3.2. Підбір підшипників кочення за статичною і динамічною вантажопідйомністю</p> <p>3.69. Статичне навантаження на підшипник, якому відповідає загальна залишкова деформація тіл кочення і кілець у найбільш навантаженій точці контакту, що дорівнює</p>	<p>0,0001 діаметра тіла кочення називається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> статична вантажність <input type="checkbox"/> динамічна вантажність <input type="checkbox"/> 1 або 2 <input type="checkbox"/> вантажопідйомність <p>3.70. Який показник позначається літерою L_h?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> Термін служби <input type="checkbox"/> довговічність <input type="checkbox"/> базова довговічність <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.71. Які параметри позначаються F_{s1}, F_{s2}?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> осьові складові опори 1 і 2 <input type="checkbox"/> осьові складові радіальної сили 1 і 2 опори <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.72. Який параметр позначається R_E?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> навантаження реакція <input type="checkbox"/> еквівалентна навантаження <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.73. Як використовують відношення F_a / VR при виборі підшипників?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $F_a / VR < 0,35$ для радіальних кулькових <input type="checkbox"/> $F_a / VR < 0,35$ для радіально-упорних <input type="checkbox"/> $F_a / VR < 0,35$ для конічних роликів <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>3.4. Муфти приводів</p> <p>3.74. Чи змінюють муфти обертальний момент?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні
---	--	---

<p><input type="checkbox"/> за певних умов так <input type="checkbox"/> за певних умов ні</p> <p>3.75. За принципом дії муфти бувають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> механічні і гідравлічні <input type="checkbox"/> гідравлічні й електричні <input type="checkbox"/> механічні <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>3.76. Чи компенсують втулкові муфти зміщення валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> не завжди <input type="checkbox"/> 1 і 3 	<p>3.77. Чи компенсують фланцеві муфти зміщення валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> не завжди <input type="checkbox"/> за певних обставин <p>3.78. Чи компенсують пружні втулково-пальцеві муфти зміщення валів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> так <input type="checkbox"/> ні <input type="checkbox"/> не завжди <input type="checkbox"/> 1 і 3 	<p>3.79. Шарнірні муфти використовують при перекосах валів</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 45⁰ <input type="checkbox"/> 35⁰ <input type="checkbox"/> 40⁰– 45⁰ <input type="checkbox"/> 90⁰ <p>3.80. Якщо в процесі роботи зміниться швидкість напівмуфт обгінної муфти, то вона</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> роз'єднає вали <input type="checkbox"/> з'єднає вали <input type="checkbox"/> збільшить швидкість <p>швидкість</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 3
--	--	---

РОЗДІЛ 4. ТИПОВІ СПОСОБИ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ

4.1. Різьбові з'єднання

Різьбові з'єднання належать найбільш поширених видів роз'ємних з'єднань. Основні кріпильні деталі різьбових з'єднань (рис.4.1) – болти (а), гвинти (б), шпильки (в) і гайки (г).

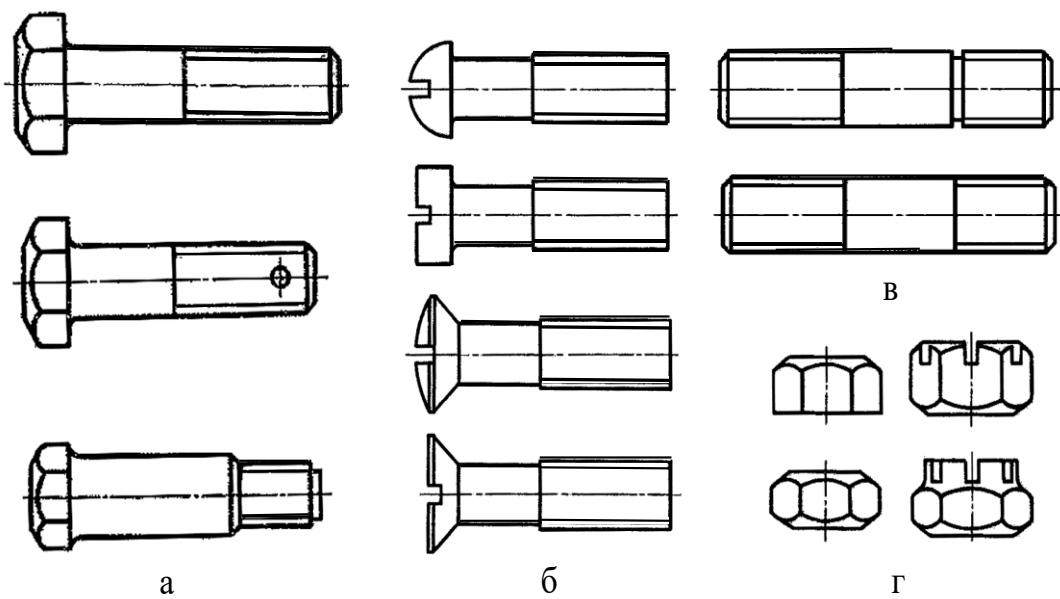


Рис. 4.1. Види кріпильних деталей різьбових з'єднань

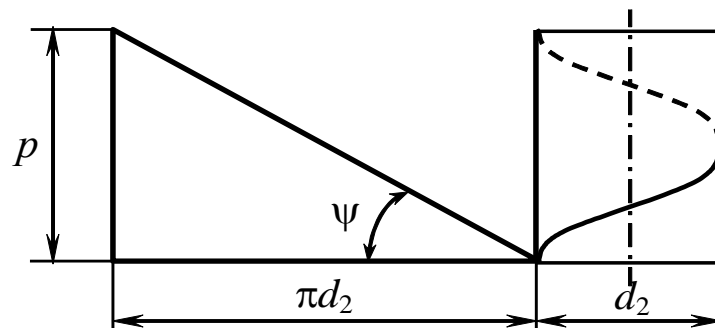


Рис.4.2. Схема утворення різьби

Якщо на циліндр діаметром d_2 (рис. 4.2) навивати прямокутний трикутник, то гіпотенуза утворить на циліндрі гвинтову лінію. Кут ψ називається кутом підйому гвинтової лінії, а p – кроком різьби.

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} \quad (4.1)$$

Якщо по гвинтовій лінії переміщати яку-небудь фігуру (трикутник, трапецію і т. п.), то вона опише поверхню, що називається різьбою. Розташовані між канавками виступи називають витками різьби. Виступ різьби, що охоплює різьбову деталь більше ніж 360° , називають ниткою різьби.

У залежності від форми стержня або отвору, на яких нарізана різьба, розрізняють різьби циліндричні і конічні. За напрямком гвинтової лінії розрізняють праву і ліву різьби. У правій різьби гвинтова лінія йде зліва направо, в лівій – справа наліво. У залежності від кількості ниток різьби, розрізняють однозахідну, двозахідну і багатозахідні різьби (дивляться з боку торця деталі).

Геометричні параметри різьби (рис. 4.3): d – зовнішній діаметр; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; h – робоча висота профілю; p – крок (відстань між однойменними сторонами сусідніх профілів); p_1 – хід (переміщення гайки за один оберт). Для однозахідної різьби $p_1=p$; для багатозахідної $p_1=np$, де n – кількість заходів різьби; α – кут профілю; ψ – кут підйому. Для багатозахідних різьб

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{T_1 d_2} = \frac{n p}{T_1 d_2} \quad (4.2)$$

У залежності від характеру навантаження і способу складання деталей різьбові з'єднання підрозділяються на напружені і ненапружені. Якщо напруження в матеріалі різьбових деталей виникають під дією навантаження (наприклад, вантажний рим-болт редуктора) – це ненапружене різьбове з'єднання. У тих випадках, коли напруження в деталях виникають

до навантаження, з'єднання буде напруженим (зумовлені попередньою зтяжкою з'єднання, наприклад, кріплення кришки редуктора). У залежності від призначення розрізняють з'єднання міцні (рим-болт редуктора) і міцнощільні (кріплення кришки посудини, що знаходиться під тиском, до корпусу).

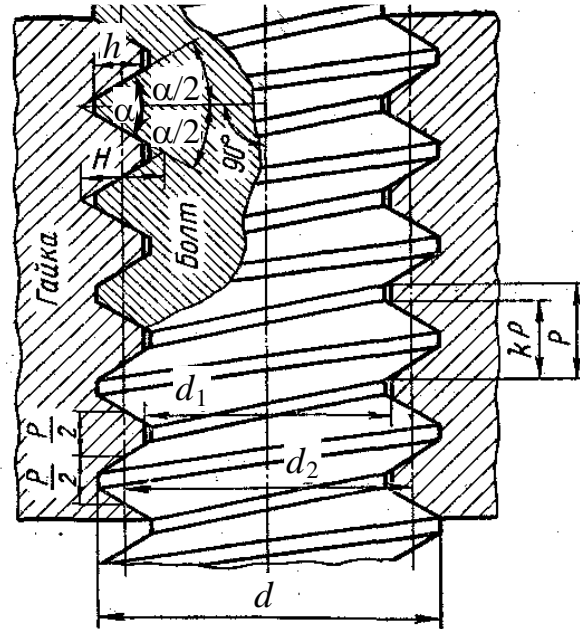


Рис. 4.3. Геометричні параметри різьби

Питання для самоконтролю

1. Назвіть основні види кріпильних деталей.
2. Який параметр позначається літерою ψ ?
3. Поясніть схему утворення різьби.
4. Назвіть геометричні параметри різьби.
5. Які ознаки напружених і ненапружених різьбових з'єднань?

4.1.1. Сили в різьбовій парі

Силкові співвідношення розглянемо на прикладі прямокутної різьби. Рушійна колова F_t і осьова F_a сили прикладені до середнього кола різьби. Нехай все навантаження, прикладене до гайки, зосереджується в точці, тоді рух гайки можна представити як переміщення вантажу вгору по похилій площині з кутом підйому ψ . Крім сил F_t і F_a на вантаж діють нормальна реакція площини F_n і сила тертя F_f :

$$F_f = F_n f, \quad (4.3),$$

де f – коефіцієнт тертя.

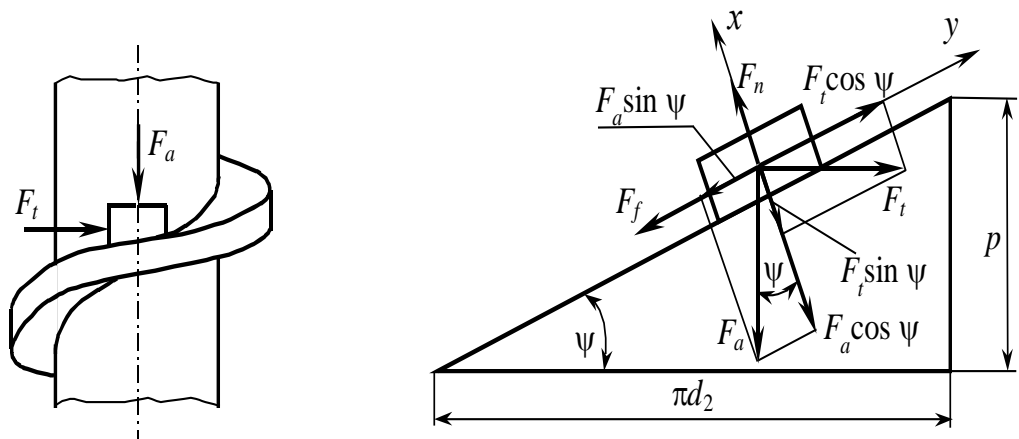


Рис. 4.4. Розрахункова схема до визначення силкових співвідношень у гвинтовій парі

Відомо, що

$$f = \operatorname{tg}\varphi, \quad (4.4)$$

де φ – кут тертя.

$$F_t = F_a \frac{\sin \psi + \operatorname{tg}\varphi \cos \psi}{\cos \psi - \operatorname{tg}\varphi \sin \psi} = F_a \frac{\operatorname{tg}\psi + \operatorname{tg}\varphi}{1 - \operatorname{tg}\psi \operatorname{tg}\varphi} = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \quad (4.5)$$

Обертальний момент у різьбовій парі:

$$T = 0,5 d_2 F_t = 0,5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \quad (4.6)$$

При відгвинчуванні гайки (рух вантажу по похилій площині донизу):

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \quad (4.7)$$

Із виразу (4.7) випливає, якщо:

- 1) $\psi = \varphi$, то $F_t = 0$, вантаж буде знаходитись у стані спокою;
- 2) $\psi < \varphi$, то $F_t > 0$, вантаж буде знаходитись у стані спокою на площині і для його руху необхідно прикласти додаткове навантаження;
- 3) $\psi > \varphi$, то $F_t < 0$, вантаж буде рухатись донизу під дією сили ваги.

Умовою спокою вантажу на похилій площині або умовою самогальмування різьби буде:

$$\psi \leq \varphi \quad (4.8)$$

Коефіцієнт корисної дії визначається відношенням роботи сил опору $A_{к.о.}$ до роботи рушійних сил $A_{р.с.}$. При підйомі вантажу по похилій площині рушійною силою F_t на висоту, рівну кроку різьби p , робота рушійних сил $A_{р.с.} = F_t \pi d_2$, а робота сил опору $A_{к.о.} = F_a p$. Для пари з прямокутною різьбою при нагвинчуванні гайки:

$$\eta = \frac{A_{к.о.}}{A_{р.с.}} = \frac{F_a p}{F_t \pi d_2} \quad (4.9)$$

Або спростивши рівняння (4.9), отримаємо

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)} \quad (4.10)$$

Сила тертя для прямокутної різьби (рис. 4.5, а)

$$F_f = f F_a, \quad (4.11)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Сила тертя для трикутної різьби (рис. 4.5, б)

$$F'_f = \frac{f F_n}{\cos \frac{\alpha}{2}} = f' F_a, \quad (4.12)$$

де α – кут профілю різьби;

f' – приведений коефіцієнт тертя;

$$f' = f / \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4.13)$$

Співвідношенню коефіцієнтів тертя f і f' відповідає співвідношення між кутами тертя φ і φ' , де φ' – приведений кут тертя:

$$\varphi' = \frac{\varphi}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (4.14)$$

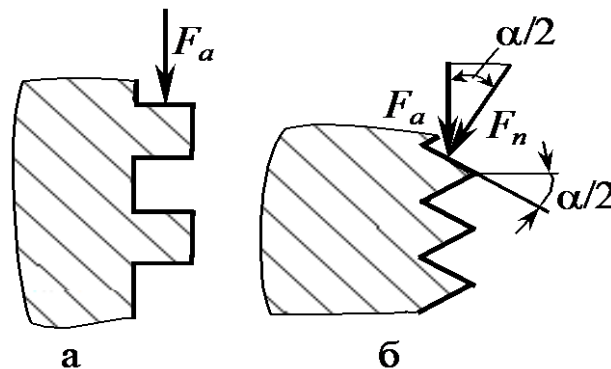


Рис. 4.5. Розрахункова схема для визначення співвідношень сил у прямокутній (а) і трикутній (б) різьбах

Для трикутної (трапецієподібної, упорної) різьби колова сила

$$F_t = F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); \quad (4.15)$$

обертальний момент у різьбовій парі

$$T = 0,5 d_2 F_a \operatorname{tg}(\psi + \varphi'); \quad (4.16)$$

умова самогальмування

$$\psi \leq \varphi' \quad (4.17)$$

коефіцієнт корисної дії

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} \quad (4.18)$$

Питомий тиск на опорній поверхні

$$p = \frac{4F}{\pi(D^2 - d_0^2)}, \quad (4.19)$$

де F – сила притискання гайки або головки гвинта.

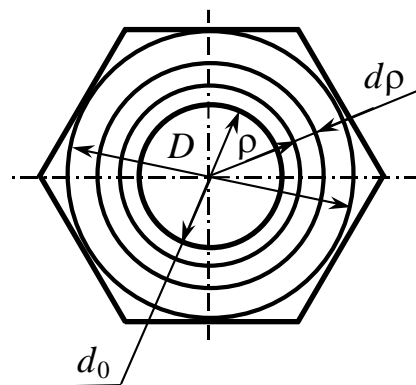


Рис. 4.6. Розрахункова схема для визначення моменту тертя на торці гайки (гвинта)

Для спрощення розрахунків приймають, що рівнодійна сила тертя $f F$ на опорній поверхні гайки або головки гвинта діє по дотичній до кола середнього діаметра d_c опорної поверхні. Тоді момент тертя на торці гайки або головки гвинта

$$T_f = \frac{f F d_c}{2}, \quad (4.20)$$

де $d_c = 0,5(d_0 + D)$.

Момент загвинчування гайки чи гвинта

$$T_3 = T + T_f \quad (4.21)$$

Питання для самоконтролю

1. Які сили прикладені в різьбовому з'єднанні?
2. Яка умова спокою на похилій площині?
3. Поясніть відмінність коефіцієнта тертя і приведенного коефіцієнта тертя.
4. Як визначається ККД різьбового з'єднання?
5. Як визначається момент загвинчування гайки?

4.1.2. Розрахунок різьбових з'єднань

Болти і гвинти виходять із ладу через розрив стержня по різьбі або по перехідному перерізу біля головки. Оскільки розміри стандартних болтів відповідають умові рівномірної міцності, розрахунок роблять за основним критерієм працездатності – міцності нарізаної частини стержня.

Випадки навантаження різьбових з'єднань: осьовою розтягуючою силою; осьовою розтягуючою силою та обетальним моментом; силою попереднього затягування; поперечною силою з'єднань болтами, поставленими із зазором; поперечною силою з'єднань болтами, поставленими без зазору; попередньо затягнутий болт з ексцентричною головкою додатково навантажений зовнішньою силою. У випадку навантаження поперечною силою з'єднань болтами, поставленими із зазором їх затягують такою силою F_3 , щоб виникаюча на поверхні стику з'єднаних деталей сила тертя F_f була більша поперечної сили F .

$$F_f = 1,2F, \quad (4.22)$$

де (1,2 – коефіцієнт запасу).

Сила затягування болта (стискання деталей)

$$F_3 = \frac{F_f}{f} = 1,2 \frac{F}{f}, \quad (4.23)$$

де f – коефіцієнт тертя.

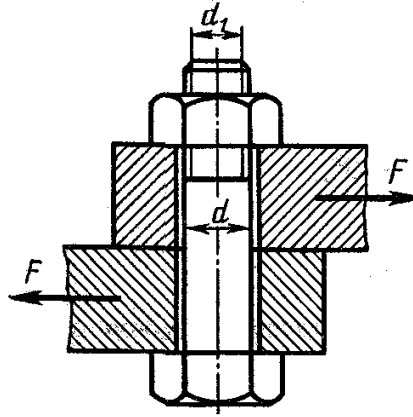


Рис. 4.7. Розрахункова схема навантаження поперечною силою
(болт поставлений із зазором)

При затягування болта він крім деформації розтягу зазнає деформації кручення, тому розрахункова сила буде обчислюватися за формулою

$$F_p = 1,3 F_3 = 1,3 \cdot 1,2 \frac{F}{f} \quad (4.24)$$

Внутрішній діаметр різьби болта:

$$d_1 = 1,4 \sqrt{\frac{F_p}{f[\sigma_p]}} \quad (4.25)$$

У випадку навантаження поперечною силою F з'єднань болтами, поставленими без зазору її сприймає стержень болта, який працює на зріз і зминання.

Умова міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = F / 0,25 \pi d_0^2 \leq [\tau_{зр}], \quad (4.26)$$

де $\tau_{зр}$ – розрахункове напруження зрізу болта;

F – поперечна зовнішня сила, що зрізає болт;

d_0 – діаметр стержня болта в небезпечному перерізі;

$[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зріз болта.

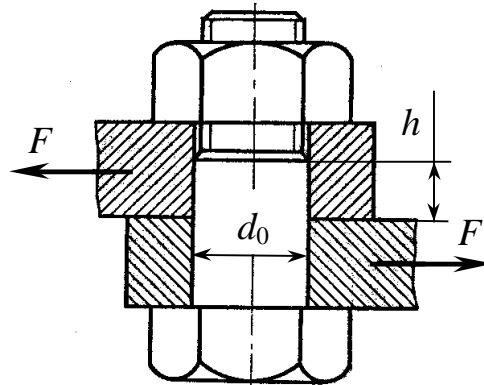


Рис. 4.8. Розрахункова схема навантаження поперечною силою
(болт поставлений без зазору)

Проектний розрахунок такого з'єднання виконується за формулою:

$$d_0 = 1,13 (F / [\tau_{зр}])^{0,5} \quad (4.27)$$

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = F / d_0 h \leq [\sigma_{зм}] \quad (4.28)$$

де $\sigma_{зм}$ – розрахункове напруження зминання в з'єднанні;

h – довжина частини болта, яка піддається найбільшому зминанню;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання болтового з'єднання.

Різновидом болтового є клекове з'єднання для закріплення на валах та круглих стержнях різних деталей (кривошипів, важелів, провідників з акумуляторами тощо). З'єднання з розрізною маточиною на рис.4.9.

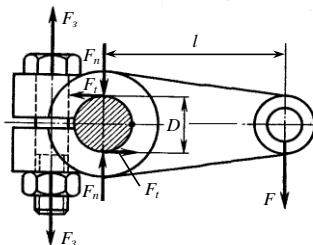


Рис.4.9. Розрахункова схема клекового з'єднання

Питання для самоконтролю

1. Які бувають випадки навантаження різьбових з'єднань?
2. Які два види розрахункових схем найбільш поширені для болтового з'єднання ?
3. Запишіть умову міцності на зріз болтового з'єднання.
4. Запишіть умову міцності на зминання болтового з'єднання.
5. Яка будова клемового з'єднання?

4.2. Шпонкові з'єднання

Шпонкові з'єднання призначені для закріплення деталей, що обертаються, на осях і валах. За допомогою цих з'єднань здійснюється передача обертального моменту, наприклад, від вала на шестерню, шків і т.д.

У залежності від характеру навантаження шпонкові з'єднання поділяють на напружені і ненапружені. Напружені шпонкові з'єднання утворюються за допомогою клинових шпонок, які за способом розташування на валах діляться на врізні, на лисці, фрикційні і тангенціальні. У врізних шпонках є робочими широкі грані шпонки. Передача обертального моменту від вала 1 до маточини 2 відбувається в основному за рахунок сил тертя, що утворюються в з'єднанні від запресування шпонки 3.

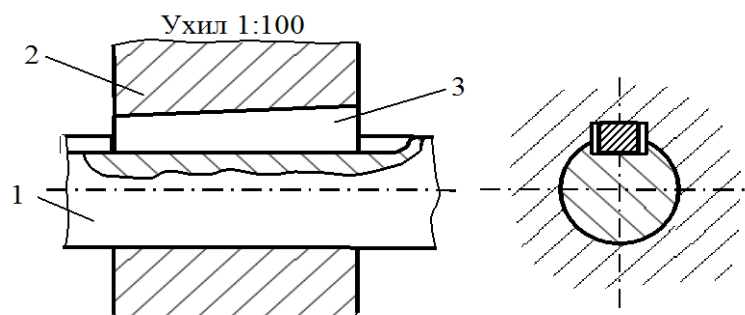


Рис.4.10 . З'єднання деталей за допомогою клинової врізної шпонки

Тангенціальні шпонки складаються з двох клинів ($i=1:100$), поставлених назустріч один одному. Ненапружені шпонкові з'єднання утворюються за допомогою призматичних і сегментних шпонок. Призматичні шпонки використовуються для утворення нерухомих і рухомих шпонкових з'єднань. Розрахунок зводиться до вибору перерізу шпонки за ДСТом у залежності від діаметру вала і визначенню її довжини. Видом руйнування призматичної шпонки є зминання бокових граней і зріз.

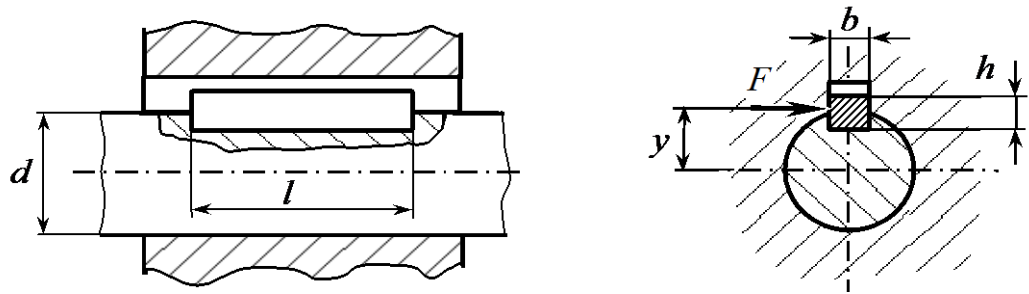


Рис. 4.11. З'єднання деталей за допомогою призматичної шпонки

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = F / l d_0 \leq [\sigma_{зм}], \quad (4.29)$$

де $\sigma_{зм}$ і $[\sigma_{зм}]$ – розрахункове і допустиме напруження на зминання шпонкового з'єднання;

h – висота шпонки;

l – розрахункова довжина шпонки.

Якщо прийняти $y=d/2$, то обертальний момент, який передається шпонкою,

$$T = F d / 2 \leq h b l [\sigma_{зм}] / 4, \quad (4.30)$$

звідки

$$l = 4T / h d [\sigma_{зм}] \quad (4.31)$$

Умова міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = F / b l \leq [\tau_{зр}], \quad (4.32)$$

де $\tau_{зр}$ і $[\tau_{зр}]$ – розрахункове і допустиме напруження на зріз шпонки.

Обертальний момент, який передається шпонкою

$$T = F d / 2 \leq d b l [\tau_{зр}] / 2, \quad (4.33)$$

звідки

$$l = 2T / b d [\tau_{зр}] \quad (4.34)$$

З одержаних значень довжини шпонки l приймають більше.

Основні недоліки шпонкових з'єднань: концентрація напружень у пазах, складність досягнення в посадці вал – маточина точної співвісності; обмеження у величині обертальних моментів.

Питання для самоконтролю

1. Яка будова шпонкового з'єднання?
2. Які ознаки напружених і ненапружених шпонкових з'єднань?
3. Запишіть умову міцності на зминання призматичної шпонки.
4. Запишіть умову міцності на зріз призматичної шпонки.
5. Які недоліки шпонкових з'єднань?

4.3. Шліцьові з'єднання

Шліцьові з'єднання утворюються виступами (шліцями або зубами) на валу, що входять у западини відповідної форми в маточині. Вони бувають для нерухомого з'єднання маточини і вала та для рухомого, що забезпечують можливість осевого переміщення маточини по валу (наприклад, зубчастого колеса коробок передач верстатів, автомобілів). За формою профілю розрізняють три типи: прямокутні (прямобічні), евольвентні і трикутні.

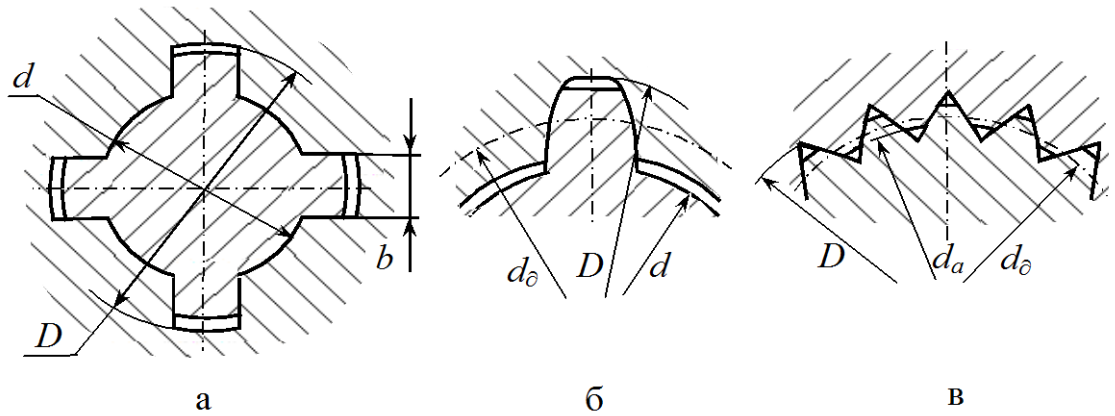


Рис. 4.12. Типи шліцьових з'єднань (за формою шліця):
 а – прямокутне (прямобічне); б – евольвентне; в – трикутне

Умова міцності шліцьових з'єднань

$$\sigma_{зм} = 2 T / d_c z h l \psi \leq [\sigma_{зм}] \quad (4.35)$$

де $\sigma_{зм}$ – розрахункове напруження зминання на робочих поверхнях шліців;

T – обертальний момент;

d_c – середній діаметр шліцьового з'єднання;

z – кількість шліців;

h – висота поверхні шліців;

l – довжина поверхні контакту шліців, яка приймається рівною довжині маточини;

ψ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між шліцями ($\psi = 0,7 \dots 0,8$);

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання робочих поверхонь шліців.

Питання для самоконтролю

1. Яка будова шліцьових з'єднань?
2. Які бувають типи з'єднань за призначенням?
3. Які бувають типи з'єднань за формою бічного профіля шліця?
4. Запишіть умову міцності шліцьового з'єднання.
5. Який параметр позначається літерою z ?

4.4. Зварні з'єднання

Процес зварювання базується на використанні сил молекулярного зчеплення з'єднуваних деталей при місцевому нагріванні їх до розплавленого (зварювання плавленням) або пластичного стану із застосуванням механічного зусилля (зварювання тиском). Затверділий після зварювання метал, що з'єднує деталі, називається зварним швом.

До недоліків зварювання відносяться:

- 1) чутливість до вібраційних навантажень;
- 2) високі коефіцієнти концентрації напружень;
- 3) короблення деталей складної конфігурації;
- 4) складність контролювання якості шва у виробничих умовах.

За призначенням зварні з'єднання розділяються на: міцні, що забезпечують міцність з'єднання, і міцнощільні, які застосовуються в тому випадку, коли крім високої міцності від шва потрібна і герметичність. У залежності від розташування з'єднуваних деталей розрізняють такі види зварних з'єднань: стикові (рис. 4.13, а), внапуск (рис. 4.13, б), кутові (рис. 4.13, в) і таврові (рис. 4.13, г).

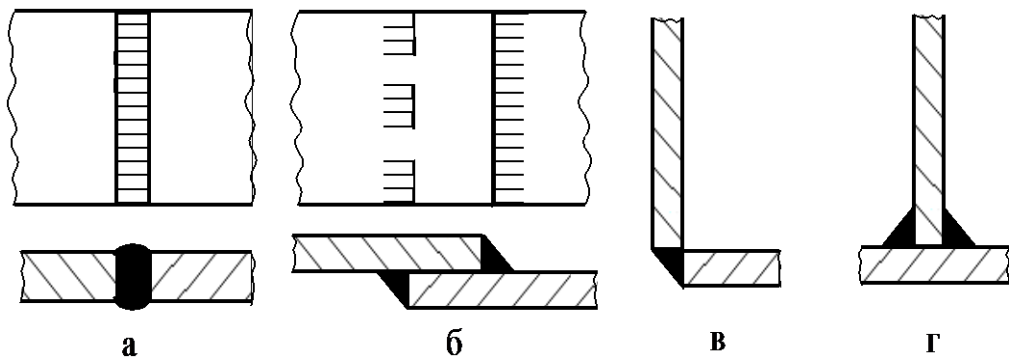


Рис. 4.13. Види зварних з'єднань

Зварні шви стикових з'єднань називають стиковими; зварні шви внапуск, кутові і таврові – кутовими. Якщо стикове з'єднання не забезпечує необхідну однакову міцність із суцільним металом, застосовують з'єднання з накладками (рис. 4.14).

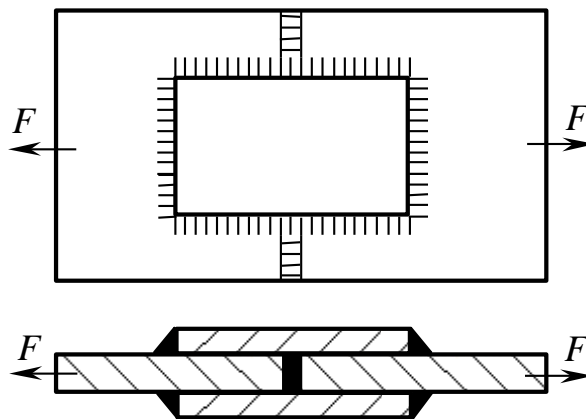


Рис.4.14. Зварне з'єднання з накладками

За характером дії сили, розрізняють шви: лобові, розташовані перпендикулярно до напрямку сили (рис. 4.15, а); флангові, розташовані паралельно до напрямку сили (рис. 4.15, б); косі, розташовані під кутом до напрямку сили (рис. 4.16, в); комбіновані, що складаються з двох або трьох названих швів (рис. 4.17, г).

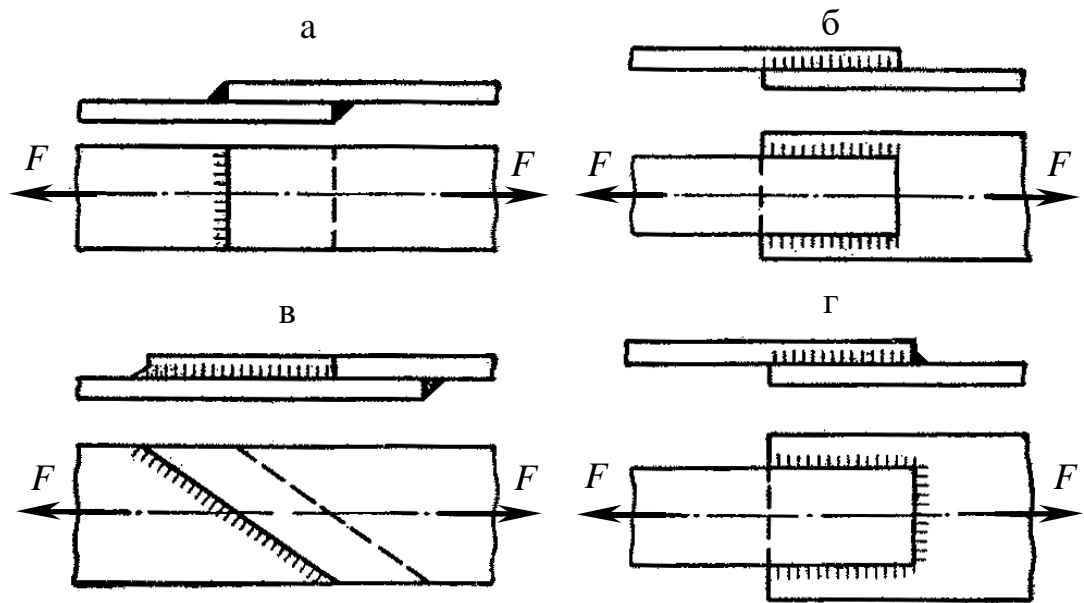


Рис. 4.15. Види зварних швів у залежності від напрямку дії прикладеної сили

Питання для самоконтролю

1. Які ознаки поняття зварний шов?
2. Які недоліки зварних з'єднань?
3. Які бувають види зварних з'єднань у залежності від розташування деталей?
4. Які зварні шви називають стиковими і кутовими?
5. Як класифікуються зварні шви залежно від напрямку дії прикладеної сили?

4.4.1. Розрахунок зварних з'єднань

Основною вимогою при проектуванні зварних конструкцій є забезпечення однакової міцності шва і з'єднаних деталей. При розрахунку на міцність стикових швів потовщення (наплив металу) не враховують. Крім

того припускають, що: навантаження розподіляється рівномірно по довжині шва; напруження розподіляється рівномірно по площі перерізу шва. У залежності від напрямку сил, що діють на стиковий шов, його розраховують на розтяг (рис. 4.16):

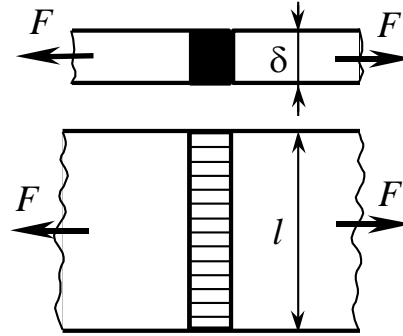


Рис. 4.16. Розрахункова схема стикового шва

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_p] \quad (4.36)$$

або стиск:

$$\sigma'_c = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'_c], \quad (4.37)$$

де σ'_p і σ'_c – розрахункове напруження у шві при розтягу або стиску;

F – сила, що розтягує або стискає з'єднані деталі;

l – довжина шва (приймається рівною ширині з'єднаних деталей);

δ – товщина більш тонкої зі з'єднаних деталей;

$[\sigma'_p]$ та $[\sigma'_c]$ – допустимі напруження у зварному шві при розтягу та стиску.

Кутові шви розраховують на зріз по найменшій площі перерізу, розташованого в бісекторній площині прямого кута поперечного перерізу шва (рис. 4.17, а). У розрахунковому перерізі товщину кутового шва приймають рівною

$$h = k \cos 45^\circ \approx 0,7k, \quad (4.38)$$

де $k = \delta$ – катет поперечного перерізу шва, а δ найменша товщина зварюваних деталей.

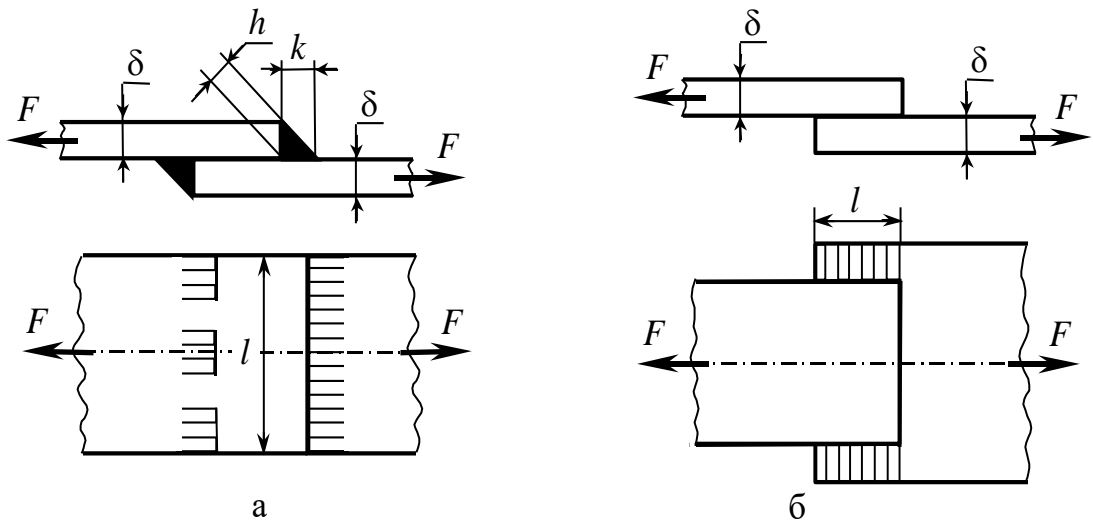


Рис. 4.17. Розрахункова схема кутового зварного з'єднання

При дії на кутовий шов сили F (рис. 4.17, б; силу F сприймають два шви) його розраховують за формулою

$$\tau_{зр}^{\square} = F / 1,4 k l \leq [\tau_{зр}^{\square}], \quad (4.39)$$

де $\tau_{зр}^{\square}$ – розрахункове напруження зрізу в шві;

l – довжина шва;

$[\tau_{зр}^{\square}]$ – допустиме напруження на зріз зварного шва, яке знаходять у залежності від матеріалу зварюваних деталей, виду технологічного процесу зварювання і типу електроду.

Довжину лобового шва (рис. 4.17, а) приймають рівною подвоєній ширині деталі, що приварюється, (з'єднання утворюється двома швами); довжину кутового флангового шва визначають з умови міцності шва:

$$l = F / 1,4 k [\tau_{зр}^{\square}] \quad (4.40)$$

Питання для самоконтролю

1. Які вимоги до зварних конструкцій?
2. Який показник позначається літерою σ'_p ?
3. Який показник позначається літерою σ'_c ?

4. Які умови міцності стикового шва?

5. Яка умова міцності кутового шва?

4.5. Заклепкові з'єднання

Заклепковим називається нерознімне з'єднання деталей за допомогою заклепок. Непоставлена заклепка має одну головку, яка називається заставною. Друга головка, утворена в процесі клепки, називається замикаючою. Процес утворення замикаючої головки називається клепкою.

Заклепкові з'єднання застосовуються:

1) у конструкціях, що зазнають дії вібраційних навантажень (літакобудування, мостобудування);

2) у з'єднаннях, нагрів яких при зварюванні неприпустимий через небезпеку відпуску термооброблених деталей або короблення остаточно оброблених точних деталей;

3) для з'єднання незварюваних деталей (наприклад, кріплення обкладок із фрикційного матеріалу в гальмах і фрикційних муфтах різних машин, кріплення деталей взуття, одягу).

З'єднання деталей машини чи споруди, здійснене групою заклепок, називається заклепковим швом. Недоліки заклепкових з'єднань: ослаблення деталей отворами, необхідність виконання трудомістких робіт із клепки, супроводжуваних шумом і вібрацією.

Типи заклепок за формою заставної головки з: а) напівкруглою головкою; б) потайною головкою; в) напівпотайною головкою; г) напівкруглою низькою головкою; д) плоскою головкою (рис. 4.18).

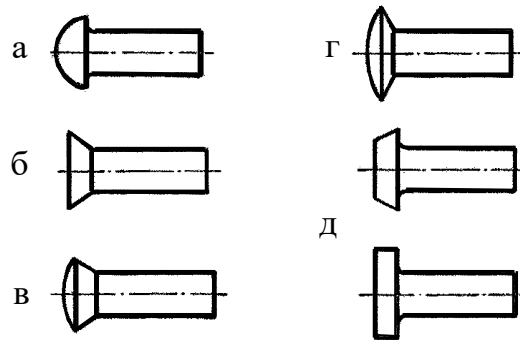


Рис. 4.18. Типи заклепок

За призначенням заклепкові з'єднання поділяють на типи:

- 1) міцні, що забезпечують міцність з'єднання (вузли машин, конструкції споруд);
- 2) міцнощільні, які застосовуються, коли крім високої міцності від шва потрібна і герметичність (парові котли і резервуари з високим тиском);
- 3) щільні, що забезпечують необхідну герметичність з'єднання, коли не потрібна висока міцність шва (резервуари з невеликим внутрішнім тиском).

За взаємним розташуванням з'єднаних деталей розрізняють шви внапуск (рис. 4.19, а) і встик. З'єднання встик виконують за допомогою однієї (рис. 4.19, б) або двох накладок (рис. 4.19, в).

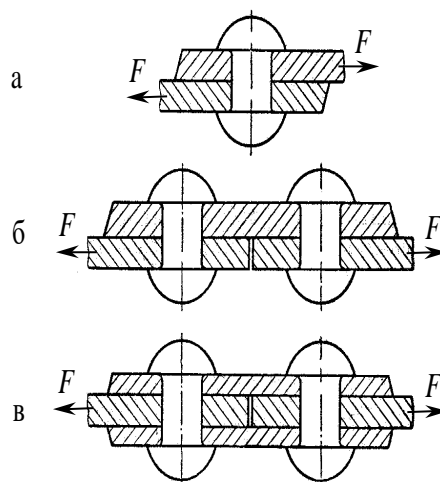


Рис. 4.19. Випи заклепкових швів за розташуванням деталей

У залежності від кількості рядів шви розрізняють однорядні (рис. 4.20, а), дворядні (рис. 4.20, б, г, д) і багаторядні (рис. 4.20, в). За розташуванням заклепок дворядні і багаторядні заклепкові шви розрізняють із рядовим (рис. 4.20, б, г) і шаховим (рис. 4.20, в, д) розташуванням заклепок.

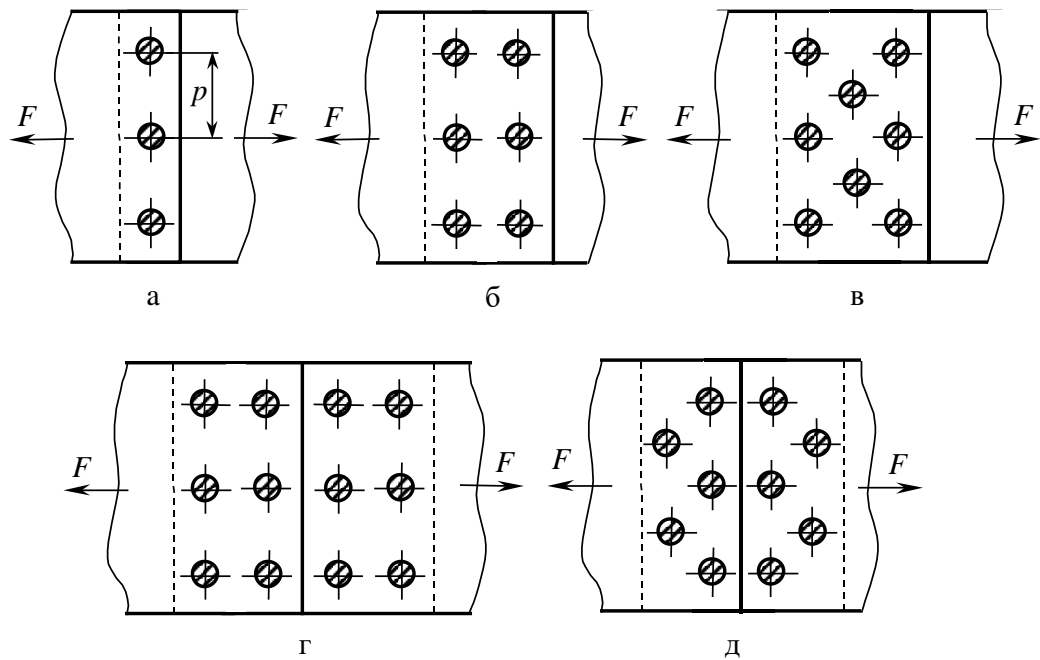


Рис. 4.20. Види заклепкових швів за розташуванням рядів заклепок

Питання для самоконтролю

1. Як називаються головки заклепок?
2. Які бувають типи заклепок?
3. Які бувають заклепкові з'єднання за призначенням?
4. Які є види заклепкових швів за розташуванням деталей?
5. Які є види заклепкових швів за розташуванням рядів заклепок?

4.5.1. Розрахунки заклепкових з'єднань

При розрахунку заклепкових швів приймають такі допущення: навантаження розподіляється рівномірно між заклепками; сили тертя між з'єднуваними елементами відсутні. Розглянемо заклепковий шов, що складається із z заклепок, на який діє сила F . Навантаження, що припадає на ділянку шва шириною p , рівною кроку шва (рис. 4.21):

$$F_1 = \frac{F}{z}. \quad (4.41)$$

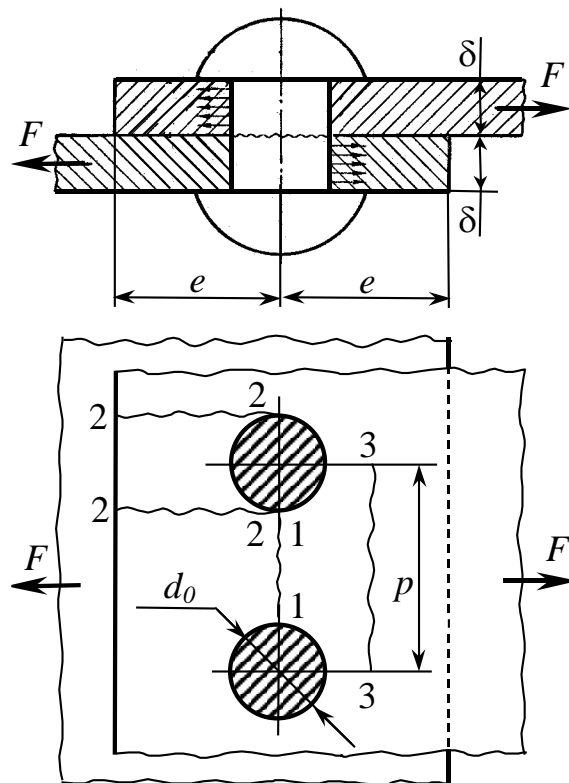


Рис.4.21. Розрахункова схема заклепкового з'єднання

Умови міцності:

– на зріз стержня заклепки в площині з'єднаних деталей

$$\tau_{зр} = 4 F_1 / \pi d_0^2 \leq [\tau_{зр}] \quad (4.42)$$

де $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження на зріз для заклепок;

d_0 – діаметр отвору;

– на зминання між заклепкою і листом

$$\sigma_{зм} = F_1 / d_0 \delta \leq [\sigma_{зм}] \quad (4.43)$$

де $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження на зминання між заклепками і листами;

δ – товщина деталі;

– на розтяг листа по перерізу 1 – 1

$$\sigma_p = \frac{F_1}{(p - d_0)\delta} \leq [\sigma_p], \quad (4.44)$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу з'єднаних листів;

– на зріз листа по перерізу 2 – 2 з припущенням, що зріз відбувається по довжині $e - d_0 / 2$

$$\tau_{зр}^{\square} = F_1 / 2 (e - d_0 / 2) \delta \leq [\tau_{зр}^{\square}], \quad (4.45)$$

де $[\tau_{зр}^{\square}]$ – допустиме напруження на зріз для матеріалу листів.

При $[\sigma_{зм}] = 1,6[\tau_{зр}]$: $d_0 \approx 2\delta$; при $[\sigma_p] = [\tau_{зр}]$: $d_0 \approx 2\delta$ і $p = 2,6d_0$;

при $[\tau_{зр}^{\square}] = 0,8[\tau_{зр}]$: $d_0 \approx 2\delta$ і $e = 1,5d_0$.

Відношення напружень в неослабленому отворами перерізі 3-3 (рис. 1.6) до напруження в перерізі 1-1, ослабленому отворами, називають коефіцієнтом міцності заклепкового шва:

$$\varphi = \frac{\sigma_{p3-3}}{\sigma_p} = \frac{(p - d_0)}{p} \quad (4.46)$$

Коефіцієнт міцності заклепкового шва характеризує міру ослаблення з'єднаних елементів отворами під заклепки. Для однорядного однозрізного шва при $p = 3d_0$ $\varphi = 0,67$, тобто зменшення міцності з'єднаних деталей складає в цьому випадку 33%; при $p = 6d_0$ $\varphi = 0,83$.

Розрахунок заклепкового шва полягає у визначенні діаметра і кількості заклепок. У залежності від товщини деталей приймають діаметр, по якому обчислюють крок та інші розміри шва. Кількість заклепок визначають

з умови міцності на зріз і зминання. При симетрично діючому навантаженні рівняння міцності на зріз має вигляд:

$$\tau_{зр} = 4 F / z k \pi d_0^2 \leq [\tau_{зр}], \quad (4.47)$$

$$z \geq 4F / k \pi d_0^2 [\tau_{зр}], \quad (4.48)$$

де k – кількість площин зрізу заклепок.

Умова міцності на зминання:

$$\sigma_{зм} = F / z d_0 \delta_{\min} \leq [\sigma_{зм}] \quad (4.49)$$

$$z \geq F / d_0 \delta_{\min} [\sigma_{зм}], \quad (4.50)$$

де δ_{\min} – найменша товщина з'єднаних елементів.

З отриманих значень слід приймають більше.

Питання для самоконтролю

1. Які допущення приймають для розрахунків заклепкових швів?
2. Який показник позначається літерою ϕ ?
3. У чому суть розрахунку заклепкового шва?
4. Яка умова міцності на зріз заклепок?
5. Яка умова міцності на зминання заклепок?

Тестові завдання

<p>РОЗДІЛ 4. ТИПОВІ СПОСОБИ З'ЄДНАНЬ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ</p> <p>4.1. Різьбові з'єднання</p> <p>4.1. До кріпильних різьбових деталей належать</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> шурупи, саморізи, штифти <input type="checkbox"/> шпонки, шплінти <input type="checkbox"/> гвинти, шпильки <input type="checkbox"/> болти, гайки <p>4.2. Який параметр позначається літерою ψ?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кут тертя <input type="checkbox"/> коефіцієнт тертя <input type="checkbox"/> кут підйому <input type="checkbox"/> кут підйому гвинтової лінії <p>4.3. Якщо прямокутний трикутник обгорнути навколо циліндра отримають</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> гвинтову поверхню <input type="checkbox"/> гвинтову лінію <input type="checkbox"/> різьбу <input type="checkbox"/> метричну різьбу <p>4.4. Середній діаметр, номінальний діаметр, внутрішній діаметр, крок – ... параметри різьби</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> геометричні <input type="checkbox"/> кінематичні <input type="checkbox"/> динамічні <input type="checkbox"/> номінальні <p>4.5. Якщо болтове з'єднання виконане установкою болтів без зазору, то його відносять до</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напружених <input type="checkbox"/> ненапружених <input type="checkbox"/> міцних <input type="checkbox"/> щільних <p>4.2. Шпонкові з'єднання</p>	<p>4.1.1. Сили в різьбовій парі</p> <p>4.6. У різьбовому з'єднанні прикладені сили</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> F_a, F_t <input type="checkbox"/> F_f, F_n <input type="checkbox"/> F, F_r <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.7. Яка умова спокою на похилій площині?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> $\psi \leq \varphi$ <input type="checkbox"/> $\psi < \varphi$ <input type="checkbox"/> $\psi > \varphi$ <input type="checkbox"/> $\psi = \varphi$ <p>4.8. Чому існують поняття коефіцієнта тертя і приведенного коефіцієнта тертя?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> бо ϵ прямобічна різьба <input type="checkbox"/> бо ϵ непрямобічна різьба <input type="checkbox"/> бо нормальна реакція на похилих гранях різьби розкладається за правилом паралелограма на складові <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.9. $\operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg} (\psi + \varphi)$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> ККД <input type="checkbox"/> коефіцієнта тертя <input type="checkbox"/> кута тертя <input type="checkbox"/> коефіцієнта навантаження <p>4.10. $T_z = T + T_f$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> крутного момента <input type="checkbox"/> обертального момента <input type="checkbox"/> момента загвинчування гайки 	<p>4.1.2. Розрахунок різьбових з'єднань</p> <p>4.11. Які бувають випадки навантаження різьбових з'єднань?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> осьовою силою <input type="checkbox"/> осьовою силою та обертальним моментом <input type="checkbox"/> силою попереднього затягування та поперечною силою <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.12. Які види розрахункових схем найбільш поширені?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> болти, поставлені з зазором <input type="checkbox"/> болти, поставлені без зазору <input type="checkbox"/> зі спеціальними болтами <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.13. $\tau_{зр} = F / 0,25 \pi d_0^2 \leq [\tau_{зр}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> згин <input type="checkbox"/> зріз <input type="checkbox"/> зминання <input type="checkbox"/> розтяг <p>4.14. $\sigma_{зм} = F / d_0 h \leq [\sigma_{зм}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зріз <input type="checkbox"/> зминання <input type="checkbox"/> згин <input type="checkbox"/> зсув <p>4.15. Розрізна маточина, болт, вісь – це</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> елементи клемового з'єднання <input type="checkbox"/> деталі болтового з'єднання <input type="checkbox"/> шпилькове з'єднання
---	--	--

<p>4.16. Деталь, на якій закріплюють елементи механічних передач і вона передає обертальний рух називається</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> віссю <input type="checkbox"/> колінчастим валом <input type="checkbox"/> валом <input type="checkbox"/> гнучким валом <p>4.17. Яка будова шпонкового з'єднання?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вал і шпонка <input type="checkbox"/> шпонка і зубчасте колесо <input type="checkbox"/> вал і зубчасте колесо <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.18. Призматичні і сегментні шпонки належать до ... з'єднань</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напружених <input type="checkbox"/> ненапружених <input type="checkbox"/> рухомих <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>4.19. $\sigma_{зм} = F / l d_0 \leq [\sigma_{зм}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зсув <input type="checkbox"/> згин <input type="checkbox"/> зминання <input type="checkbox"/> зріз <p>4.20. $\tau_{зр} = F / b l \leq [\tau_{зр}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зсув <input type="checkbox"/> зріз <input type="checkbox"/> зминання <input type="checkbox"/> згин <p>4.3. Шліцьові з'єднання</p> <p>4.21. Яка будова шліцьових з'єднань?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> виступи на валу <input type="checkbox"/> западини в маточині <input type="checkbox"/> зубчаста поверхня <input type="checkbox"/> розрахункове напруження розтягу в шві 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.22. Які бувають типи з'єднань за призначення?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> для рухомих з'єднань <input type="checkbox"/> для нерухомих з'єднань <input type="checkbox"/> високоточні <input type="checkbox"/> евольвентні <p>4.23. Які бувають типи з'єднань за формою бічного профіля шліця?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> евольвентні <input type="checkbox"/> прямокутні <input type="checkbox"/> трикутні <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>4.24. $\sigma_{зм} = 2 T / d_c z h l \psi \leq [\sigma_{зм}]$ – це формула</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> умови міцності <input type="checkbox"/> умови міцності шліцевих з'єднань <input type="checkbox"/> умови міцності шліцевих з'єднань на зминання <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.25. Який параметр позначається літерою z?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> поле допуску <input type="checkbox"/> граничне відхилення <input type="checkbox"/> кількість <input type="checkbox"/> кількість шліців <p>4.4. Зварні з'єднання</p> <p>4.26. Які ознаки поняття зварний шов?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> затверділий метал <input type="checkbox"/> затверділий після розплавлення метал <input type="checkbox"/> затверділий після зварювання метал <input type="checkbox"/> немає жодної <p>4.27. Які недоліки зварних з'єднань?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> короблення 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>вібростійкість</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> концентрація напружень <input type="checkbox"/> 1 – 3 <p>4.28. Стикові, внапуск, таврові, кутові – це види зварних з'єднань у залежності від</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> форми шва <input type="checkbox"/> розташування шва <input type="checkbox"/> розташування з'єднуваних деталей <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.29. Які ознаки стикових зварних швів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> належність до з'єднань внапуск <input type="checkbox"/> належність до з'єднань кутових <input type="checkbox"/> належність до стикових з'єднань <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.30. Лобові, флангові, косі, комбіновані – це види зварних швів залежно від</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напрямку дії прикладеної сили <input type="checkbox"/> напрямку шва в просторі <input type="checkbox"/> розташування шва <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.4.1. Розрахунок зварних з'єднань</p> <p>4.31. Які вимоги до зварних конструкцій?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> міцність <input type="checkbox"/> відсутність короблення <input type="checkbox"/> однакова міцність шва і зварюваних деталей <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.32. Який показник позначається літерою σ_p?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> границя міцності
--	---	--

<p>4.33. Який показник позначається літерою σ_c?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> границя міцності <input type="checkbox"/> напруження <input type="checkbox"/> напруження розтягу <input type="checkbox"/> розрахункове напруження стиску в шві <p>4.34. $\sigma_p = F / \delta l \leq [\sigma_p]$ – це формула умови міцності</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кутового шва <input type="checkbox"/> стикового шва <input type="checkbox"/> таврового шва <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>4.35. $\tau_{зр} = F / 1,4 k l \leq [\tau_{зр}]$ – це умова міцності</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> кутового шва <input type="checkbox"/> стикового шва <input type="checkbox"/> таврового шва <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.5. Заклепкові з'єднання</p> <p>4.36. Як називаються головки заклепок?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> заводські <input type="checkbox"/> заставні <input type="checkbox"/> замикаючі <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.37. Заклепка з плоскою головкою – це ... заклепок</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> вид <input type="checkbox"/> тип <input type="checkbox"/> різновид <input type="checkbox"/> класифікація <p>4.38. Міцні, міцнощільні, щільні – це класифікація за</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> призначенням <input type="checkbox"/> розташуванням <input type="checkbox"/> кількістю рядів заклепок <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.39. Внапуск і встик – це ... заклепкових швів за розташуванням деталей</p>	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> низька <input type="checkbox"/> вид <input type="checkbox"/> тип <input type="checkbox"/> різновид <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.40. Які є види заклепкових швів за розташуванням рядів заклепок?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> однорядні <input type="checkbox"/> дворядні <input type="checkbox"/> багаторядні <input type="checkbox"/> 2 і 3 <p>4.5.1. Розрахунок заклепкових з'єднань</p> <p>4.41. Які долушення приймають для розрахунків заклепкових швів?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> навантаження рівномірно розподілене <input type="checkbox"/> відсутні сили тертя <input type="checkbox"/> відсутні напруження <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.42. Який показник позначається літерою φ?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> коефіцієнт стійкості <input type="checkbox"/> коефіцієнт міцності заклепкового шва <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 3 <p>4.43. У чому суть розрахунку заклепкового шва?</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> визначення діаметра <input type="checkbox"/> визначення кількості заклепок <input type="checkbox"/> визначення кількості рядів заклепок <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> 1 і 2 <p>4.44. $\tau_{зр} = 4 F_1 / \pi d_0^2 \leq [\tau_{зр}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зріз <input type="checkbox"/> зминання 	<ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> напруження розтягу <input type="checkbox"/> напруження згин <input type="checkbox"/> кручення <p>4.45. $\sigma_{зм} = F / z d_0 \delta_{\min} \leq [\sigma_{зм}]$ – це формула умови міцності на</p> <ul style="list-style-type: none"> <input type="checkbox"/> зминання <input type="checkbox"/> зріз <input type="checkbox"/> зсув <input type="checkbox"/> розтяг
---	---	---

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Баласанян, Р. А. Атлас деталей машин: навч. посібник [для студ. техн. вузів] / Роман Баласанян. – Харків: Основа, 1996. – 108 с.
2. Бондар, М. М. Розвивальне навчання майбутніх аграрників засобами загальноінженерних дисциплін: [Монографія] / Марія Бондар. – Ніжин: ТОВ «Видавництво «АСПЕКТ – Поліграф», 2007 – 240 с.
3. Великий тлумачний словник сучасної української мови / [Уклад. і голов. ред. В. Т. Бусел.]. – К.; Ірпінь: ВТФ «Перун», 2004.– 1440 с.
4. Гордин, П. В. Детали машин и основы конструирования / Гордин П. В., Росляков Е. М., Эвелеков В. И. – СПб.: СЗГУ, 2006. – 186 с.
5. Дидактика технологического образования. Книга для учителя. Часть первая / [Под ред. П.Р. Атутова]. – М.: ИОСО РАО, 1997 – 203 с.
6. Заблонський, К. І. Деталі машин: підруч. [для машинобуд. спец.] / Костянтин Заблонський. – Одеса: Астропринт, 1999. – 404 с
7. Иванов, Б. И. Становление и развитие технических наук / Б. И. Иванов, В. В. Чешев. – Л.: Наука, 1977. – 263 с.
8. Исмаилов, Г. М. Детали машин. Определение основных параметров редуктора: методические указания / Георгий Исмаилов. – Томск: ТГПУ, 2006. – 28с.
9. Калашникова, Л. Я. Профессионально ориентированная подготовка будущего учителя технологии в цикле предметных дисциплин (на примере курса «Прикладная механика»): автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. пед. наук: спец. 13. 00. 08 «Теория и методика профессионального образования» / Л. Я. Калашникова. – Чита, 2007. – 26 с.
10. Козлов, Б. И. Возникновение и развитие технических наук. Опыт историко-теоретического исследования / Борис Козлов. – Л.: Наука, 1988. – 248 с.

11. Коновалюк, Д. М. Деталі машин / Д. М. Коновалюк, Р. М. Ковальчук. – К.: Кондор, 2004. – 584 с.
12. Корець, М. С. Науково-технічна підготовка вчителів для освітньої галузі «Технології»: [Монографія] / Микола Корець.– К.: НПУ, 2002.– 258 с.
13. Корець, М. С. Основи машинознавства / Корець М.С., Тарара А.М., Трегуб І.Г.. – К.: НПУ, 2001. – 144 с
14. Корець, М. С. Теорія і практика науково-технічної підготовки вчителів трудового навчання і технологій виробництва: автореф. дисертації на здобуття наук. ступеня доктора пед. наук: спец. 13. 00. 04 «Теорія і методика професійної освіти» / М. С. Корець.– К., 2002.– 37 с.
15. Кушнаренко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов: учеб. Пособ. / Кушнаренко В.М., Ковалевский В.П., Чирков Ю.А.. – Оренбург: ОГУ, 2003. – 251 с.
16. Лабораторный практикум по деталям машин и основам конструирования / [Д. В. Чернилевский, В. С. Павленко, Л. В. Ищенко]. – К.: ИСДО, 1991. – 144 с.
17. Малащенко В. О. Деталі машин. Збірник завдань та прикладів розрахунків / В. О. Малащенко, В. Т. Павлице. – Львів: Вид – во держ. ун –ту «Львівська політехніка», 1999. – 116 с.
18. Малащенко, В. О. Деталі машин. Курсове проектування: Навчальний посібник. / В. О. Малащенко, В. В. Янків. – Львів: "Новий Світ-2000", 2007. – 252 с.
19. Машинознавство та основи виробництва / Курок В. П., Гуренко М. С., Гридякін В. О. та ін.; під ред. В. П. Курок. – К.: Пед. преса, 2007. – 277 с.
20. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт із дисципліни «Деталі маши» для студентів спеціальності 6.010103 «Педагогіка і методика середньої освіти. Трудове навчання» / [Укл. А. В. Іванчук].– Вінниця: ВДПУ, 2007. – 28 с.

21. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Деталі машин» для студентів спеціальності 6.010103 «Педагогіка і методика середньої освіти. Трудове навчання» / [Укл. А. В. Іванчук]. – Вінниця: ВДПУ, 2006. – 31 с.
22. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підруч. / Володимир Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
23. Програми вищих педагогічних закладів освіти: Прикладна механіка (для студентів спеціальності 7.010103 «Педагогіка і методика середньої освіти. Трудове навчання (технології виробництва)» / [Укл.: Корець М.С., Трегуб І.Г.]. – К.: НПУ, 2002. – 8 с.
24. Програма навчальної дисципліни «Деталі машин» (за вимогами кредитно-модульної системи) / [Укл. А. В. Іванчук]. – Вінниця: ВДПУ, 2008. – 7 с.
25. Стешенко, В. В. Теоретико-методичні засади фахової підготовки майбутнього вчителя трудового навчання: [Монографія] / Віктор Стешенко. – Слов'янськ, СПДП, 2004. – 188 с.
26. Теоретичні і методичні основи викладання загальнотехнічних і спеціальних дисциплін / [І. Козловська, К. Ленік, Я. Собко та ін.]; за ред. І. Козловської та К. Леніка. – Львів: Євросвіт, 2003. – 248 с.
27. Технічна механіка. Кн.4. Деталі машин: підруч. / [Д. В. Чернілевський, В. С. Павленко, М. В. Любін]; за ред. Д. В. Чернілевського. – К.: НМК ВО, 1992. – 360 с.
28. Трудовая подготовка школьников: Прошлое. Настоящее. Будущее (часть 1) / [Под ред. П.Р. Атутова]. – М.: Изд-во МГОПУ, 1995 – 239с.
29. Чепок, В. І. Методичний посібник з деталей машин та основ конструювання: [для студентів спеціальності 7. 010104 «Професійне навчання»] / Чепок В. І., Чепок Р. В. – Херсон: Вид-во ХДПУ, 2002. – 120 с.
30. Чепок, В. І. Технічна механіка. Розділ «Розрахунок основних видів механізмів та їх деталей»: методичні рекомендації з курсового проектування [для студентів спеціальності 6. 010100 «ПНСО. Трудове навчання»,

«Професійне навчання»] / Чепок В. І., Кострицький В. Г., Чепок Р. В. – Херсон: Вид – во ХДПУ, 2006. – 71 с.

31. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов / Дмитрий Чернилевский – К.: Выща шк., 1987. – 328 с.

32. Чернілевський Д. В. Деталі машин. Лабораторний практикум / Чернілевський Д. В., Гуревич Р. С., Гаркушевський В. С. – Вінниця: ВДПУ, 2004. – 90 с.

33. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин / Дмитрий Чернилевский – М.: «Учебная литература», 1998. – 472 с.

34. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Дмитрий Чернилевский. – М.: Машиностроение, 2004.– 560 с.

35. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин / Александр Шейнблит. – Калининград: Янтарный сказ, 1999.– 454 с.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ДЛЯ ПОГЛИБЛЕНОГО ВИВЧЕННЯ ДИСЦИПЛІНИ

1. Воячек, А. И. Основы проектирования и конструирования машин / Воячек А. И., Сенькин В. В. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2008. – 228 с.

2. Гулиа Н.В. Детали машин / Гулиа Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. – М.: Изд. Центр «Академия», 2004. – 416 с.

3. Гусев, А. П. Технологічні основи машинобудування / Анатолій Гусев. – Луцьк: Надстир'я, 2008. – 247 с.

4. Гушулей, Й. М. Загальнотехнічна підготовка учнів у процесі трудового навчання / Йосип Гушулей; під ред. Г. В. Терещука. – Тернопіль, 2000. – 312 с.

5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / Дунаев П.Ф., Леликов О. П. – М.: Изд. центр «Академия», 2004. – 496 с.

6. Зиновкина, М. М. Креативное инженерное образование. Теория и педагогические инновационные технологии: [Монография] / Милослава Зиновкина. – М.: МГИУ, 2003. – 350 с.
7. Зиновкина, М. М. НФТМ – ТРИЗ креативное образование XXI века. Теория и практика / Милослава Зиновкина. – М.: МГИУ, 2008. – 306 с.
8. Иванов, М. Н. Детали машин и основы конструирования / Иванов М. Н., Финогенов В. А.; под. ред. В. А. Финогенова. – М.: Высш. шк., 2008. – 408 с.
9. Кіндрацький Б. І. Основи раціонального проектування машинобудівних конструкцій / Богдан Кіндрацький. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД, 2005. – 200 с.
10. Крайнев, А. Ф. Механика машин: Фундаментальный словарь / [А.Ф. Крайнев.]. – М.: Машиностроение, 2000.–904 с.
11. Малащенко, В. О. Муфты приводів. Конструкції та приклади розрахунків / Володимир Малащенко. – Львів: Вид-во Національного ун-ту «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
12. Мархель, И. И. Детали машин / Иван Мархель. – М.: Форум: ИНФРА-М, 2005. – 336 с.
13. Шевченко, С. В. Детали машин. Сборник задач / Шевченко С. В. – Луганськ: Вид – во СНУ, 2001. – 144 с.

Предметний покажчик

Болти, 231	Зубчастий вінець, 76
Бронза, 107	Зубчасті передачі, 38
Буксування, 136	Зубчасті конічні прямозубі, 88
Вал, 178	Зубчасті передачі циліндричні, 73
Варіатори, 137, 146	Зубчасто-пасові передачі, 162
Вібрація, 192, 215	Зносостійкість, 117
Вібростійкість, 192, 306	Ковзання пружне, 155
Вісь, 178	Коефіцієнт корисної дії, 235
Вказівник рівня мастила, 123	Корпус, 121
Вкладиш, 197	Котки фрикційних передач, 140
Гвинти, 231	Клинопасова передача, 150
Гайка, 231	Ключі гайкові, 296
Галтель, 180	Колесо зубчасте, 38
Герца формула, 111	Колесо черв'ячне, 106
Границя витривалості, 268	Коригування зачеплення, 49
Границя текучості, 108, 307	Ланцюгова передача, 123
Деталь, 20	Ланцюг приводний, 125
Допуски, 208	Латунь, 108
Душник, 279	Машина, 26
Евольветна, 44	Метод обкатки, 48
Жорсткість, 300	Механізм, 27
Заклепка, 250	Механічні передачі, 20
Зачеплення зубчасте, 41	Муфта, 217
Зварні з'єднання, 245	Муфта втулкова, 219
Зірочки приводних ланцюгів, 126	Муфта кулачково-дискова, 221
Зуб, 50	Муфта обгінна, 224
Зубчастого зачеплення теорема, 44	Муфта пружна втулково-пальцева, 220
Зубчаста одноступенева, 119	

Муфта фланцева, 219	Сили в зачепленні, 78
Муфта шарнірна, 222	Спрацювання, 31
Напруження допустимі, 21	Складальні одиниці, 20
Натяг, 293	Сталь, 56
Натяжний пристрій, 154	Стандарт, 13, 272
Обертальний момент, 27, 268	Теплостійкість, 32
Пасові передачі, 149	Тягова здатність, 151
Паси приводні, 151	Фрикційна передача, 136
Передаточне відношення, 37	Фрикційна передача конічна, 137
Передаточне число, 37	Фрикційна передача циліндрична, 136
Передача гвинт-гайка, 113	Частота обертання, 268
Пластмаси, 56	Черв'як, 98
Плоскопасова передача, 151	Черв'ячна передача, 98
Підшипники ковзання, 196	Шайба, 231
Підшипники кочення, 200	Шви заклепкові, 250
Посадка, 208	Шви зварні, 245
Працездатність, 30	Шевінгування, 48
Привод, 20	Шестірня, 73
Принцип дії передач, 20	Шківи, 150
Редуктор, 119	Шліфування зубів, 48
Різьба, 231	Шліци, 243
Розрахунок деталей машин, 33	Шпилька, 231
Розрахункова схема, 181, 182	Шпонка, 241
Сила колова, 37	Шпонка призматична, 242

Іменний покажчик

Аверроес, 9	Добровольський В., 13
Агрікола Георгій, 9	Дюрер Альберт, 9
Альберті Леон Батиста, 9	Дьомін А., 15
Архімед, 8	Ейлер Л., 118
Ашетт Ж. Н., 10	Жиделєв М., 15
Бах К., 11	Жирар, 10
Бекон Р., 9	Заблонський К.І., 13
Берлов М., 12	Іванов М., 12
Бетанкур А., 10	Ісмаїлов Г., 18
Бірінгуччо Ванноччо, 9	Калашнікова Л., 19
Бобариков І., 12	Кардано Ієронімус, 9
Бондар М., 18	Кирпичов В.Л., 10
Брадвардин Томас, 9	Колчин М., 12
Ватт Джеймс, 10	Корець М. С., 15
Вергілій Полідор, 9	Кудрявцев В., 13
Вихрущ А., 15	Ланц І., 10
Вілліс Роберт, 10	Ледньов В., 15
Вітрувій Марк, 8	Леонардо да Вінчі, 9
Галілей Галілео, 9	Леопольд Якоб,
Герон Олександрійський, 8	Мадзігон В., 15
Герц Г. Р., 32	Миловидов С., 12
Гук Роберт, 10	Монж Г., 10
Гуревич Р.С., 15	Нартов А.К., 10
Гусєв А., 15	Новіков М. Л., 40
Гушулей Й., 15	Ньютон Ісак, 10
Гюйгенс Христіан, 10	Папп Олександрійський, 8
Декарт Рене, 10	Понселе Ж. В., 10
Дмітрієв В., 12	Джанбаттиста де ля Порта, 9

Проні М., 10	Стешенко В.,
Пуансо Л., 10	Терещук Г.В., 15
Пуассон С. Д., 10	Торрічеллі Еванджиліста, 10
Рело Ф., 10	Тхоржевський Д.О., 15
Ретшер Ф., 12	Худяков П., 12
Сидоренко В.К., 15	Чернілевський Д.В., 14
Сидоров О., 12	Чепок В., 18
Скаткін М., 15	Шкларевич А.В., 13
Соколовський О.П., 28	Ясинський Ф. С., 118
Стевін Симон, 9	

Показчик основних умовних позначень

a – ділильна міжосьова відстань, мм;	m_t – коловий модуль, мм;
a_o – міжосьова відстань, мм;	m_{te} – зовнішній коловий модуль, мм;
b – ширина зубчастого вінця, мм;	N_{HO}, N_{FO} – базове число циклів;
c – коефіцієнт радіального зазору початкового контура;	N_{HE}, N_{FE} – еквівалентне число циклів;
d – ділильний діаметр колеса, мм;	n – частота обертання, xv^{-1} ;
d_m – середній ділильний діаметр, мм;	P – потужність, кВт;
d_a – діаметр кола вершин, мм	R_m – середня конусна відстань, мм;
d_{ae} – те ж для конічного колеса, мм;	R_e – зовнішня конусна відстань, мм;
d_e – зовнішній ділильний діаметр, мм;	r – коефіцієнт асиметрії циклу;
d_f – діаметр кола западин, мм;	S (n) – коефіцієнт запасу міцності;
E – модуль Юнга, МПа;	T – обертальний момент, Нм;
F_t – колова сила, Н;	t – час;
F_r – радіальна сила, Н;	u – передаточне число;
F_a – осьова сила, Н;	v – колова швидкість, м /с;
G – модуль пружності, МПа;	W_p – полярний момент опору, m^3 ;
HВ – твердість за Брінелем;	x – коефіцієнт зміщення;
HRC – твердість за Роквелом;	y – коефіцієнт сприйнятого зміщення;
HV – твердість за Віккерсом;	z – кількість зубів;
h_a^* – коефіцієнт висоти головки;	α – кут профілю початкового контура;
i – передаточне відношення;	β – кут нахилу лінії зуба;
I_p – полярний момент інерції, m^4 ;	ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття;
k_σ, k_σ – коефіцієнти концентрації;	η – коефіцієнт корисної дії;
k_{HL}, k_{FL} – коефіцієнти довговічності;	v – коефіцієнт Пуассона;
$k_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності;	ρ – радіус кривизни профілю зуба;
M – момент згинаючий, Нм;	σ_B, τ_B – границя міцності, МПа;
m – модуль зачеплення, мм;	σ_T, τ_T – границя текучості, МПа;
m_n – нормальний модуль, мм;	σ_{-1}, τ_{-1} – границя витривалості, МПа;
	σ_H, σ_F – контактні і згинаючі напруження.

Додаток 1

Лабораторні роботи з дисципліни «Деталі машин»

1.1. Зміст підготовки до лабораторних робіт

Лабораторна робота №1. Необхідно знати: поняття загальної нормалі й модуля зачеплення, суть рис.1,2. Необхідно вміти: вимірювати довжину загальної нормалі за допомогою штангенциркуля.

Лабораторна робота №2. Необхідно знати: зміст методу обкатки (рис.1), принцип дії установки. Необхідно вміти: виконувати евольвентні профілі зубів.

Лабораторна робота №3. Необхідно знати: конструкцію циліндричного редуктора; необхідно вміти: вимірювати габаритні розміри і міжосьову відстань редуктора.

Лабораторна робота №4. Необхідно знати: конструкцію черв'ячного редуктора; необхідно вміти: вимірювати міжосьову відстань редуктора й найбільший діаметр колеса.

Лабораторна робота №5. Необхідно знати: принцип дії фрикційного варіатора та суть графіка (рис.1); необхідно вміти: визначати діапазон регулювання.

Лабораторна робота №6. Необхідно знати: будову підшипника кочення та суть рис.1; необхідно вміти: вимірювати параметри підшипників за допомогою штангенциркуля.

Лабораторна робота №7. Необхідно знати: принцип дії установки та визначення коефіцієнта тертя; необхідно вміти: проводити експериментальне дослідження.

Лабораторна робота №8. Необхідно знати: принцип дії установки і навантажувального пристрою; необхідно вміти: використовувати тарувальні графіки.

Лабораторна робота №9. Необхідно знати: принцип дії установки та суть рис.1; необхідно вміти: визначати критичну кутову швидкість вала.

Лабораторна робота №10. Необхідно знати: зміст розрахунку вала на міцність і жорсткість; необхідно вміти: будувати епюри згинаючих, крутного й зведеного моментів.

1.2. Зміст лабораторних робіт

Лабораторна робота № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Мета роботи: вивчити способи визначення параметрів зубчастих коліс.

Обладнання та інструменти: колеса зубчасті; штангенциркуль.

Загальні відомості

Передаточне число:

$$u = \frac{O_1\Pi}{O_2\Pi} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = const \quad (1)$$

На рис. 1 d_{w1} і d_{w2} – початкові кола, $d_{1,2}$ – ділильні кола, лінія зачеплення (A_1A_2), активна довжина зачеплення (QA), α_w – кут зачеплення, крок по ділильному P і основному P_b колах:

$$P_b = P \cos \alpha \quad (2)$$

Параметри зубчастого зачеплення наведено на рис. 1.

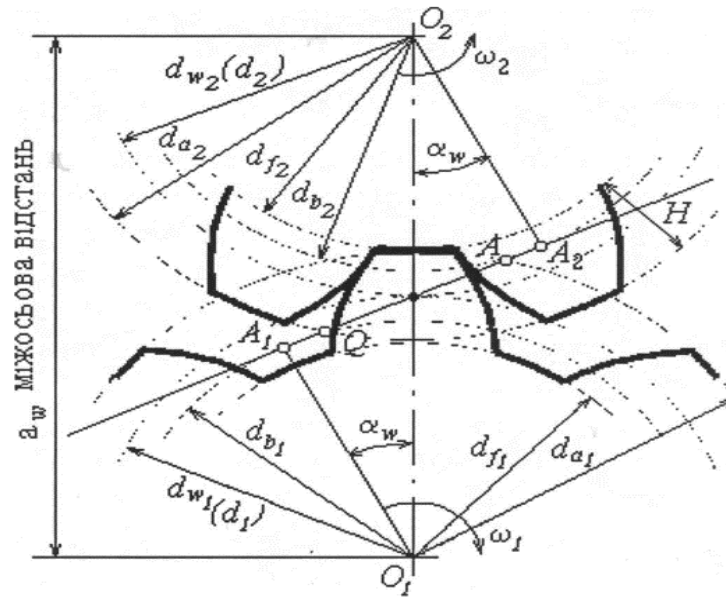


Рис. 1. Параметри зубчастого зачеплення.

Модуль

$$m = \frac{P}{\pi} = \frac{d}{Z} \quad (3)$$

Діаметри ділительного і початкового кіл

$$d = d_w = mZ \quad (4)$$

Діаметр основного кола

$$d_b = d \cos \alpha = mZ \cos \alpha \quad (5)$$

Передаточне число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (6)$$

Висота головки зуба

$$h_a = m \quad (7)$$

Висота ніжки зуба

$$h_f = 1,25m \quad (8)$$

Висота зуба

$$h = h_a + h_f = 2,25m \quad (9)$$

Діаметр кола вершин зубів

$$d_a = d + 2h_a = m(Z + 2) \quad (10)$$

Діаметр кола западин

$$d_f = d - 2h_f = m(Z - 2,5) \quad (11)$$

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{mZ_1(u + 1)}{2} \quad (12)$$

Коловий крок

$$P_t = \pi m \quad (13)$$

Радіальний зазор

$$c = 0,25m \quad (14)$$

Товщина зуба по ділильному колу

$$S_t = \frac{\pi m}{2} \quad (15)$$

1.1. Вимірювання геометричних параметрів зубчастого колеса

Загальна нормаль NN дотична до основного кола і перетинає Z_n зубів ($Z_n = 3$). Довжини W і W' (для $Z_n + 1$) вимірюють штангенциркулем. Z_n вибирають із табл.1.

d_a і d_f при парному числу зубів (рис. 4 а), при непарному (рис. 4 б):

$$d_a = d_{\text{осн}} + 2H' \quad (18)$$

Таблиця 1

Зв'язки між Z і Z_n

Z	12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
Z_n	2	3	4	5	6	7	8	9

$$P_b = W' - W \quad (16)$$

$$m = W' - W / \pi \cos \alpha \quad (17)$$

Таблиця 2

Стандартні значення модуля

$t, \text{мм}$	1,0	1,25	1,5	2	2,25	2,5	2,75	3
$P_b, \text{мм}$	2,95	3,69	4,43	5,90	6,64	7,38	8,12	8,86
$t, \text{мм}$	3,5	4,0	4,5	5	5,5	6	7	8
$P_b, \text{мм}$	10,33	11,81	13,29	14,76	16,24	17,71	20,67	23,62

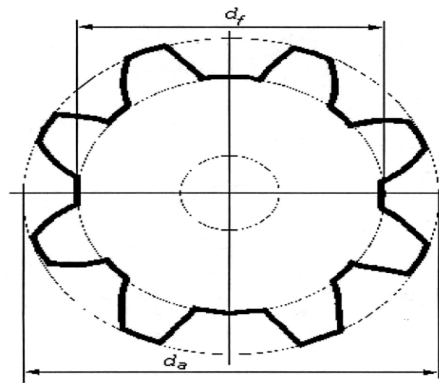


Рис.4а

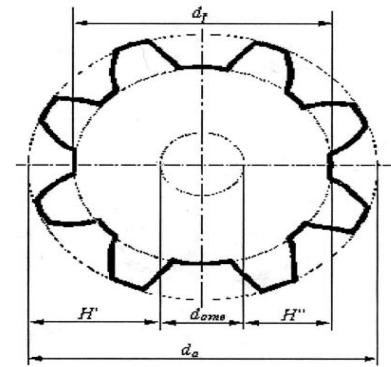


Рис.4б

$$d_f = d_{оме} + 2H'' \quad (19)$$

Рис. 2. Вимірювання параметрів при парному (а) і непарному числі зубів (б).

Послідовність виконання роботи

1. Кількість зубів колеса Z .
2. Виміряти довжину загальних нормалей W і W' .
3. Виміряти діаметри d_a і d_f (рис. 4, а, б).
4. Модуль (формули 18, 11, 12) (записати в табл. 4).
5. Уточнити модуль (табл. 2) та визначити основний крок P_b .

Зміст звіту

1. $\alpha = 20^\circ$ $h_a = m$; $h_f = 1,25m$; Z .
2. Мета.
3. Теоретичні відомості.

Таблиця 3

Довжини загальних нормалей

№ вимірювання	Z_n	$Z_n + 1$	$d_a, \text{мм}$	$d_f, \text{мм}$
---------------	-------	-----------	------------------	------------------

Таблиця 4

Модуль m і кроку P_b по основному колу d_b

Значення модуля			Стандартні значення	
(17)	(10)	(11)	$m, \text{мм}$	$P_b, \text{мм}$

Таблиця 5

Параметри колеса

Параметр	Позначення	Формула	Результати
Діаметр ділительного кола	d	(4)	
Діаметр основного кола	d_b	(5)	
Коловий крок	P_t	(13)	
Діаметр кола вершин	d_a	(10)	
Діаметр кола западин	d_f	(11)	
Висота головки зуба	h_a	(7)	
Висота ніжки зуба	h_f	(8)	
Висота зуба	h	(9)	
Товщина зуба	S_t	(15)	

Контрольні запитання

1. Яка крива називається евольвентою?
2. Сформулюйте основну теорему зачеплення.
3. Яка відмінність між основним, початковим і ділительним колом?
4. Які лінії утворюють кут зачеплення?
5. Як знайти активну довжину лінії зачеплення?
6. Як визначають коловий крок, модуль?
7. Чому шестірня і колесо повинні мати однаковий крок?
8. Що характеризує коефіцієнт торцевого перекриття?
9. Назвіть основні геометричні параметри коліс.
10. Коли визначають розміри зубчастих коліс?

Лабораторна робота № 2
**ПОБУДОВА ЕВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФІЛЮ ЗУБІВ ЗА
 МЕТОДОМ ОБКАТКИ**

Мета роботи: побудувати профілі зубів.

Обладнання та інструменти: пристрій ТММ-42; заготовка зубчастого колеса з креслярського паперу; олівець; циркуль; лінійка.

Загальні відомості

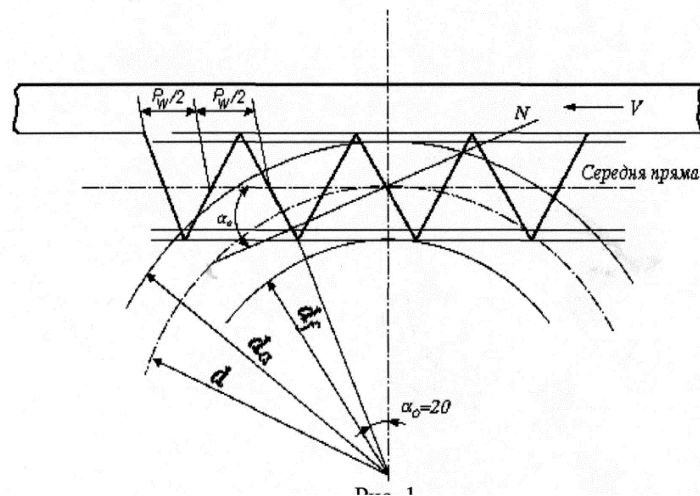


Рис. 1. Схема методу обкатки.

Рейка (рис. 1) перекочується без ковзання середньою прямою по ділильному колу ($d = mz$) колеса (рух обкатки). Колесо нульове, якщо в процесі його виготовлення по ділильному колу котиться середня пряма рейки. Колесо кореговане, якщо рейка відсунута від центра (позитивне зміщення) на деяку відстань b , тоді по ділильному колу буде котитися ділильна пряма рейки розміщена ближче до вершин рейки.

Зміщення b рейки:

$$b = \varepsilon m, \quad (1)$$

де ε – коефіцієнт зміщення.

При позитивному зміщенні рейки утворюються позитивні колеса. Позитивне зміщення збільшує товщину зуба. У нульових коліс (менше 17 зубів) зуби підрізаються біля основи, що зменшує їх міцність. Для усунення

підрізання рейку зміщують від центра колеса, визначивши коефіцієнт зміщення:

$$\varepsilon = \frac{17 - z}{17}, \quad (2)$$

де z – кількість зубів колеса.

Опис пристрою

У пристрої є текстолітовий диск із протилежного боку якого приклепане зубчасте колесо, зубчаста рейка з органічного скла з'єднана із зубчастим колесом. На рейку нанесена риска, що зображає середню лінію рейки та модуль m і діаметр d ділильного кола колеса, що нарізається. Послабивши гвинти, можна змінити відстань рейки від центра заготовки, а потім закріпити на відстані b .

Завдання до лабораторної роботи

1. За заданими модулем і діаметром ділильного кола розрахувати параметри нульового колеса і накреслити його.
2. Визначити зміщення різального інструменту, необхідне для усунення підрізання ніжки зуба.
3. Провести розрахунок і виконати креслення коригованого колеса.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити принцип дії пристрою.
2. Закріпити на диску паперову заготовку.
3. Установити рейку на нульовій поділці шкали.
4. Відвести каретку в крайнє ліве положення.
5. Переміщаючи рейку праворуч, побудувати зуби нульового колеса.
6. Повернути диск із заготовкою на 180° .
7. Визначити кількість зубів колеса: $z = \frac{d}{m}$
8. Визначити коефіцієнт зміщення рейки ε .

9. Визначити зміщення b рейки, яке усуває підрізання ніжок зубів.
10. Змістити рейку від осі заготовки на b та закріпити гвинтами.
11. Відвести каретку з рамкою в крайнє ліве положення.
12. Накреслити 2-3 зуби позитивного колеса (вказівки п. 5).
13. Розрахувати параметри нульового й позитивного коліс.
14. Нанести на заготовку ділильне й основне кола, а також кола впадин і виступів нульового й позитивного коліс.
15. Порівняти товщини зубів по хорді ділильного кола, а також діаметри кіл упадин і виступів нульового й позитивного коліс.

Контрольні запитання

1. Що називають модулем зачеплення?
2. Яке коло називають ділильним?
3. Яку пряму називають середньою?
4. Назвіть ознаки нульового колеса.
5. Назвіть ознаки коригованого колеса.
6. Як визначається висота головки зубця нульового колеса?
7. Як визначається висота ніжки зубця нульового колеса?
8. Як визначається коефіцієнт зміщення інструментальної рейки?
9. Як визначається зміщення інструментальної рейки.
10. Яке корегування зубчастого колеса називають позитивним?

Лабораторна робота №3

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити конструкцію та визначити основні параметри редуктора.

Обладнання та інструменти: редуктор; штангенциркуль; ключі.

Загальні відомості

Редуктор – це пристрій призначений для передачі обертового моменту з одночасним зниженням кутової швидкості.

Бувають такі Принципові схеми двоступінчастих редукторів: розгорнута, з роздвоєною ступінню та співвісна. Переваги розгорнутої: – невелика ширина редуктора, технологічність; недоліки – нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба.

Переваги схеми з роздвоєною швидкохідною ступінню: – рівномірність навантаження підшипників, компактність; недолік – трудомісткість виготовлення

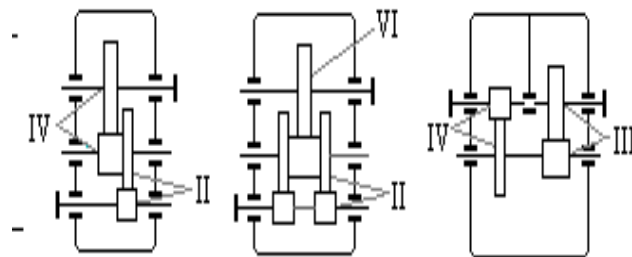


Рис. 1. Принципові схеми двоступінчастих редукторів.

Переваги співвісної схеми аналогічні до попередньої схеми, але забезпечує більше передаточне число; недоліки – велика ширина та складність змащування підшипників, розташованих усередині корпусу.

Опис редуктора

У корпусі розташовані швидкохідна й тихохідна ступені. Для попередження зміщення зубчастих коліс в осьовому напрямку на валах передбачені буртики, а, з іншого боку – розпірні втулки, що впираються у внутрішні кільця підшипників. Зазори у підшипниках регулюють за допомогою регулювальних гвинтів та фіксують замками. Ущільнювальні пристрої захищають від пилу та попереджують витікання масла через зазори.

Корпус закривається кришкою з душником. Змащування: колеса – занурюванням, а підшипники – розбризкуванням.

Основні параметри редукторів: крутний момент на тихохідному валі, передаточне число, міжосьова відстань, ККД.

Послідовність виконання роботи

1. Визначити габаритні й приєднувальні розміри.
2. Визначити відстань між валами.
3. Визначити ширину зубчастих коліс.
4. Вивчити конструкцію корпусу й кришки, зубчастих коліс, валів.
5. Визначити характеристики підшипників.
6. Визначити діаметри вершин зубів коліс.
7. Визначити кількість зубів у коліс.
8. Обчислити передаточне число швидкохідної й тихохідної ступіней:

$$U_{ш} = \frac{Z_2(u)}{Z_1(u)}, \quad U_T = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1)$$

9. Обчислити ділильний діаметр:

$$d_{1(u)} = \frac{2a_w(u)}{U_{ш} + 1}, \quad d_{1(t)} = \frac{2a_w(m)}{U_m + 1} \quad (2)$$

10. Визначити та заокруглити до стандартних значень нормальний модуль.

Зміст звіту

1. Кінематична схема редуктора.

Таблиця 1

Габаритні і приєднувальні розміри редуктора

Параметри	Величина, мм
Довжина	
Ширина	
Висота	

Діаметр тихохідного валу	
--------------------------	--

Таблиця 2

Параметри зубчастих передач

Параметри	Позначення	Розрахункова формула	Швидкохідна ступінь	Тихохідна ступінь
Кількість зубів колеса	Z_2			
Кількість зубів шестерні	Z_1			
Передаточне число ступіней	$u_{ш}, u_T$			
Передаточне число	u		—	—
Міжосьова відстань	a_w			
Модуль нормальний, мм	m_n			
Модуль торцевий, мм	m_t			

Контрольні запитання

1. Який зв'язок між розмірами колеса та модулем і кількістю зубів?
2. Яка умова розрахунку на контактну міцність?
3. Дайте характеристику ущільнюючих пристроїв.
4. Назвіть способи регулювання зазорів у підшипниках.
5. Поясніть конструкцію і принцип дії пробки-віддушини.
6. Поясніть схеми установки підшипників (у розтяг і у розпір).
7. Поясніть компоновочні схеми редукторів.
8. Поясніть особливості конструкції корпусу редуктора.
9. Поясніть конструкції масловказівних пристроїв.
10. Поясніть способи вимірювання міжосьової відстані.

Лабораторна робота №4

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи: вивчити конструкцію та визначити параметри редуктора.

Обладнання та інструменти: редуктор, штангенциркуль, ключі.

Загальні відомості

За розташуванням черв'яка розрізняють схеми: з нижнім, верхнім і бічним розміщенням черв'яка.

При колових швидкостях до 4-6 м/с перевагу віддають нижньому розміщенню черв'яка; при великих швидкостях збільшуються витрати потужності на розмішування масла, тому розміщують черв'як над колесом. При нижньому покращуються умови змащування, при верхньому – менша ймовірність потрапляння в зачеплення продуктів спрацювання.

Черв'яки встановлюють у радіально-упорних підшипниках (по одному в опорі). При великих міжосьових відстанях (понад 160 мм) в одній (фіксованій) опорі ставлять два радіально-упорних підшипника, які навантажуються осьовими навантаженнями в обох напрямках, а в іншій (плаваючій опорі) встановлюють радіальний кульковий підшипник. Вали з черв'ячними колесами жорстко фіксують та встановлюють на конічних підшипниках по схемі “у розпір”.

Зазори в підшипниках черв'яка регулюють набором металічних прокладок (між стаканом і кришкою), а в тихохідному валі – між корпусом і кришками.

Змащують способом занурення. Контроль рівня масла виконується масловказівником. Для кращого змащування черв'ячного колеса й підшипників цього вала на черв'яку встановлені розбризкувачі (крильця). Для охолодження редуктора на черв'яку встановлена крильчатка. Душник вирівнює тиск повітря всередині корпусу до атмосферного.

Основні розміри: габаритні, приєднувальні і посадочні. Основні параметри зачеплення: міжосьова відстань a_w , осьовий модуль черв'яка t і коефіцієнт діаметра черв'яка q .

Послідовність виконання роботи

1. Визначити габаритні і приєднувальні розміри редуктора.
2. Вивчити конструкцію деталей, типорозміри підшипників.
3. Визначити розміри черв'яка і черв'ячного колеса.
4. Виконати ескізи черв'яка і черв'ячного колеса.
5. Розрахувати параметри зачеплення і порівняти їх із вимірами.

Зміст звіту

1. Кінематична схема редуктора.
2. Ескіз черв'яка і черв'ячного колеса.

Таблиця 1

Габаритні і приєднувальні розміри редуктора

Параметри	Значення, мм
Довжина	
Ширина	
Висота	
Діаметр швидкохідного вала	
Розміри шпонок	
Діаметр тихохідного вала	
Довжина виступаючого кінця тихохідного вала	
Відстань від опорної поверхні редуктора до осей:	
Черв'яка	
Колеса	
Міжосьова відстань	

Таблиця 2

Результати вимірів параметрів

Параметри черв'яка	Значення	Параметри черв'ячного колеса	Значення
Кількість заходів Z		Кількість зубів Z_2	
Осьовий крок P_x , мм		Діаметр вершин d_a , мм	
Діаметр вершин d_a , мм		Найбільший діаметр d_{am}	
Довжина нарізаної частини b_1 , мм		Ширина b_2 , мм	

Таблиця 3

Розрахунок параметрів зачеплення

Параметри	Результати
Модуль, <i>мм</i>	$m = P_x / \pi$
Передаточне число	$u = z_2 / z_1$
Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q = 2a_w / m - z_2 $
Ділильний діаметр черв'яка, <i>мм</i>	$d_1 = m q$
Діаметр вершин черв'яка, <i>мм</i>	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Коефіцієнт зміщення, <i>мм</i>	$\chi = a_w / m - 0,5 m (z_2 + q)$
Діаметр кола западин черв'яка, <i>мм</i>	$d_{f1} = m (q - 2,4)$
Ділильний діаметр колеса, <i>мм</i>	$d_2 = m z_2$
Діаметр кола вершин колеса, <i>мм</i>	$d_{a2} = m (z_2 + 2 + 2 \chi)$
Діаметр кола западин колеса, <i>мм</i>	$d_{f2} = m (z_2 - 2,4 + 2 \chi)$
Найбільший діаметр колеса, <i>мм</i>	$d_{am2} = d_{a2} + 6m / z + 2$

Контрольні запитання

1. Дайте класифікацію черв'ячних передач.
2. Поясніть суть самогальмування черв'ячної передачі.
3. Назвіть основні геометричні співвідношення в черв'ячній передачі.
4. Поясніть поняття передаточне число.
5. Назвіть сили в зачепленні.
6. Як впливає фактора розташування черв'яка?
7. Які є способи зменшення тертя в черв'ячній парі?
8. Показати найбільший і діаметр вершин колеса.
9. Пояснити як вимірюється міжосьова відстань.

10. Як визначити кількість заходів черв'яка?

Лабораторна робота №5

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ВАРІАТОРА ШВИДКОСТІ

Мета роботи: вивчити конструкцію, принцип дії та визначити параметри лобового і пересувним циліндричним колесом варіаторів.

Обладнання та матеріали: лобовий варіатор і варіатор з пересувним циліндричним колесом, тахометр, штангенциркуль.

Загальні відомості

Варіатор – це механізм для безступеневого регулювання передаточного числа між приводом і робочим органом машини. Експлуатаційні показники: діапазон регулювання, ККД, потужність на валах, габаритні розміри.

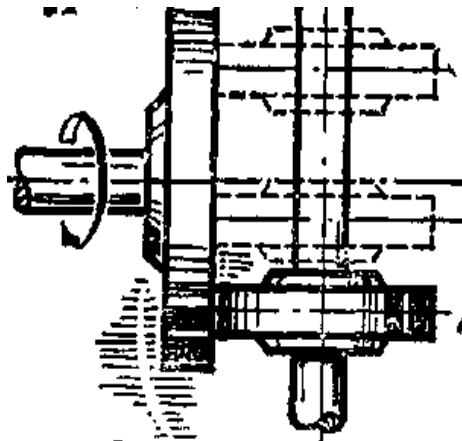


Рис. 1. Загальний вигляд лобового варіатора

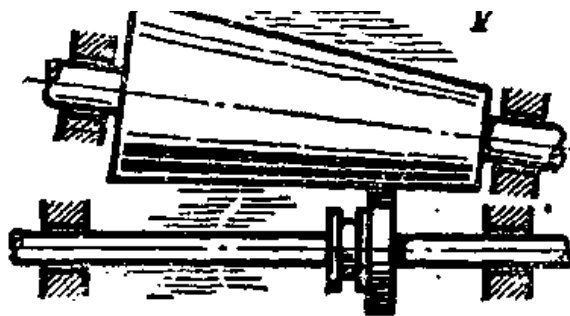


Рис.2 Загальний вигляд варіатора с пересувним циліндричним колесом

У лобовому і варіаторі з пересувним циліндричним колесом для зміни передаточного числа використовують пересувний ролик. Сили опору є зовнішніми тому не залежать від зміни швидкості, отже привод без навантаження працює із постійним обертальним моментом на веденому валу ($T_2 = \text{const}$). Тоді

$$T_{1x} = T_2 / u_x \eta_x; T_{1\max} = T_2 / u_{\max} \eta_{\max}; T_{1\min} = T_2 / u_{\min} \eta_{\min}, \quad (1, 2, 3)$$

де T_{1x} , $T_{1\max}$, $T_{1\min}$ – змінні і граничні обертальні моменти на ведучому валу; u_x , u_{\max} , u_{\min} – змінні і граничні передаточні числа; η_x , η_{\max} , η_{\min} – змінні і граничні ККД.

Змінна потужність:

$$P_{2x} = T_2 n_{2x} / 97400, \quad (4)$$

де n_{2x} – проміжна частота обертання веденого вала, хв^{-1} ;

T_2 – обертальний момент на веденому валу.

Змінні і граничні передаточні числа:

$$u_x = n_1 / n_{2x}; u_{\max} = n_1 / n_{2\min}; u_{\min} = n_1 / n_{2\max}, \quad (5, 6, 7)$$

де n_1 – частота обертання ведучого вала, хв^{-1} ; $n_{2\min}$, $n_{2\max}$ – граничні частоти обертання веденого вала.

Діапазон регулювання:

$$D = n_{2\max} / n_{2\min} = u_{\max} / u_{\min} \quad (8)$$

Відношення граничних значень потужностей у крайніх положеннях:

$$P_{1\max} / P_{1\min} = T_{1\max} / T_{1\min} = D \eta_{\max} / \eta_{\min} \quad (9),$$

де $P_{1\max}$, $P_{1\min}$ – потужності на ведучому валу в крайніх положеннях.

Зв'язок між значеннями потужності, крутного моменту і передаточного числа наведено на графіку.

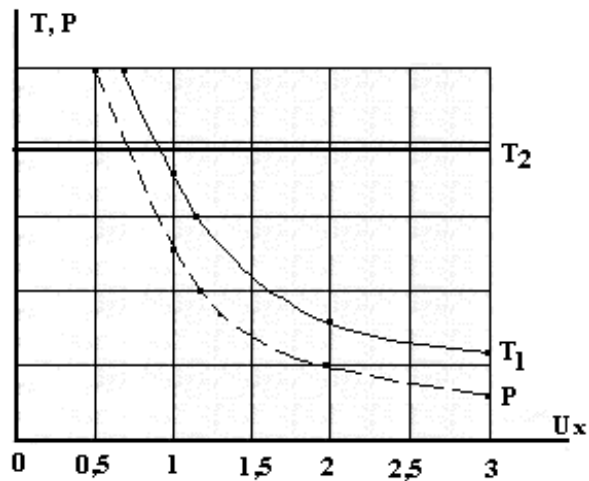


Рис. 3. Діаграма зв'язку між значеннями потужності, крутного моменту і передаточного числа варіатора.

Послідовність виконання роботи

1. Виконайте кінематичну схему варіатора.
2. Виміряйте у крайніх положення ролика його частоту обертання.
3. Визначіть змінні і граничні передаточні числа.
4. Визначіть діапазон регулювання.
5. За заданою величиною потужності двигуна визначити граничні значення потужності на ведучому і веденому валах, визначити діапазон регулювання та порівняти його з раніше одержаними значеннями.
6. Визначіть змінні потужності на веденому валу і крутний момент T_2 .
7. Визначіть значення T_1 у відповідності з u_x , u_{max} , u_{min} (P_{1x} , P_{1max} , P_{1min}), обчислити ККД варіатора (η_x , η_{max} , η_{min}).

Таблиця 1

Параметри варіатора швидкості

Параметр	Мінімальне значення	Максимальне значення	Змінне значення
Частота обертання ведучого вала, хв^{-1}			
Частота обертання			

веденого вала, хв^{-1}			
Діапазон регулювання			
Потужність на ведучому валу, кВт			
Обертальний момент на ведучому валу, $\text{кН}\cdot\text{м}$			

Контрольні запитання

1. Яка будова лобового і конусного варіаторів.
2. Що характеризує діапазон регулювання?
3. Назвіть переваги варіаторів.
4. Запишіть формулу діапазону регулювання.
5. Дайте визначення ККД варіатора.
6. Дайте визначення змінної передаваної потужності.
7. Дайте визначення передаточних чисел.
8. Дайте визначення обертальних моментів на ведучому валу.
9. Пояснити причину незмінного значення T_2 .
10. Які показники є експлуатаційними?

Лабораторна робота № 6

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

Мета роботи: вивчити конструкцію і класифікацію підшипників.

Обладнання та інструменти: підшипники, штангенциркуль.

Загальні відомості

Умовне позначення підшипника містить від 7 до 3 цифр. Послідовність відліку цифр справа наліво. Перші дві цифри помножені на 5 – це внутрішній діаметр для $d = 20 \dots 495$ мм. Третя – це серія: 1 – особливо

легка; 2 – легка; 3 – середня; 4 – важка; 5 – легка широка; 6 – середня широка. Наприклад, підшипник 7309 – середньої серії. Четверта – це тип підшипника: 1– радіальний шариковий; 2 – радіальний роликовий з короткими роликами; 3 – з сферичними роликами; 4 – радіальний роликовий з довгими роликами (голчасті) ; 5 – радіальний роликовий з витими роликами; 6 – радіально-упорний шариковий; 7 – кінцевий роликовий; 8 – упорний шариковий, упорно-радіальний шариковий; 9 – упорний роликовий. П'ята або п'ята з шостою цифрою – це конструктивні особливості підшипника, наприклад, 7309 і 67309, останній має кільце з буртиком. Сьома цифра – це серія ширин (легка широка – 5, середня широка – 6). Ліворуч від сьомої цифри може бути нанесений через дефіс клас точності в послідовності зменшення точності: 2, 4, 5, 6, 0.

Радіальні шарикові підшипники і радіальні шарикові і дворядні сферичні підшипники сприймають навантаження перпендикулярне до осі обертання й обмежене осьове навантаження.

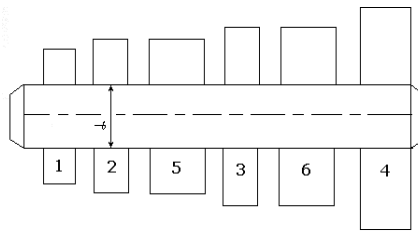


Рис. 1. Співвідношення розмірів підшипників одного посадочного діаметра, але різних серій.

Радіальні роликові підшипники з короткими циліндричними роликами сприймають тільки навантаження перпендикулярне до осі обертання.

Радіальні роликові підшипники з голчастими роликами сприймають навантаження перпендикулярне до осі обертання. Застосовують у вузлах, які здійснюють коливальні рухи.

Радіально-упорні роликові підшипники сприймають радіальне і одностороннє осьове навантаження. У порівнянні з шариковими мають більшу вантажопідйомність, меншу точність та граничну частоту обертання.

Упорні шарикові підшипники сприймають одностороннє осьове навантаження.

Динамічна вантажопідйомність шарикових підшипників:

$$C_r = f_c (i \cdot \cos\alpha)^{0,1} \cdot Z^{0,6} \cdot D_w^{1,8}, \text{ Н} \quad (1)$$

де f_c – коефіцієнт геометричної форми і матеріалу. Для радіальних і радіально-упорних $f_c = 12,26$, для сферичних $f_c = 3,33$, для радіальних $\alpha = 0$; радіально-упорних шарикових $\alpha = 12; 26$;

i – кількість рядів тіл кочення;

α – кут контакту;

Z – кількість тіл кочення в одному ряду;

D_w – діаметр шарика, мм.

Динамічна вантажопідйомність роликових підшипників:

$$C_r = f_c (iL_{we} \cdot \cos\alpha)^{0,1} \cdot Z^{0,75} \cdot D_{we}^{1,38}, \text{ Н} \quad (2)$$

де L_{we} – розрахункова довжина ролика, мм;

D_{we} – розрахунковий діаметр ролика, мм.

Для конічних підшипників $f_c = 21,57$; $\alpha = 14, 15, 16, 13, 12, 11$ – у напрямку від легкої до середньої широкої серії.

Статична вантажопідйомність шарикових підшипників:

$$C_{0r} = f_c \cdot i \cdot Z \cdot D_w^2 \cos\alpha, \text{ Н} \quad (3)$$

Статична вантажопідйомність роликових підшипників:

$$C_{0r} = 21,57 \cdot i \cdot Z \cdot D_{we} L_{we} \cos\alpha \quad (4)$$

Послідовність виконання роботи

1. Виміряти: зовнішній діаметр D , внутрішній діаметр d , ширину B (для упорних – висоту H), діаметр шариків D_w , розрахунковий діаметр роликів D_{we} , розрахункову довжину роликів L_{we} , діаметр кола D_{pw} , яке проходить через центри тіл кочення

$$D_{pw} = \left(d + \frac{D}{2} \right) \quad (5)$$

2. Порахувати кількість тіл кочення Z .

3. Обчислити динамічну C_r і статичну C_{0r} вантажопідйомність.
4. Визначити типорозміри підшипників (з довідників) .
5. Результати занести в табл.1.

Таблиця 1

Параметри підшипників

Назва і тип підшипника	Розміри, мм							Вантажопідйомність, н	
	d	D	B(H)	D_w	L_{we}	Z	D_{pw}	C_r	C_{0r}

Контрольні запитання

1. Поясніть будову підшипника кочення.
2. Назвіть класифікацію підшипників кочення.
3. Назвіть види підшипників кочення за напрямом діючого навантаження.
4. Порівняйте властивості радіально-упорного шарикового і роликового підшипників.
5. Назвіть види роликів.
6. Що означають перші дві цифри праворуч у позначенні?
7. Що означають третя і четверта цифри праворуч у позначенні?
8. Що означають п'ята, шоста і сьома цифри праворуч у позначенні?
9. Назвіть серії підшипників.
10. Дайте визначення динамічної і статичної вантажопідйомності.

Лабораторна робота № 7

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

Мета роботи: визначити залежність моменту тертя в підшипниках кочення від навантаження.

Обладнання та інструменти: установка, штангенциркуль, індикатори, ключі.

Загальні відомості

У підшипнику кочення механічна енергія обертального руху втрачається через тертя між кільцями і тілами кочення та тертя між тілами кочення і сепаратором.

Момент опору обчислюють за формулою

$$M = N d f / 2, \quad (1)$$

N – навантаження на підшипник, Н;

d – діаметр вала, мм;

f – коефіцієнт тертя.

При врахуванні тільки сил тертя між кільцями і тілами кочення для кулькового підшипника розрахунковий коефіцієнт тертя обчислюють за формулою

$$f_{зм} = 2.80k \frac{d_{ш} + D}{d_{ш} \cdot d} \quad (2)$$

для роликового підшипника

$$f_{зм} = 2.92k \frac{d_p + D}{d_p + d}, \quad (3)$$

де $d_{ш}$, d_p – відповідно діаметри кульок і роликів, мм;

D – діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця, мм;

$k=0,02-0,04$ – плече тертя кочення, мм.

Фактичні значення f трохи відрізняються від розрахункових і їх визначають дослідним шляхом.

Опис установки

Установка для дослідження коефіцієнту тертя в таких підшипниках кочення: підшипник кульковий радіальний однорядний 208 легкої серії, підшипник кульковий радіальний однорядний 308 середньої серії; підшипник кульковий радіальний сферичний дворядний 1208 легкої серії; роликопідшипник конічний однорядний 7208 легкої серії.

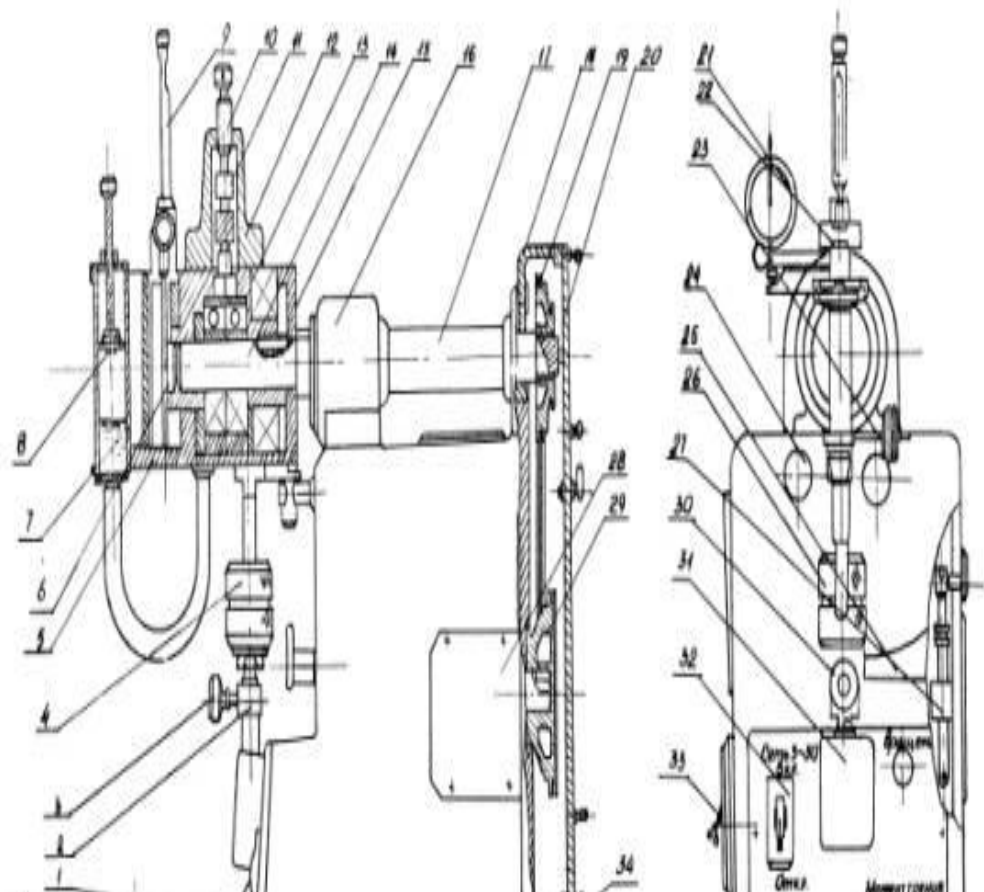


Рис. 1. Загальний вигляд установки

Установка складається з корпусу (1), на якому вмонтовані вал (17) з досліджуваними головками і силовимірювальним пристроєм, приводу установки для вимірювання моменту тертя.

Коротка технічна характеристика: максимальне зусилля навантаження – 1200 кг (11, 8 кН); кількість обертів вала – 970, 1880, 2860 хв⁻¹; кутова швидкість – 102, 197, 300 с⁻¹; потужність двигуна – 0, 9 кВт; кількість обертів вала двигуна – 1350 хв⁻¹. Спосіб вимірювання навантаження – використання динамометричної скоби й індикатора годинникового типу.

Спосіб вимірювання моменту тертя – з використанням маятника і шкали. Вал знаходиться в двох шарикопідшипникових опорах (16) і приводиться в обертання електродвигуном (29) через триступеневу клинопасову передачу (19). Натяг паса здійснюється гвинтовим пристроєм (30), повертаючий підмоторну плитку з електродвигуном навколо осі. Клинопасова передача знаходиться в кожусі (18) з кришкою (20). Для натягу і доступу до клемної коробки в корпусі є вікна закриті кришками (28) і (31). Досліджувана головка встановлюється на кінці вала, який має кульковий фіксатор (7). Зовнішні кільця двох середніх досліджуваних підшипників (5) знаходяться в спільній обоймі (13), а зовнішні кільця двох крайніх досліджуваних підшипників (6) в корпусі головки (14), що охоплює обойму середніх підшипників з зазором. Навантаження здійснюється з допомогою гвинта (11), корпус (12) якого зв'язаний з корпусом головки. При цьому підшипники обойми притискаються до втулки (15), яка сидить на калу, а підшипники корпуса відтискуються від неї. Силівимірювальний пристрій складається із динамометричної скоби (21) і індикатора (22), проградуєваних в кг. Змащуючі пристрої для змащення підшипників складаються з циліндрів (8) з поршнем (9).

Виникаючий в підшипниках момент тертя намагається захопити корпус, а з ним і обойму двох середніх підшипників. Закріплений в корпусі головки маятник з вантажем (4) буде втримувати корпус від обертання і відхилятися на деякий кут у залежності від величини моменту. Стрілка (26), закріплена на маятнику, по шкалі (27) проградуєваної в кг см, показує величину моменту тертя в підшипниках. Для зрівноваження головки в зібраному стані використовують вантаж (23), який переміщується по різьбовій штанзі (24). Для обмеження повороту головки при запуску електродвигуна є обмежуючі опори (25).

Наладка і правила користування.

Подавати масло в головку необхідно до риски, яка знаходиться на фланці. У протилежному випадку мастило буде викидатися із головок при роботі установки.

Послідовність виконання роботи

1. Встановити на вал головку з відповідним підшипником.
2. Встановити необхідну кількість обертів вала.
3. Зафіксувати значення моменту тертя в підшипнику без його навантаження (за відхиленням стрілки маятника).
4. Вимкніть двигун і навантажте підшипник послідовно через 200 кг до 1200 кг.
5. По-черзі вмикайте двигун і для кожної ступіні навантаження визначте момент тертя.
6. Повторіть дослідження, заповнивши дослідну головку мастилом до центра нижньої кульки.
7. Обчисліть коефіцієнт тертя за формулою

$$f_{тр} = \frac{2M_{тр}}{N \cdot d};$$

де $M_{тр}$ – момент тертя в кг.см;

N – навантаження в кг;

d – посадочний діаметр підшипника в см, визначають умовний коефіцієнт тертя.

8. Побудуйте графік залежності моменту тертя і коефіцієнта тертя від навантаження при різних умовах змащення.

9. Побудуйте графік залежності коефіцієнта тертя від кількості обертів вала.

Таблиця 1

Характеристика динамометричної скоби

Зусилля, кг	Прогин пружини, мм	
	Прямий хід	Зворотній хід
250	0.0 35	0.035
500	0.0 68	0.068
750	0.1 01	0.104
1000	0.1 36	0.138
1500	0.1 64	—

Контрольні запитання

1. Назвіть причини втрати енергії в підшипнику кочення.
2. Як визначають момент тертя в підшипнику?
3. Як визначають коефіцієнт тертя в кульковому підшипнику?
4. Як визначається коефіцієнт тертя в роликовому підшипнику?
5. Поясніть від чого залежить коефіцієнт тертя в підшипнику?
6. Поясніть принцип дії установки.
7. Поясніть конструкцію і принцип дії дослідної головки.

8. Поясніть способи зміни режимів роботи установки.
9. Поясніть способи визначення навантажень і моментів тертя.
10. Поясніть методику проведення дослідів.

Лабораторна робота № 8
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗСУВУ У БОЛТОВОМУ З'ЄДНАННІ

Мета роботи: визначити залежність сили зсуву від сили затягування.

Обладнання та інструменти: установка і пристрій ДМ-30, індикатори, динамометричний ключ, штангенциркуль.

Загальні відомості

Критерієм міцності є відсутність зсуву елементів з'єднання. Умова міцності з'єднання:

$$F_{cm} \geq Q \quad (1)$$

де F_{cm} – сила тертя на площині дотику; Q – зовнішня сила.

$$F_{cm} = P_v f i \quad (2)$$

де P_v – сила затягування болта; f – коефіцієнт тертя спокою на площині дотику; i – кількість площин зсуву.

Сила затягування:

$$P_v \geq \frac{Q}{f i} \quad (3)$$

Момент загвинчування T_{zag} :

$$T_{zag} = T_p + T_{mr} \quad (4)$$

де T_p , T_{mr} – момент тертя в різьбі й на торці гайки.

$$T_p = P_v \operatorname{tg}(\beta + \rho') \frac{d_{CP}}{2}; \quad (5)$$

$$T_{mr} = P_v f \frac{D_1 + d_0}{4} \quad (6)$$

де β – кут підйому різьби;

d_{cp} – середній діаметр різьби;

f – коефіцієнт тертя на поверхні різьби;

D_1 – зовнішній діаметр опорної поверхні гайки;

d_0 – діаметр отвору в деталях;

ρ' – приведений кут тертя

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (7)$$

$$T_{заз} = \operatorname{tg}(\beta + \rho') \frac{d_{cp}}{2} + P_v f \frac{D_1 + d_0}{4} = P_v \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho') \frac{d_{cp}}{2} + f \frac{D_1 + d_0}{4} \right] \quad (8)$$

$$P_v = \frac{T_{заз}}{\operatorname{tg}(\beta + \rho') \frac{d_{cp}}{2} + f \frac{D_1 + d_0}{4}} \quad (9)$$

$$Q \geq \frac{T_{заз}}{\operatorname{tg}(\beta + \rho') \frac{d_{cp}}{2} + f \frac{D_1 + d_0}{4}} ifZ \quad (10)$$

Опис установки

До складу установки входять: станина, навантажувальний пристрій, силовимірний пристрій, механізм установлювання. Навантажувальний пристрій – це стіл із гвинтом, який рухається від маховика через черв'ячну передачу, деформуючи динамометричне кільце. Механізм установлювання – це гвинтова пара, яка обертанням маховика установлює гайку на заданій висоті. До складу пристрою із болтовим з'єднанням входять: основа, дві щоки, дві пластини, болт із гайкою та повзун із упором.

Послідовність виконання роботи

1. Принцип дії установки.

2. Здійсніть ступінчасте навантаження (в межах $P_{V_{\max}} = 3000\text{H}$) та визначення моментів загвинчування за формулою (8).
3. Навантажте силою Q (за графіком рис. 1) до зсуву (видно за стрибком стрілки індикатора).
4. Здійсніть наступну ступінь навантаження (без зняття попереднього навантаження).
5. Повторіть експеримент.
6. Побудуйте графік $Q = f(T_{\text{заг}})$.
7. За значеннями моментів загвинчування визначіть значення сили Q .
8. Побудуйте експериментальний і теоретичний графіки.

Зміст звіту

1. Виконайте ескіз установки та записати принцип дії.
2. Оформіть таблиці.
3. Побудуйте графіки залежностей сили зсуву Q від моменту загвинчування $T_{\text{заг}}$.
4. Сформулюйте висновки.

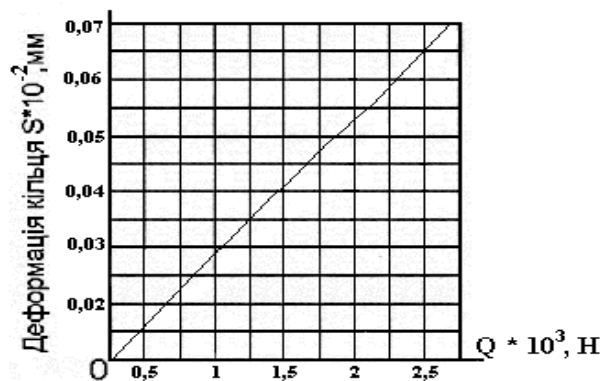


Рис. 1. Тарувальний графік динамометричного кільця.

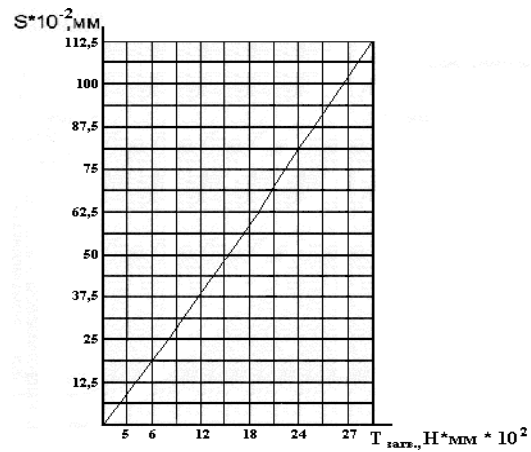


Рис.2. Тарувальний графік динамометричного ключа.

Таблиця 1

Вихідні дані

Параметри	Величина
Параметри болта	
Крок різьби t , мм	
Кут підйому різьби β	
Площа πd_1^2 , мм	
Зовнішній діаметр опорної поверхні гайки D_1 , мм	
Внутрішній діаметр опорної поверхні гайки $d_{отв}$, мм	

Таблиця 2

Результати експериментальних досліджень

Ступінь навантаження	$T_{заг}$, НМ	Покази д/ключа, мм	Покази д/кільця, мм	Сила Q експериментальна, н	Сила Q розрахункова, н
$P_{V, n}$					

Контрольні запитання

1. Що забезпечує працездатність болтового з'єднання?
2. Яка ознака втрати міцності болтового з'єднання?
3. Як користуватися тарувальним графіком (рис.2)?
4. Поясніть будову і принцип дії установки.
5. Поясніть принцип дії пристрою з болтовим з'єднанням.
6. Дайте визначення моменту затягування болта.

7. Дайте теоретичне визначення сили зсуву.
8. Поясніть методику проведення експерименту.
9. Поясніть переваги тарувальних графіків.
10. Назвіть ознаку напрямку різьби.

Лабораторна робота №9

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ВАЛА

Мета роботи: навчитися визначати критичну кутову швидкість вала.

Обладнання та інструменти: установка; індикатор, штангенциркуль, ключі.

Загальні відомості

Відхилення центра мас вала від його осі обертання визначається ексцентриситетом “ e ”. При деякій величині кутової швидкості вала частоти власних коливань механічної системи збігаються (або кратні) з частотою зміни зовнішніх сил, породжуючи явище резонансу.

Ексцентриситет зумовлює появу відцентрової сили інерції $F_{ц}$, під дією якої вал прогинається. Обертання вала приводить до постійної зміни напрямку дії цієї сили, створюючи гармонійні коливання.

Дія відцентрової сили інерції врівноважується пружним опором матеріалу вала. Пружний опір – це $F_1 \cdot y$, де F_1 – сила, яка створює прогин вала рівний 1 мм або 1 см (жорсткість механічної системи).

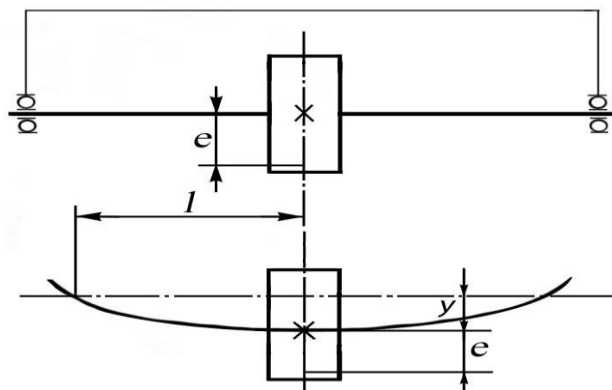


Рис. 1. Ексцентриситет і прогин вала.

$$F_u = m\omega^2(y + e), \quad (1)$$

де m – маса диска.

$$F_1 \cdot y = F_u = m \cdot \omega^2 (e + y), \text{ або } y = \frac{e}{\frac{F_1}{m\omega^2} - 1} \quad (2)$$

Кутова швидкість, при якій прогин вала буде теоретично нескінченним, називається критичною:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{F_1}{m}} \quad (3)$$

Формули (3) і (2) дозволяють одержати:

$$y = \frac{e}{(\omega_{кр}/\omega)^2 - 1}, \text{ або } y = \frac{-e}{1 - (\omega_{кр}/\omega)^2} \quad (4)$$

Знак “мінус” перед “ e ” означає, що в закритичній області кутових швидкостей напрям прогину “ y ” і ексцентриситету “ e ” протилежні, в докритичних – збігаються.

З формули (4) слідує, що в закритичній області прогин вала зменшується. Тобто при $\omega \rightarrow \infty$, $y \rightarrow e$, – центр мас диска намагається співпасти з віссю обертання. Таке явище називається самоцентруванням або самобалансуванням вала, а вал гнучким (частота обертання 20000...40000 хв⁻¹).

У закритичній області працюють вали турбін, центрифуг, сепараторів. Перехід через зону критичних швидкостей здійснюється за малий час (принцип проскоку).

Критична кутова швидкість:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{F_1}{m}} = \sqrt{\frac{F_1 \cdot g}{G}} \approx 30 \sqrt{\frac{F_1}{G}} \quad (5)$$

Статичний прогин вала від сили ваги деталі:

$$f = \frac{G}{F_1}, \quad \omega_{кр} = 30 \sqrt{\frac{F_1}{G}} = 30 \sqrt{\frac{F_1}{F_1 \cdot f}} = 30 \sqrt{\frac{1}{f}} \quad (6)$$

Відомо, що $n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}$, хв⁻¹, тому

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \omega_{кр} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{f}} \quad (7)$$

Розрахунковий статичний прогин:

$$f_p = \frac{F_u \cdot L^3}{48EI}, \quad (8)$$

де L – відстань між опорами;

E – модуль пружності матеріалу вала;

I – осьовий момент інерції перерізу вала.

Принцип дії установки

Двигун з'єднується пружною муфтою з валом. Частота обертання регулюється реостатом, жорсткість змінюється пересуванням правої опори.

При вмиканні лампи “резонанс”, фіксують критичну частоту (покази множать на 10). Далі знімають покази в момент підходу до резонансу та виходу з нього (повторюють три рази). Тривалість резонансу не повинна перевищувати 5с.

Послідовність виконання роботи

1. Знайдіть розрахункове значення прогину вала.
2. Визначіть експериментальний прогин вала f_e :
 - підвісити на вал вантаж масою G та виміряти прогин вала в перерізі над вантажем;
 - сила, що прогинає вал на 1 мм (жорсткість системи) $F_1 = G/S$, де S – покази індикатора, см;
 - експериментальний статичний прогин: $f_e = G/F_1$.
3. Здійміть вантаж, відведіть індикатор від диска.
4. Збільшуючи оберти вала двигуна, досягни резонансу і перейти в закритичну область.

5. Повторіть дослід декілька разів, фіксуючи частоту вала перед входженням у резонанс $n'_{кр.}$ і після виходу з нього $n''_{кр.}$.

6. Визначіть критичну частота обертання : $n_{кр.} = n'_{кр.} + n''_{кр.}/2$.

7. Визначіть експериментальна критична кутова швидкість: $\omega_{кр.} = \frac{\pi n_{кр.}}{30}$.

8. Обчисліть розрахункову критична кутова швидкість:

$$\omega_{кр.} = 30 \sqrt{\frac{1}{f_e}}$$

9. Обчисліть розрахункову критична частота: $n_{кр.} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_e}}$

10. Результати занесіть у табл. 1 і 2.

Таблиця 1

Розрахункові значення

Маса вантажу G, кг	Покази індикатора S, см	Жорсткість системи F ₁ , кг/см	Експериментальний прогин f _e , см
-----------------------	----------------------------	--	---

Таблиця 2

Експериментальні значення

№ досліду	Кутова швидкість перед входом у резонанс $\omega'_{кр.}$, с ⁻¹	Кутова швидкість після виходу з резонансу $\omega''_{кр.}$, с ⁻¹	Критична кутова швидкість $\omega_{кр.}$, с ⁻¹
-----------	--	--	---

Контрольні запитання

1. Яку кутову швидкість обертання вала називають критичною?
2. В яких машин вали працюють у закритичній області?
3. Який зв'язок між прогином вала, ексцентриситетом, кутовою швидкістю?
4. Що означає знак “-“ ексцентриситету?
5. Поясніть суть самовстановлення вала в закритичній області?
6. Які вали називають гнучкими і жорсткими?

7. Якими способами усувають резонанс?
8. Назвіть ознаки жорсткості системи.
9. Поясніть наслідки появи резонансу для технічної системи.
10. Поясніть принцип дії установки.

Лабораторна робота № 10

ВИЗНАЧЕННЯ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ВАЛА

Мета роботи: вивчення розрахунку валів на міцність та жорсткість

Обладнання та інструменти: вали, штангенциркуль, лінійка.

Загальні відомості

Для побудови розрахункової схеми вала, необхідно визначити точки прикладання реакцій визначають за типом підшипників (рис. 1).

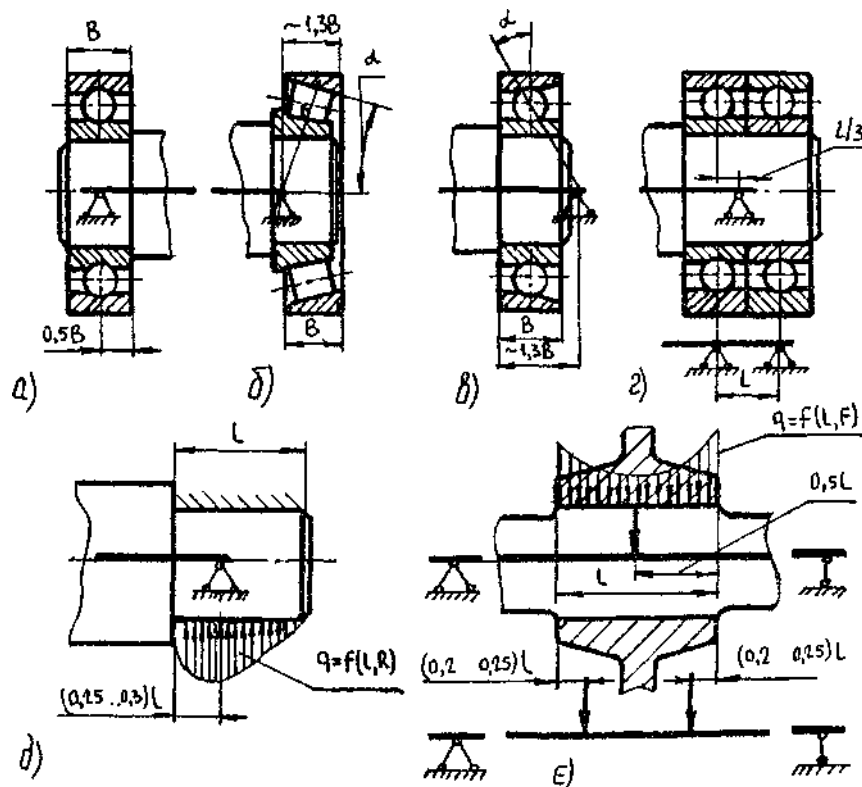


Рис. 1. Точки прикладання реакцій у підшипниках.

Сили прикладені на відстані $(0,1 \dots 0,25) L$ від її країв, де L – довжина маточини. Для підшипників ковзання $(0,25 \dots 0,3) L$ від торця. Діаметр

хвостовика швидкохідного вала при з'єднанні його з двигуном приймають $(0,8 \dots 1,0) d_{\text{дв}}$, де $d_{\text{дв}}$ – діаметр вала двигуна. В інших випадках:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 T}{\pi [\tau_k]}} \approx 17 \sqrt[3]{T / [\tau_k]} \quad (1)$$

де d – діаметр вала, мм;

T – крутний момент, Нм;

$[\tau_k] = 12 \dots 30$ МПа – допустиме напруження.

Еквівалентне напруження $\sigma_{\text{екв}}$ у небезпечному перерізі:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{3z}^2 + \left(\frac{\sigma_m}{\tau_m}\right)^2 \tau_k^2} \leq \sigma_m / [n] \quad (2)$$

де σ_{3z}^2 та τ_k – відповідно, напруження згину та кручення;

σ_m та τ_m – границі текучості при розтягу та крученні;

$[n]$ – допустимий запас міцності (1,2...1,8).

Виражаючи напруження через моменти:

$$\sigma_{3z} = M_{3z} / W_{3z} \quad \tau_k = T / W_p = T / (2W_{3z}) \quad \text{та прийнявши}$$

$(\sigma_m / \tau_m)^2 = 3 \dots 4$ отримаємо

$$\sigma_{\text{екв}} = \frac{1}{W_{3z}} \sqrt{M_{3z}^2 + (1 \dots 0,75) T^2} \leq [\sigma_{3z}] \quad (3)$$

де $W_{3z} = \pi d^3 / 32$ – осьовий момент опору перерізу вала при згині;

W_p – полярний момент опору перерізу вала при крученні;

$[\sigma_{3z}]$ – допустиме напруження на згин.

При проектному розрахунку вала на статичну міцність приймають $\sigma_{\text{екв}} = [\sigma_{3z}]$ і визначають діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 10^3 T}{\pi [\sigma_{3z}]} \cdot \sqrt{M_{3z}^2 + (1 \dots 0,75) T^2}} \approx 22 \sqrt[3]{[\sigma_{3z}]^{-1} \cdot M_{3z}} \quad (4)$$

де d , мм; $[\sigma_{3z}]$, МПа;

$M_{36} = \sqrt{M_{3z}^2 + (1 \dots 0,75)T^2}$ – зведений момент, Нм.

Формула (4) використовується і для перевірного розрахунку (при виконанні умови $d \leq d_k$, де d_k – діаметр вала в небезпечному перерізі).

Небезпечні перерізи вала визначають при побудові епюр згинаючих, крутних та зведених моментів. При розрахунку на втомну міцність визначають коефіцієнт запасу міцності

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n_8], \quad (5)$$

де $n_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m)$ – коефіцієнт запасу за нормальними напруженнями (відсутність кручення);

$n_\tau = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m)$ – коефіцієнт запасу за дотичними напруженнями (відсутність згину);

$[n] = 1,5 \dots 2$ – допустимий запас втомної міцності;

σ_{-1} τ_{-1} – відповідно, границі витривалості матеріалу вала при згині та крученні;

$K_{\sigma D} = (K_\sigma / \varepsilon + K_{R^{-1}}) / K_v$; $K_{\tau D} = (K_\tau / \varepsilon + K_{R^{-1}}) K_v$ – сумарні коефіцієнти;

σ_a , τ_a , σ_m , τ_m – амплітудні та середні складові згинальних та крутних напруження;

ψ_σ , ψ_τ – коефіцієнти, які враховують чутливість матеріалу вала до асиметрії циклу напружень (нормальних та дотичних);

K_σ , K_τ – ефективні коефіцієнти концентрації напружень (згин та кручення);

ε – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перерізу вала;

K_R – коефіцієнт впливу шорсткості поверхні вала;

K_v – коефіцієнт впливу зміцнюючої обробки.

Пружні переміщення, повороти та закручування перерізів валів є характеристиками жорсткості валів.

Крутильна та згинальна жорсткість валів може привести до резонансу. Повороти перерізів валів в опорах нерівномірно розподіляють тиск по довжині тіл кочення (ролики) та можуть защемити шарики.

Мета перевірного розрахунку на жорсткість – прогини, повороти та закручування перерізів валів не повинні перевищувати допустимі межі.

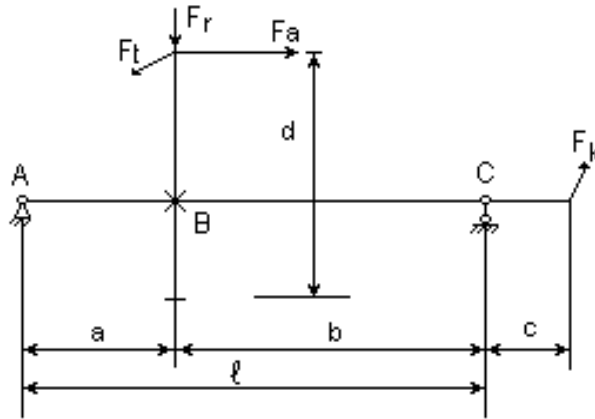


Рис. 2. Розрахункова схема вала.

Показники, які необхідно визначити:

θ_i – кут повороту перерізу в точках $i = A; B; C$.

δ_i – прогин осі вала в точках $i = A; B; C$.

E – модуль пружності матеріалу вала;

I – момент інерції характерного перерізу вала;

$\theta_i(F_r)$ – кут повороту перерізу від сили F_r

Таблиця 1

Характеристики жорсткості вала

Величин	Діюча сила		
	F_t	F_a	F_r
θ_A	$\frac{-F_t a b}{6 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (\ell + b)$	$\frac{-F_a d}{12 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (2\ell^2 - 6a\ell + 3a^2)$	$\frac{-F_r \ell \cdot c}{6 \cdot E \cdot I}$
θ_B	$\frac{-F_t a b}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (b - a)$	$\frac{-F_a d}{12 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (2\ell^2 - 6a\ell + 6a^2)$	$\frac{F_r \cdot c}{6 \cdot E \cdot I} (3a^2 - \ell^2)$
δ_B	$\frac{-F_t a^2 b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (\ell - b)$	$\frac{F_a d a}{12 \cdot E \cdot I \cdot \ell} (2\ell^2 - 6a\ell + 4a^2)$	$\frac{F_r \cdot a \cdot c}{6 \cdot E \cdot I} (a^2 - \ell^2)$

--	--	--	--

Сумарні кути повороту та прогини осей у точках А і В:

$$\theta_{A\Sigma} = \sqrt{\theta_A^2(F_t) + [|\theta_A(F_r)| + |\theta_A(F_a)|]^2} \leq [\theta] \quad (6)$$

$$\delta_{B\Sigma} = \sqrt{\delta_B^2(F_t) + [|\delta_B(F_r)| + |\delta_B(F_a)|]^2} \leq [\delta] \quad (7)$$

де $[\theta]$ і $[\delta]$ – допустимі кути повороту перерізів та прогину осі вала.

Допустимі кути повороту перерізів опор (0,001...0,05) радіан.
Допустимі прогини валів під зубчастими колесами: $0,01 \cdot m_n$ для циліндричних; $m(0,005...0,008)$ – для конічних і черв'ячних, де m_n і m – нормальний модуль і модуль колеса.

Послідовність виконання роботи

1. Виміряйте розміри вала й виконати ескіз.
2. Обчисліть зведений момент $M_{зв} = 9,4 \cdot 10^{-5} d^3 \sigma_m / [n]$, Н·м
де d – діаметр вала, мм; σ_m – границя текучості матеріалу вала, МПа.
3. Обчисліть крутний момент $T = 9550 P/n$, Н·м
де P – потужність на валу, кВт; n – частота обертання вала, хв.⁻¹.
4. Обчисліть сумарний згинаючий момент у небезпечному перерізі

вала $M_{зг} = \sqrt{M_{зв}^2 - T^2}$.

5. Побудуйте епюру згинаючих моментів та визначити реакції опор.
6. Побудуйте епюру крутного та зведеного моментів.
7. Обчисліть поворот перерізу в заданій точці валу та прогин його осі.

Зміст звіту

1. Виконайте конспект загальних відомостей і ескіз.
2. Запишіть результати розрахунків (таблиці).
3. Епюри згинаючих, крутного та зведеного моментів.
4. Оцінка навантажувальної здатності вала.

Контрольні запитання

1. Назвіть призначення валів.
2. Які поверхні називають шийками і шипами?

3. Назвіть види розрахунків валів на міцність.
4. Чому вали розраховують на жорсткість?
5. Які вали розраховують на вібростійкість?
6. За яким навантаженням розраховують на статичну міцність?
7. Назвіть етапи розрахунку вала.
8. Яка мета побудови епюр?
9. Чому нехтують впливом осьових сил?
10. Як впливають на роботу механізму повороту перерізів вала?

Додаток 2

Структура, зміст, завдання і приклади розрахунку з курсового проекту

2.1. Загальні поняття про курсовий проект

Курсовий проект із деталей машин актуалізує знання, одержані на лекціях і лабораторних роботах. Під час самостійної роботи над проектом студент залучається до розв'язання типових і нетипових проектних проблемних ситуацій технічного, які активізують і мотивують його проектно-конструкторську діяльність.

Об'єктом самостійної проектної діяльності студентів обрано привод транспортуючої машини (переважно конвеєра), бо двигун, трансмісія, робочий орган і орган керування входить до структури будь-якої технічної системи.

Задачами курсового проектування є:

– ознайомлення студентів із конструкціями типових деталей і вузлів загального призначення та залучення їх до самостійного розв'язування творчих технічних завдань;

– формування вміння проектувати і конструювати механізми загального призначення;

– актуалізація й інтеграція теоретичних знань із загальноосвітніх і загальнотехнічних дисциплін;

– розвиток розрахунково-графічних навичок студентів;

Виконання курсового проектування використовує знання і вміння:

– аналізу технічних властивостей деталей з урахуванням технологічних, монтажних, експлуатаційних і економічних вимог;

– розрахунку кінематичних параметрів механізму;

– визначення величин сил, які діють на опори;

– вибору матеріалів та технологічності деталей;

- визначення величин міцності деталей і їх перевірка;
- аналізу процесу розробки і складання окремих вузлів;
- користування довідковою літературою.

Зміст курсового проекту. Курсовий проект із дисципліни “Деталі машин” складається з пояснювальної записки і двох креслень, які виконуються на аркушах формату А1. У вступі формулюють мету і завдання курсового проекту. У технічному завданні вказано найменування проекту, кінематична схема привода (приводу), величини заданих параметрів.

Назви розділів пояснювальної записки:

1. Вибір двигуна. Кінематичний розрахунок приводу.
2. Вибір матеріалу зубчастої (черв’ячної) передачі. Визначення контактних і згинаючих напружень.
3. Розрахунок зубчастої (черв’ячної) передачі редуктора.
4. Розрахунок відкритої передачі приводу.
5. Проектний розрахунок валів. Ескізна компоновка.
6. Підбір підшипників кочення.
7. Вибір сорту масла. Підбір муфти (при наявності). Розрахунок шпонкових з’єднань.

На першому аркуші формату А1 зображується загальний вид приводу з одноступінчастим редуктором у двох проекціях, на другому – робочі креслення трьох деталей спроектованого редуктора і специфікація.

Розрахунково-пояснювальна записка виконується на стандартних аркушах паперу розміром 210x297 мм. У змісті вказують вступ, технічне завдання, перелік розділів і список використаних джерел.

Розділи повинні мати порядкові номери, позначені арабськими цифрами з крапкою, наприклад:

Вступ

1. Вибір двигуна Кінематичний розрахунок передач.
2. Вибір матеріалу зубчастої (черв’ячної) передачі. Визначення контактних і згинаючих напружень.

Підрозділи повинні мати порядкові номери в межах кожного розділу. Вони складаються з номера розділу й підрозділу, розділені крапкою. У кінці номеру підрозділу повинна ставитися крапка, наприклад, підрозділи розділу 4 позначаються:

4.1. Вибір типу паса

4.2. Визначення діаметра ведучого шківів

2.2. Зразок розділів: вибір двигуна, кінематичний розрахунок приводу, проектний розрахунок валів, підбір підшипників кочення

1.1. Частота обертання веденого вала приводу:

$$n_{в.м} = \frac{60 \cdot 1000 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,80}{\pi \cdot 300} = 115 \text{ об/хв}$$

1.2. Потужність на веденому валі:

$$P_{в.м} = Fv = 5560 \cdot 180 = 10800 \text{ Вт} \approx 10,0 \text{ кВт}$$

1.3. Необхідна потужність електродвигуна:

$$P_{ел} = \frac{P_{в.м}}{\eta_{заг}} = \frac{10,0}{0,94} = 10,6 \text{ кВт}$$

Приймаємо ККД поліклинової пасової передачі $\eta_{нас} = 0,96$ і ККД зубчастої передачі $\eta_{ред} = 0,98$. Тоді загальний ККД приводу

$$\eta_{заг} = \eta_{нас} \cdot \eta_{ред} = 0,96 \cdot 0,98 = 0,94.$$

1.4. Оскільки Привод нереверсивний, то орієнтуємося на електродвигун із синхронною частотою обертання $n_0 = 1500$ об/хв та приймаємо електродвигун типу 4А132М4УЗ, для якого $P_{ел} = 11$ кВт, $n_{ел} = 1460$ об/хв.

1.5. Загальне передатне кількість приводу:

$$u_{заг} = n_{ел} / n_{в.м} = 1460 / 115 = 12,7$$

1.6. Розбиваємо $u_{заг}$ по ступінях.

Приймаємо передаточне число зубчастої передачі редуктора $u_{ред} = 4,5$, тоді передатне кількість пасової передачі: $u_{рем} = u_{заг} / u_{ред} = 12,7 / 4,5 = 2,82$.

1.7. Частоти обертання і кутові швидкості валів приводу ведучого вала пасової передачі $n_{нас} = n_{ел} = 1460$ об/хв,

$$\omega_{1nac} = \pi n_{1nac} / 30 = 3,14 \cdot 1460 / 30 = 152,8 \text{ рад/с}$$

$$\text{веденого вала пасової передачі } n_{2nac} = n_1 = n_{1nac} / u_{nac} = 1460 / 2,82 = 517,7$$

об/хв

$$\omega_{2nac} = \omega_1 = \omega_{1nac} / u_{nac} = 152,8 / 2,82 = 54,2 \text{ рад/с}$$

веденого вала редуктора

$$n_2 = n_{в.м} = n_1 / u_{ред} = 517,7 / 4,5 = 115 \text{ об/хв}$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_{ред} = 54,2 / 4,5 = 12,0 \text{ рад/с}$$

1.8. Обетральні моменти на валах приводу:
на веденому валі редуктора

$$T_2 = \frac{P_{в.м}}{\omega_2} = \frac{10,008}{12,0} = 834 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

на ведучому валу редуктора (він же відомий вал пасової передачі)

$$T_1 = T_{2nac} = T_2 / (u_{ред} \cdot \eta_{ред}) = 834 / (4,5 \cdot 0,98) = 189,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

на ведучому валі пасової передачі

$$T_{1nac} = T_{2nac} / (u_{nac} \cdot \eta_{nac}) = 189,1 / (2,82 \cdot 0,96) = 69,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5.1. Попередні розміри ділянок валів.

5.1.1. Ведучий вал

ред.

Приймаємо стандартне значення $d_1 = 30$ мм .

Діаметр вала під підшипник $d_{1н} = (1,0...1,1) d_1 = (1,0...1,1) 30 = 30...33$

мм.

Приймаємо $d_{1н} = 30$ мм, що відповідає стандартному рядові внутрішніх діаметрів підшипників.

На виступаючий кінець швидкохідного вала одягається шків клинної передачі (ширина обода шківа $M = 95$ мм), тому з метою забезпечення центрування на ньому шківа приймаємо конічний кінець вала з конусністю 1:10 діаметром $d_{1н} = 30$ мм, довжиною $l_1 = 80$ мм.

5.1.2. Ведений вал

Діаметр виступаючого кінця валу $d_2 \geq \sqrt[3]{100T_2} = \sqrt[3]{100 \cdot 834} = 43,7 \text{ мм}$.

Одержане значення діаметра узгодимо з діаметром посадкового отвору напівмуфти.

Мінімальний діаметр посадкового отвору напівмуфти $d = 50 \text{ мм}$. Одержане значення діаметра виступаючого кінця вала збільшуємо до $d_2 = 50 \text{ мм}$.

Приймаємо діаметр вала під підшипник $d_{2н} = d_2 = 50 \text{ мм}$ і проектуємо кінцевий кінець вала довжиною $l_2 = 82 \text{ мм}$.

Діаметр вала під колесом $d_{2к} = d_{2н} = 50 \text{ мм}$.

Приймаємо довжину маточини колеса $l_{ст} = b_2 = 50 \text{ мм}$.

6.2. Перевірка довговічності підшипників

6.2.1. Ведучий вал

На вал діє консольне навантаження F_n від пасової передачі й у зачепленні зубчастих коліс виникає порівняно велика осьова сила F_a тому для опор вала попередньо приймаємо роликпідшипники середньої серії 7306.

6.2.1.1. Зсув точки прикладання радіальної реакції до підшипника

$$a_1 = T/2 + [(d + D)/6]l + 2/2 = [(30 + 72)/6] \cdot 0,337 = 16,23 \text{ мм} \approx 16 \text{ мм}$$

6.2.1.2. Відстані між точками прикладання активних і реактивних сил

$$l_1 = 41 \text{ мм} \text{ і } l_2 = 86 \text{ мм}.$$

6.2.1.3. Розрахункова схема ведучого вала.

У вертикальній площині x у внаслідок симетричності маємо:

$$R_{uA} = R_{yB} = F_{t1} / 2 = 8170 / 2 = 4085 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині zx з урахуванням сили тиску F_n на вали від пасової передачі $\Sigma T_u = 0; F_{r1}l_1 - F_a d_1 / 2 + R_{zB} 2l_1 - F_n (l_2 + 2l_1) = 0$,

$$\text{звідки } R_{zB} = [F_n (l_2 + 2l_1) + F_a d_1 / 2 - F_{r1} l_1] / (2l_1) = [2397(86 + 2 \cdot 41) + 2384 \cdot 35,833 / 2 - 3098 \cdot 41] / (2 \cdot 41) = 4028 \text{ Н}$$

$$\Sigma T_u = 0; R_{zA} 2l_1 - F_{r1} l_1 - F_{a1} d_1 / 2 - F_n l_2 = 0,$$

$$\text{звідки } R_{zA} = (F_n l_2 + F_{a1} d_1 / 2 + F_{r1} l_1) / (2l_1) = (2397 \cdot 86 + 2384 \cdot 45,833 / 2 + 3098 \cdot 41) / (2 \cdot 41) = 4729 \text{ Н}$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma_z = -R_{zA} + F_{r1} + R_{zB} - F_n = -4729 + 3088 + 4028 - 2397 = 0$$

6.2.1.4. Сумарні радіальні реакції підшипників:

$$\text{для опори А } F_{rA} = R_A = \sqrt{R_{yA}^2 + R_{zA}^2} = \sqrt{4085^2 + 4729^2} = 6249 \text{ Н}$$

$$\text{для опори В } F_{rB} = R_B = \sqrt{R_{yB}^2 + R_{zB}^2} = \sqrt{4085^2 + 4728^2} = 5737 \text{ Н}$$

6.2.1.5. Довговічність прийнятого роликотпідшипника 7306.

Вихідні дані:

у розпір

$$F_{aA} = 0,83 \ell F_{rA} = 0,83 \cdot 0,337 \cdot 6249 = 1748 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = 0,83 \ell F_{rB} = 0,83 \cdot 0,337 \cdot 5737 = 1605 \text{ Н}$$

Оскільки сума всіх осьових сил, що діють на опору А, позитивна:, то розрахункова осьова сила для опори А $F_{aA} = F_{a1} + F_{aB} = 2384 + 1605 = 3989 \text{ Н}$.

$$\text{Для опори В } F_{aA} - F_{a1} - F_{aB} = 1748 - 2384 - 1605 < 0$$

$$\text{тому } F_{aB} = F_{aB} = 1605 \text{ Н}.$$

Розрахунок довговічності по більш навантаженому підшипнику А.

Так як $F_{aA} / F_{rA} = 3989 / 6249 = 0,638 > \ell = 0,337$, то $X = 0,64$, $Y = 1,78$.

6.2.1.6. Еквівалентне динамічне навантаження

$$P_r = (XF_{rA} + YF_{aA})K_b = (0,4 \cdot 6249 + 1,78 \cdot 3989) \cdot 1,3 = 12480 \text{ Н}$$

6.2.1.7. Базова довговічність підшипника 7306

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 514} \left(\frac{43000}{12480} \right)^{10/3} = 2000 \text{ ч}$$

Довговічність у багато разів менше необхідної ($L_h = 36000 \text{ ч}$) і мінімального допустимого ($L_h = 10000 \text{ ч}$).

Збільшуємо діаметр вала під підшипником до $d_{1n} = 40$ і приймаємо радіально-опорний роликотпідшипник середньої широкої серії 7608. З метою забезпечення жорсткості виступаючого кінця вала, збільшуємо його номінальний діаметр до $d_1 = d_{1n} = 40 \text{ мм}$.

Зсув точки прикладання радіальної реакції до підшипника 7608

$$a_1 T / 2 + [(d_1 + D) / 6] \ell = 35,5 / 2 + [(40 + 90) / 6] \cdot 0,296 = 24,2 \text{ мм} \approx 24 \text{ мм}$$

Радіальні реакції опор вала, використовуючи розрахункову схему, змінюючи лише розміри $l_1 = 47 \text{ мм}$ і $l_2 = 96 \text{ мм}$.

$$R_{zB} = [F_k(l_2 + 2l_1) + F_{a1}d_1 / 2 - F_{r1}l_1] / (2l_1) = [2397 \cdot (96 + 2 \cdot 47) + 2384 \cdot 45,833 / 2 - 3098 \cdot 47] / (2 \cdot 47) = 3877 \text{ Н}$$

$$R_{zA} = (F_k l_2 + F_{a1}d_1 / 2 + F_{r1}l_1) / (2l_1) = (2397 \cdot 2384 \cdot 45,833 / 2 + 3098 \cdot 47) / (2 \cdot 47) = 4578 \text{ Н}$$

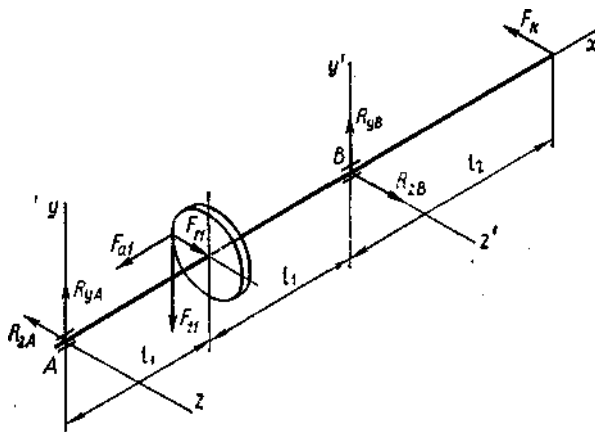


Рис. 6.4.1. Схема навантаження ведучого вала

$$F_{rA} = \sqrt{R_{yA}^2 + R_{zA}^2} = \sqrt{4085^2 + 4578^2} = 6135 \text{ Н}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{yB}^2 + R_{zB}^2} = \sqrt{4085^2 + 3877^2} = 5632 \text{ Н}$$

Базова довговічність роликопідшипника 7608. Вихідні дані:

$$F_{rA} = 6135 \text{ Н}, F_{rB} = 5632 \text{ Н}, F_{a1} = 2384 \text{ Н}, n_1 = 514 \text{ об/хв}, C_r = 90,0 \text{ кН}, \ell = 0,296, Y = 2,026$$

Осьові складові

$$F_{aA} = 0,83 \ell F_{rA} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 6135 = 1507 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = 0,83 \ell F_{rB} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 0,296 \cdot 5632 = 1384 \text{ Н}$$

Сума всіх осьових сил, що діють на опору А,

$$F_{a1} + F_{aB} - F_{aA} = 2384 + 1384 - 1507 > 0, \text{ тому}$$

$$F_{aA} = F_{a1} + F_{aB} = 2384 + 1384 = 3768 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = F_{aB} = 1384 \text{ Н}.$$

Довговічність більш навантаженого підшипника А. Так як

$$F_{aA} / F_{rA} = 3768 / 6135 = 0,614 > \ell = 0,296, \text{ то } X = 0,4; Y = 2,026.$$

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P_r = (XF_r + YF_{aA}) \cdot K_{\sigma} = (0,4 \cdot 6135 + 2,026 \cdot 3768) \cdot 1,3 = 13114H$$

Базова довговічність підшипника 7608 опори А

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_{rA}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 514} \left(\frac{90000}{13114} \right)^{10/3} = 19910ч, \text{ що більше мінімально}$$

допустимої.

Базова довговічність менш навантаженого підшипника В.

Так як $F_{aB} / F_{rB} = 1384 / 5632 = 0,246 (\ell = 0,296, \text{ то } X=1; Y=0.$

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника опори В

$$P_{rB} = F_{rB} K_{\sigma} = 5632 \cdot 1,3 = 7322H.$$

Базова довговічність підшипника 7608 опори В

$$L_h = \frac{10^6}{60n_1} \left(\frac{C_r}{P_{rB}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 514} \left(\frac{90000}{7322} \right)^{10/3} = 139000ч, \text{ що набагато більше}$$

ресурсу роботи редуктора.

Остаточно для ведучого вала приймаємо роликпідшипники 7608.

6.2.2. Ведений вал

Попередньо для опор вала приймаємо роликпідшипники конічні легкої серії типу 7210, для яких $d = 50 \text{ мм}, D = 90 \text{ мм}, T = 22 \text{ мм}, C_r = 56,0 \text{ кН}, \ell = 0,374, Y = 1,604.$

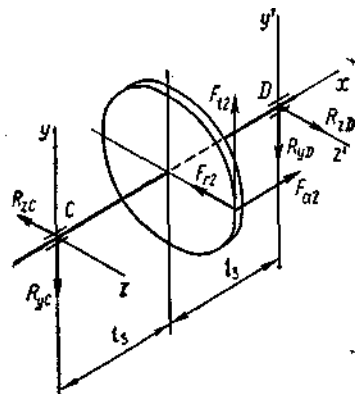


Рис. 6.4.2. Схема

навантаження веденого вала силами зачеплення

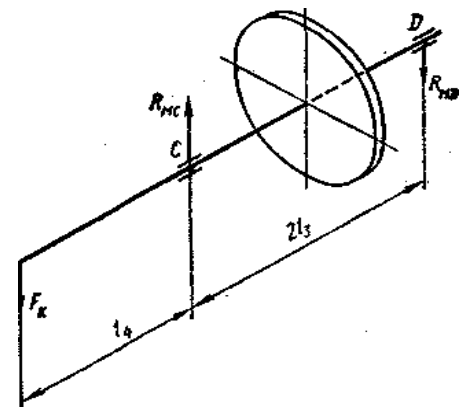


Рис. 6.4.3. Схема

навантаження веденого вала консольним навантаженням від муфти

6.2.2.1. Зсув точки прикладання радіальної реакції до підшипника

$$a_2 = T/2 + [(d + D)/6]\ell = 22/2 + [(50 + 90)/6]0,374 = 19,7 \text{ мм} \approx 20 \text{ мм}$$

6.2.2.2. Відстань між точками прикладання активних і реактивних сил: $l_3 = 37 \text{ мм}$, $l_4 = 125 \text{ мм}$.

6.2.2.3. Муфта навантажує вал додатковою консольною силою F_k :

$$F_k \approx 0,2(2T_2 / d_\phi) = 0,2(2 \cdot 834 \cdot 10^3 / 147,21) = 2266 \text{ Н} ,$$

де $d_\phi = t(\sin(180^\circ/z)) = 38,1 / \sin(180^\circ/12) = 147,21 \text{ мм}$ - дільний діаметр зірочки муфти (де $t = 38,1 \text{ мм}$ – крок цепі, $z = 12$ - кількість зубів напівмуфти).

6.2.2.4. Розрахункова схема вала

А. Опорні реакції вала від навантаження в зачепленні.

У вертикальній площині в силу симетрії маємо

$$R_{yC} = R_{yD} = F_{r2} / 2 = 8170 / 2 = 4085 \text{ Н}$$

У горизонтальній площині

$$\sum T_{y'} = 0; R_{yD} \cdot 2l_3 - F_{r2}l_3 - F_{a2}d_2 / 2 = 0 ,$$

звідси

$$R_{zD} = (F_{r2}l_3 + F_{a2}d_2 / 2) / (2l_3) = (3098 \cdot 37 + 2384 \cdot 204,167 / 2) / (2 \cdot 37) = 4838 \text{ Н}$$

$$\sum T_{y'} = 0; R_{zC} 2l_3 + F_{r2}l_3 - F_{a2}d_2 / 2 = 0 ,$$

звідси

$$R_{zC} = (F_{a2}d_2 / 2 - F_{r2}l_3) / (2l_3) = (2384 \cdot 204,167 / 2 - 3098 \cdot 37) / (2 \cdot 37) = 1740 \text{ Н}$$

$$\text{Перевірка: } \sum z = -R_{zC} - F_{r2} + R_{zD} = -1740 - 3098 + 4838 = 0 .$$

Сумарні радіальні реакції підшипників:

для опори С

$$R_C = \sqrt{R_{yC}^2 + R_{zC}^2} = \sqrt{4085^2 + 1740^2} = 4440 \text{ Н} ;$$

для опори D

$$R_D = \sqrt{R_{yD}^2 + R_{zD}^2} = \sqrt{4085^2 + 4838^2} = 6332 \text{ Н}$$

Б. Опорні реакції вала від навантаження F_m , викликане муфтою

$$\sum T_G = 0; R_{mD} 2l_3 - F_{m2}l_4 = 0 ,$$

$$\text{звідси } R_{mD} = F_{m2}l_4 / (2l_3) = 2266 \cdot 125 / (2 \cdot 37) = 3828 \text{ Н}$$

$$\sum T_D = 0; R_{mC} 2l_3 - F_m (l_4 + 2l_3) = 0$$

$$\text{звідси } R_{mC} = F_m (l_4 + 2l_3) / (2l_3) = 2266(125 + 2 \cdot 37) / (2 \cdot 37) = 6094 \text{ Н}$$

B. Сумарні опорні реакції веденого вала від навантаження в зачепленні і муфти.

Розглянемо несприятливий випадок

$$F_{rG} = R_G = R_{mG} = 4440 + 6094 = 10534 \text{ Н}$$

$$F_{rD} = R_D = R_{mD} = 6332 + 3828 = 10160 \text{ Н}$$

Визначаємо довговічність прийнятого роликотідшипника 7210.

Вихідні дані:

$$F_{rG} = 10534 \text{ Н}, F_{rD} = 10160 \text{ Н}, F_{a2} = 2384 \text{ Н}, n_1 = 115,4 \text{ об/хв}, C_r = 56,0 \text{ кН}, \\ \ell = 0,6374, Y = 1,604$$

$$\text{Осьові складові } F_{aC} = 0,83 \ell F_{rG} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 10534 = 3270 \text{ Н}$$

$$F_{aD} = 0,83 \ell F_{rD} = 0,83 \cdot 0,374 \cdot 10160 = 3154 \text{ Н}$$

Оскільки сума всіх осьових сил, що діють на опору D

$$F_{a2} + F_{aG} - F_{aD} = 2384 + 3270 - 3154 > 0,$$

то розрахункова осьова сила для опори D

$$F_{aD} = F_{a2} + F_{aG} = 2384 + 3270 = 5654 \text{ Н}$$

для опори C

$$F_{aG} = F_{aC} = 3270 \text{ Н}$$

З розрахунків видно, що більш навантаженим є підшипник D.

Визначаємо його довговічність, тому що

$$F_{aD} / F_{rD} = 5654 / 10160 = 0,556 > \ell, m_o X = 0,4, Y = 1,604.$$

6.2.2.5. Еквівалентне динамічне навантаження

$$P_{rD} = (X F_{rD} + Y F_{aD}) K_\sigma = (0,4 \cdot 10160 + 1,604 \cdot 5654) \cdot 1,3 = 17073 \text{ Н}$$

6.2.2.6. Базова довговічність підшипника 7210 опори D

$$L_h = \frac{10^6}{60 n_2} \left(\frac{C_r}{P_{rD}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 115,4} \left(\frac{56000}{17073} \right)^{10/3} = 7570 \text{ ч}, \text{ що менше мінімально}$$

припустимої.

Приймаємо радіально-упорні роликотідшипники середньої серії типу 7310, для яких

$$d = 50\text{мм}, D = 110\text{мм}, T = 29,5\text{мм}, C_r = 100,0\text{кН}, \ell = 0,310, Y = 1,937.$$

Виконуємо розрахунок довговічності цього підшипника. Для цього ще раз знаходимо відстань

$$a_2 = T/2 + [(d + D)/6]\ell = 29,5/2 + [(50 + 110)/6] \cdot 0,310 = 23,0\text{мм}$$

Радіальні реакції опор вала, використовуючи розрахункові схеми, змінивши лише розміри $l_3=41$ мм і $l_4=136$ мм.

$$R_{zD} = (F_{r2}l_3 + F_{a2}d_2/2)/(2l_3) = (3098 \cdot 41 + 2384 \cdot 204,167/2)/(2 \cdot 41) = 4517\text{Н}.$$

$$R_{zC} = (F_{a2}d_2/2 + F_{r2}l_3)/(2l_3) = (2384 \cdot 204,167/2 - 3098 \cdot 41)/(2 \cdot 41) = 1419\text{Н},$$

$$R_G = \sqrt{R_{yC}^2 + R_{zC}^2} = \sqrt{4085^2 + 1419^2} = 4324\text{Н},$$

$$R_D = \sqrt{R_{yD}^2 + R_{zD}^2} = \sqrt{4085^2 + 4517^2} = 6090\text{Н},$$

$$R_{mD} = F_m l_4 / (2l_3) = 2266 \cdot 136 / (2 \cdot 41) = 3758\text{Н}$$

$$R_{mC} = F_m (l_4 + 2l_3) / (2l_3) = 2266(136 + 2 \cdot 41) / (2 \cdot 41) = 6024\text{Н},$$

$$F_{rG} = R_C = R_{mG} = 4324 + 6024 = 10348\text{Н},$$

$$F_{rD} = R_D = R_{mD} = 6090 + 3758 = 9848\text{Н}.$$

Визначаємо сили:

$$F_{aG} = 0,83\ell F_{rC} = 0,83 \cdot 0,310 \cdot 10348 = 2663\text{Н},$$

$$F_{aD} = 0,83\ell F_{rD} = 0,83 \cdot 0,310 \cdot 9848 = 2534\text{Н},$$

$$F_{aD} = F_{a2} = F_{aG} = 2384 + 2663 = 5047\text{Н}.$$

Тому що $F_{aD} / F_{rD} = 5047 / 9848 = 0,512 > \ell$, $m_oX = 0,4, Y = 1,937$,

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P_{rD} = (XF_{rD} + YF_{aD})K_\sigma = (0,4 \cdot 9848 + 1,937 \cdot 5047) \cdot 1,3 = 17830\text{Н}$$

Базова довговічність підшипника 7310

$$L_h = \frac{10^6}{60n_2} \left(\frac{C_r}{P_{rD}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{60 \cdot 115,4} \left(\frac{100000}{17830} \right)^{10/3} = 45270\text{ч}, \text{ що забезпечує ресурс}$$

роботи редуктора ($t_\Sigma = 36000\text{ч}$).

Остаточо для веденого вала приймаємо роликотідшипники 7310.

2.3. Варіанти завдань для курсового проекту

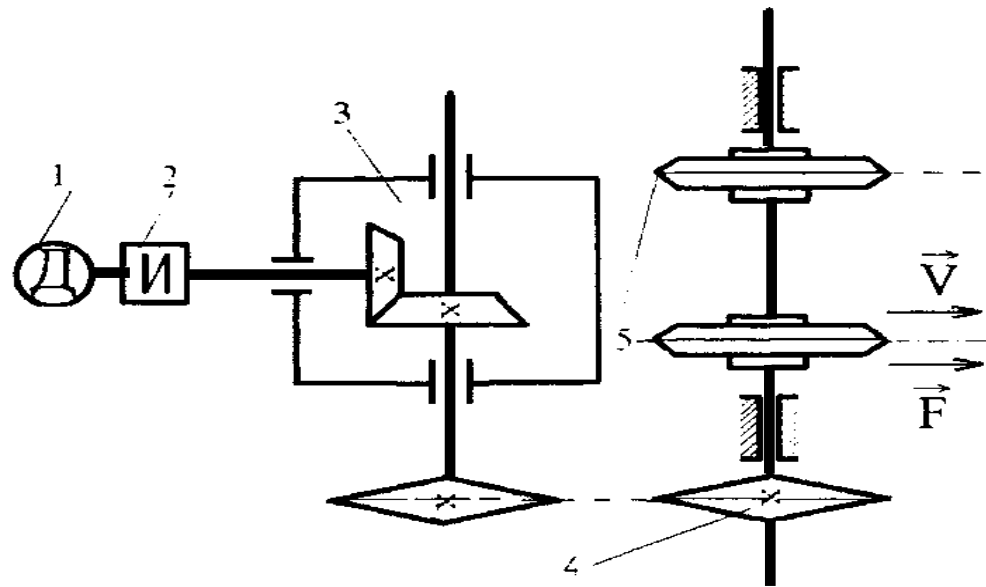


Рис.1. Привод ланцюгового конвеєра:

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – кінцевий редуктор;

4 – ведена зірочка; 5 – тягові зірочки транспортера.

Дані для проектування привода ланцюгового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги стрічки F , κH	13	7	9	5	6	10	12	7	9	12
Швидкість руху	0,42	0,54	0,37	0,45	0,5	0,40	0,55	0,60	0,52	0,32
Крок тягового ланцюга t , mm	125	80	125	80	100	125	100	100	125	125
Кількість зубів зірочки z	9	9	10	11	9	10	11	9	10	11
Термін служби	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

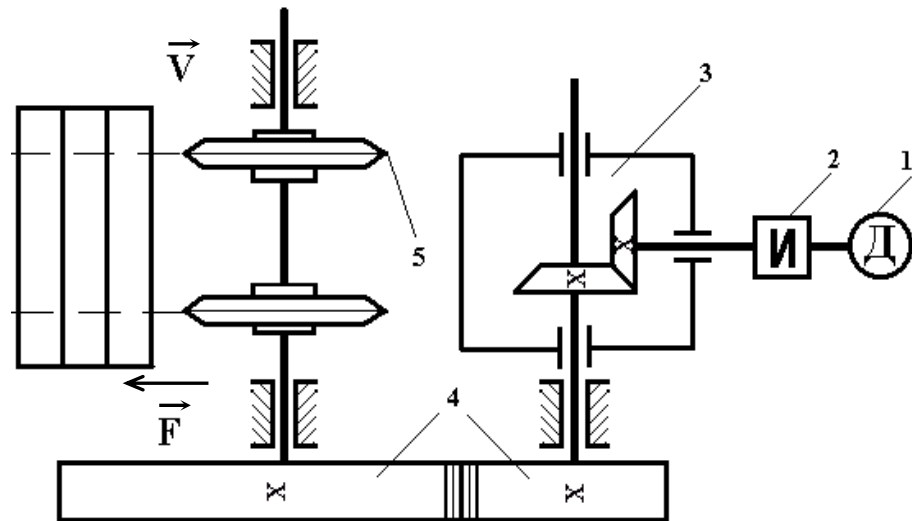


Рис. 2. Привод ланцюгового пластинчастого конвеєра

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – конічний редуктор; 4 – прямозубі колеса; 5 – тягові зірочки транспортера.

Дані для проектування привода
ланцюгового пластинчастого конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги ланцюга F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0
Швидкість руху вантажного ланцюга V , м/с	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,45	0,40	0,60	0,52	0,32
Кількість зубів зірочки z	8	9	10	11	11	10	9	8	9	10
Термін служби привода L_s , років	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

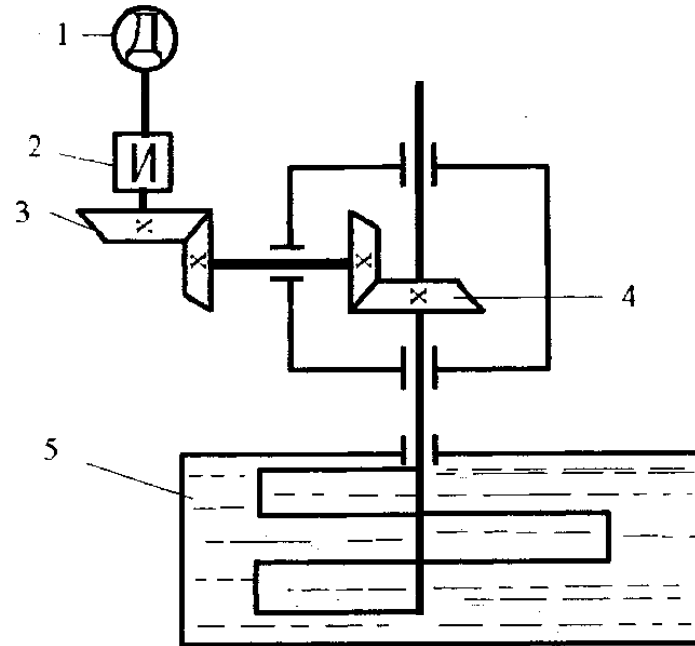


Рис. 3. Привод змішувача рідини

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – відкрита конічна передача; 4 – конічний редуктор; 5 – змішувач рідини.

Дані для проектування привода змішувача рідини

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент опору обертання T , $кНм$	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9
Частота обертання змішувача n , $об/хв$	11 0	10 0	95	90	85	80	75	70	65	60
Термін служби привода L_s , $років$	5	6	7	8	7	6	5	7	8	7

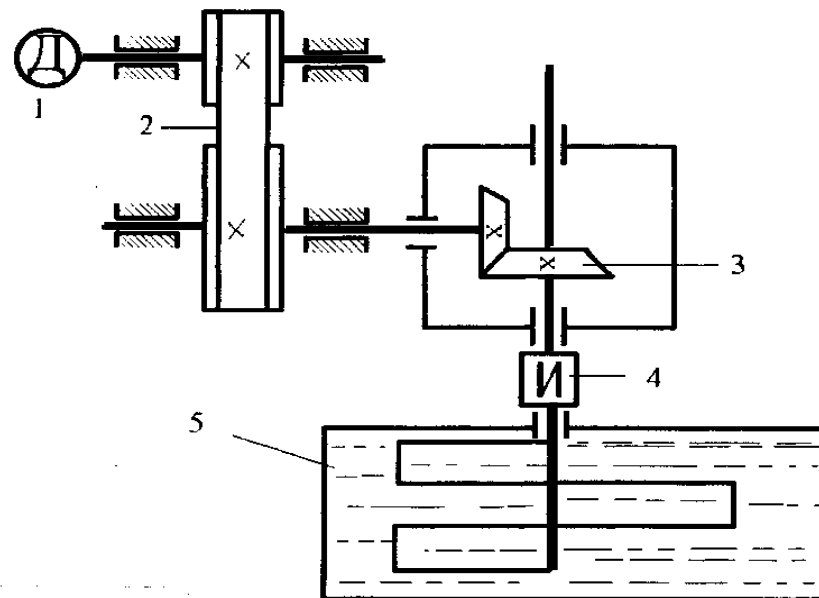


Рис. 4. Привод змішувача рідини

1 – двигун; 2 – пасова передача; 3 – конічний редуктор;

4 – пружна муфта; 5 – змішувач рідини.

Дані для проектування привода змішувача рідини

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент опору обертання T , $кНм$	7	8	9	10	11	10	9	8	7	6
Частота обертання змішувача n , $об/хв$	50	60	70	80	90	80	70	60	50	40
Термін служби привода L_s , $років$	6	6	6	5	5	5	7	7	7	7

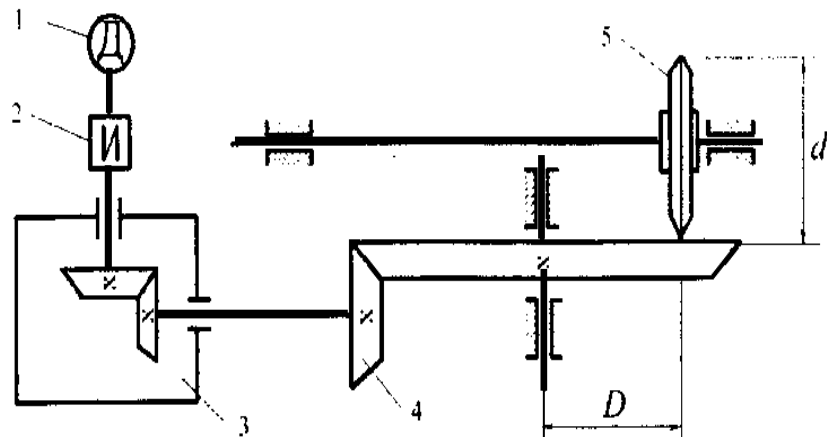


Рис. 5. Привод лобового варіатора

1 – двигун; 2 – муфта; 3 – конічний редуктор;
4 – відкрита конічна передача; 5 – ролик варіатора.

Дані для проектування привода
лобового варіатора

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потужність на валу ролика P , $кНм$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	5,0	4,0	3,0	2,0
Кутова швидкість ролика ω , $град/сек$	4,0	5,0	6,0	7,0	3,0	2,0	4,0	5,0	6,0	4,0
Діаметр ролика d , $мм$	20	30	40	50	60	70	60	50	40	30
Відстань між віссю диска і роликом D , $мм$	60	70	80	90	100	110	120	110	100	90
Термін служби привода L , $років$	4	5	6	7	6	5	4	6	5	4

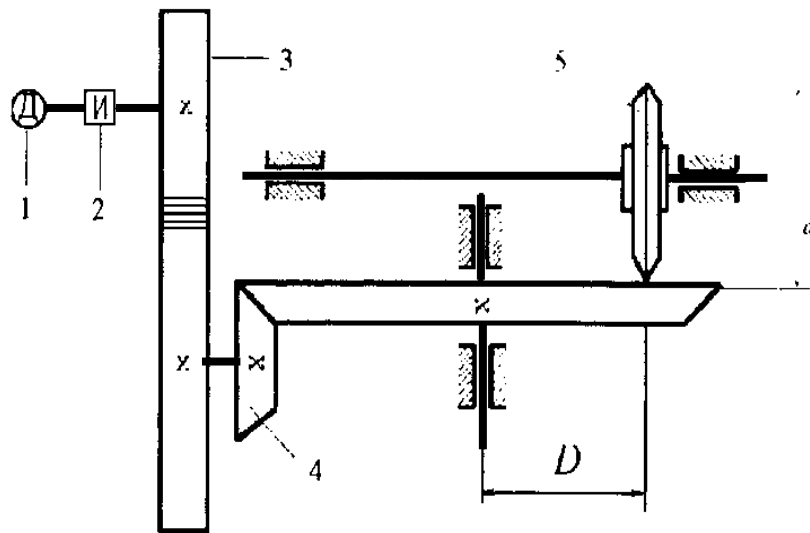


Рис. 6. Привод лобового варіатора

1 – двигун; 2 – муфта; 3 – циліндричний редуктор;
4 – відкрита конічна передача; 5 – ролик варіатора.

Дані для проектування привода лобового варіатора

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потужність на валу ролика P , $кНм$	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0
Кутова швидкість ролика ω , $рад/с$	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5
Діаметр ролика d , $мм$	30	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Відстань між віссю диска і ролика $омD$, $мм$	60	70	80	90	100	110	120	110	100	90
Термін служби привода L , $років$	4	5	6	7	6	5	4	6	5	4

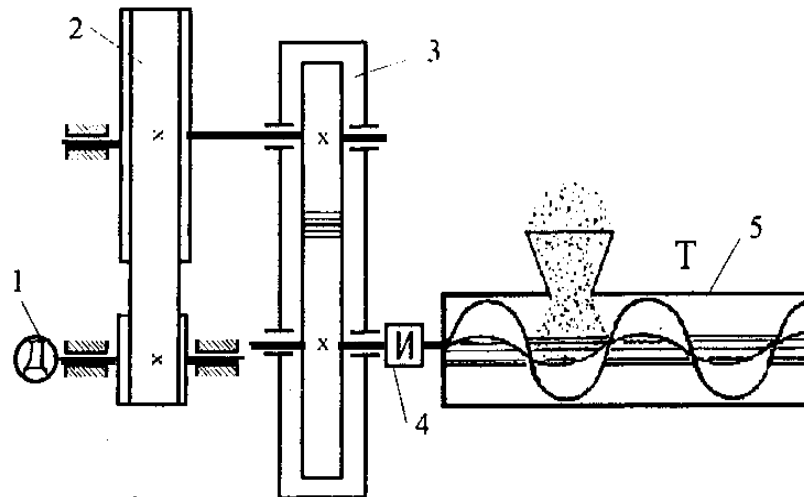


Рис. 7. Привод гвинтового конвеєра

1 – двигун; 2 – пасова передача; 3 – циліндричний редуктор;
4 – муфта; 5 – гвинтовий конвеєр.

Дані для проектування привода
гвинтового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Момент опору обертання T , $кНм$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0
Кутова швидкість шнека ω , $рад/с$	10,0	9,0	13,0	14,0	12,0	11,0	10,0	13,0	9,0	8,0
Термін служби привода L_s , $років$	5	6	7	8	7	6	5	7	8	7

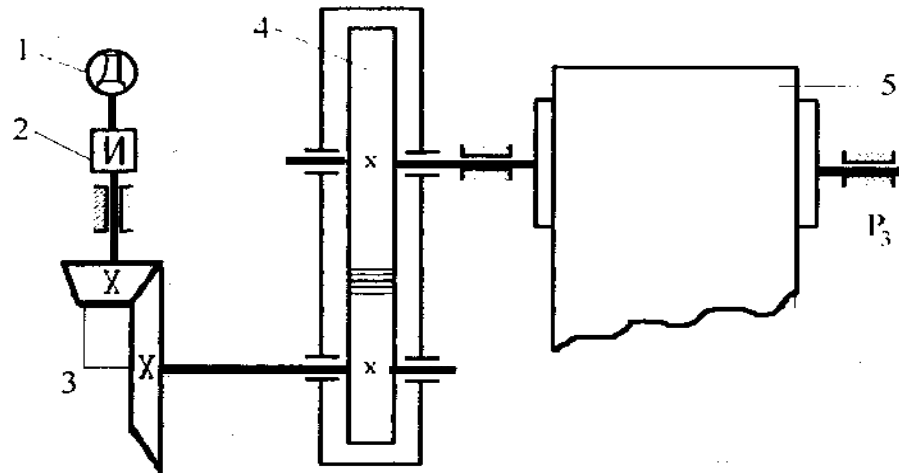


Рис. 8. Привод стрічкового конвеєра

1 – двигун; 2 – муфта; 3 – відкрита конічна передача;
4 – циліндричний редуктор; 5 – стрічковий конвеєр.

Дані для проектування привода
стрічкового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Потужність на валу конвеєра P , $кНм$	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	3,0	2,5	2,0	1,5	1,0
Кутова швидкість вала конвеєра ω , $рад/с$	6,5	6,0	5,5	5,0	4,5	4,0	3,5	3,0	2,5	2,0
Крок тягового ланцюга t , $мм$	12 5	80	12 5	80	100	125	100	100	125	125
Термін служби привода L_S , $років$	5	6	7	8	7	6	5	7	8	7

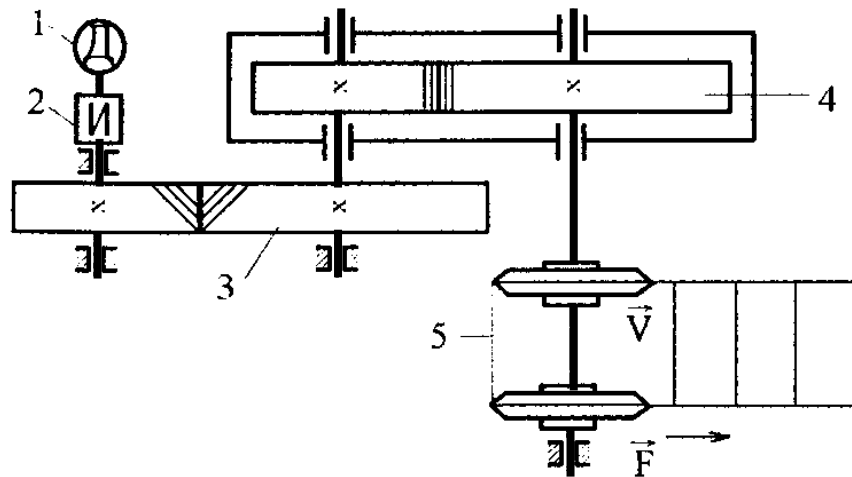


Рис. 9. Привод ланцюгового конвеєра

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – відкрита циліндрична передача;
4 – циліндричний редуктор; 5 – ланцюговий конвеєр.

Дані для проектування привода ланцюгового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги стрічки F , κH	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
Швидкість руху конвеєра V , m/c	0,6	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6
Кількість зубів зірочки z	9	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Термін служби привода L_s , років	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

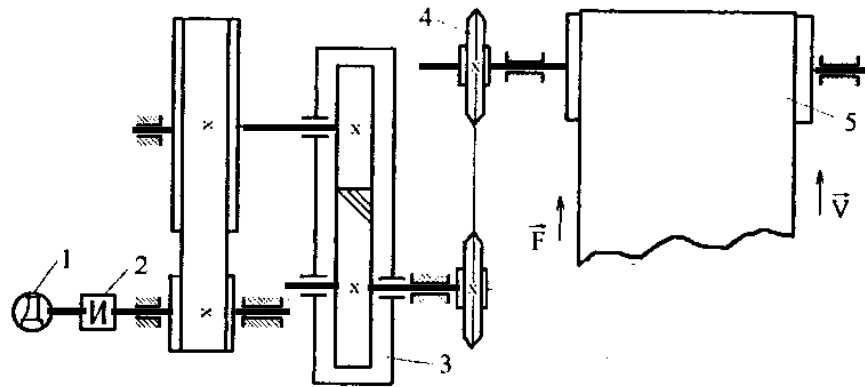


Рис. 10. Привод стрічкового конвеєра

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – циліндричний редуктор;
4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий конвеєр.

Дані для проектування привода стрічкового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги конвеєра F , κH	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5
Швидкість руху транспортера V , $м/с$	0,6	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6
Крок тягового ланцюга t , $мм$	80	100	115	100	180	115	100	80	100	125
Кількість зубів зірочки z	9	8	9	10	11	11	10	9	8	7
Термін служби привода L_s , років	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

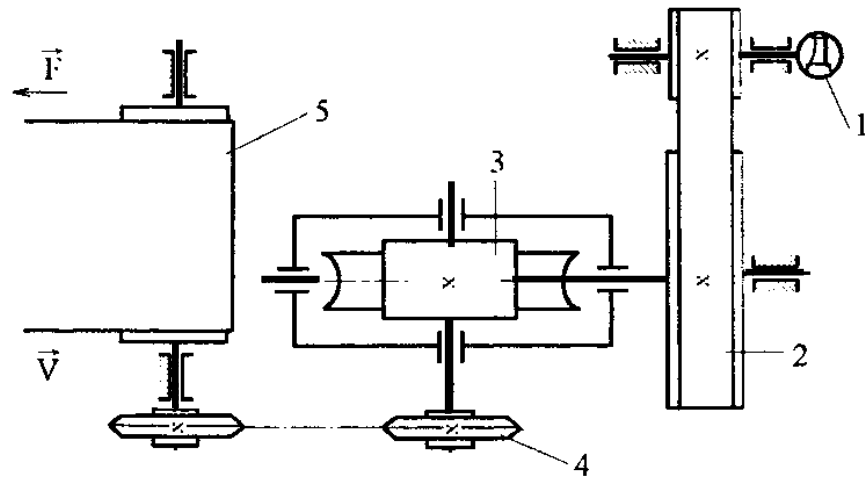


Рис. 11. Привод стрічкового конвеєра

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача; 3 – черв’ячний редуктор;
4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий конвеєр.

Дані для проектування привода
стрічкового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги конвеєра F , κH	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0
Швидкість руху стрічки V , m/c	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
Крок ланцюга T , mm	100	125	80	100	125	80	125	80	100	125
Кількість зубів зірочки z	9	8	9	10	11	12	11	10	9	8
Термін служби привода L_s , років	7	8	6	5	6	7	8	6	5	7

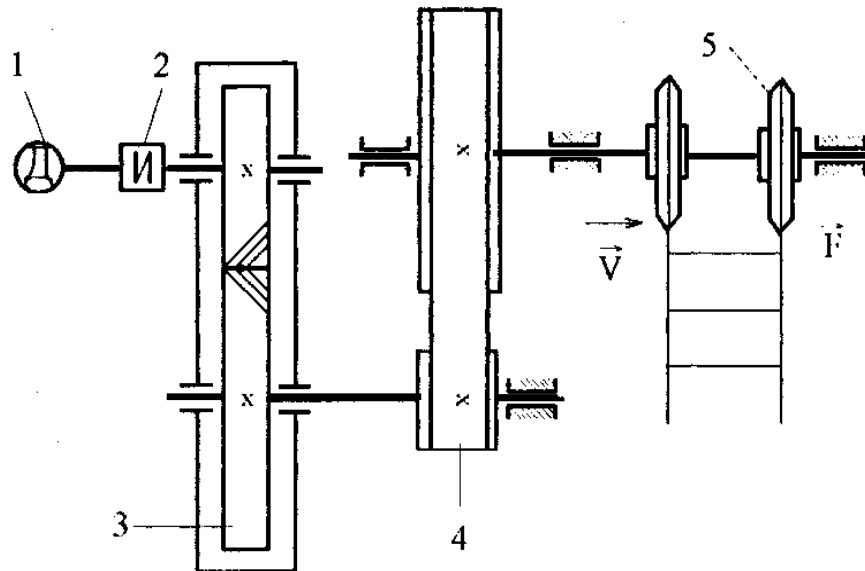


Рис. 12. Привод фунікулера

1 – електродвигун; 2 – муфта; 3 – циліндричний редуктор;
4 – клинопасова передача; 5 – ланцюговий фунікулер.

Дані для проектування привода фунікулера

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги ланцюга $F, кН$	1,0	1,5	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,5
Швидкість руху фунікулера $V, м/с$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	0,85	0,75	0,65	0,55
Кількість зубів зірочок z	9	8	9	10	11	12	11	10	9	8
Термін служби привода $L_s, років$	7	8	6	5	6	7	8	6	5	7

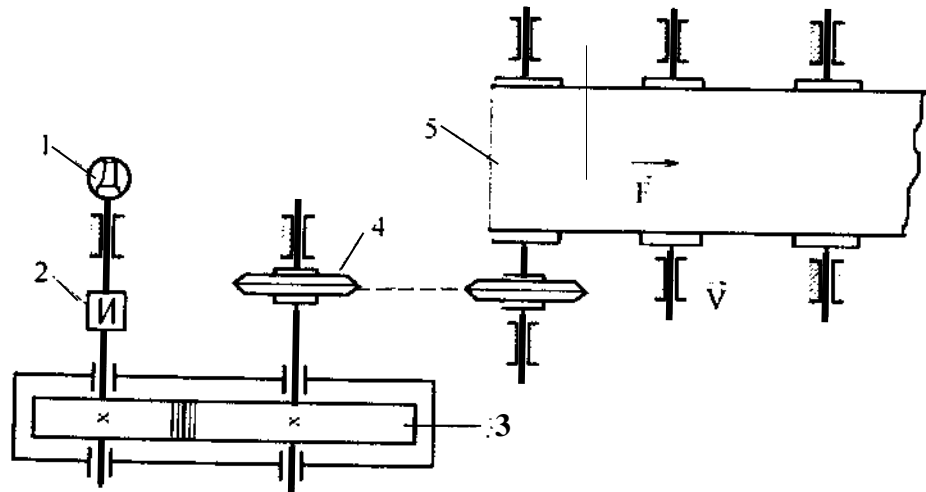


Рис.13. Привод стрічкового конвеєра

1 – двигун; 2 – муфта; 3 – циліндричний редуктор;
4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий конвеєр.

Дані для проектування привода стрічкового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги стрічки F , кН	0,8	0,9	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
Швидкість руху стрічки V , м/с	0,8	0,7	0,4	0,5	0,6	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3
Крок ланцюга t , мм	80	100	115	100	80	115	100	80	100	125
Кількість зубів зірочки z	9	8	9	11	11	12	11	10	9	8
Термін служби привода L_s , років	7	8	6	5	6	7	8	6	5	7

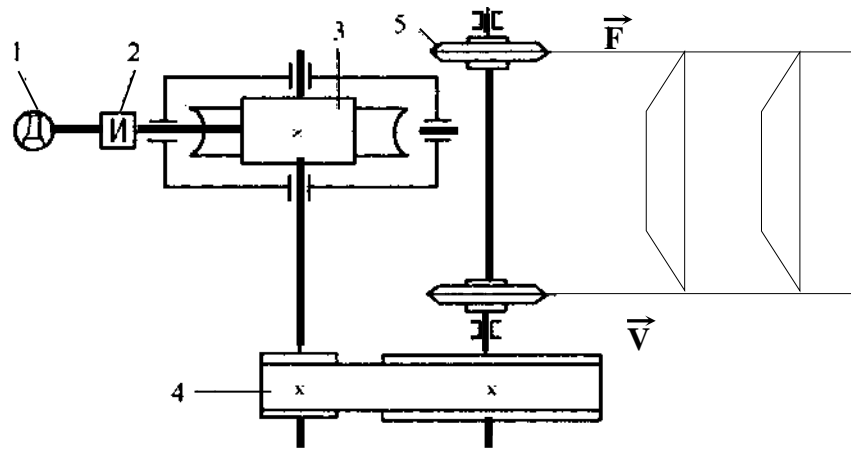


Рис.14. Привод ковшового конвеєра

1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – черв'ячний редуктор;
4 – клинопасова передача; 5 – ковшовий конвеєр.

Дані для проектування привода
ковшового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги стрічки $P, \text{кН}$	4	5	6	7	8	9	8	7	6	5
Швидкість руху конвеєра $V, \text{м/с}$	0,4	0,5	0,8	0,7	0,8	0,9	0,6	0,7	0,6	0,7
Кількість зубів зірочки z	9	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Термін служби привода $L_s, \text{років}$	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

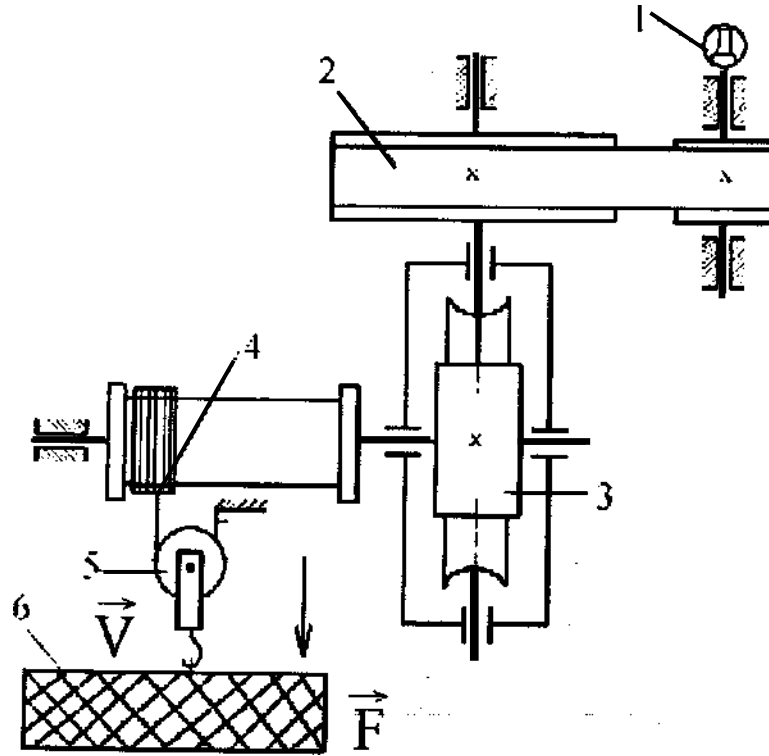


Рис. 15. Привод лебідки

1 – електродвигун; 2 – клинопасова передача;
3 – черв'ячний редуктор; 4 – лебідка; 5 – блок; 6 – вантаж.

Дані для проектування привода лебідки

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Вага вантажа $P, \text{кН}$	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	6,5	5,5	4,5
Швидкість руху вантажа $V, \text{м/с}$	0,4	0,5	0,8	0,7	0,8	0,9	0,6	0,7	0,6	0,7
Термін служби привода $L_s,$	8	9	10	8	9	10	8	9	10	8

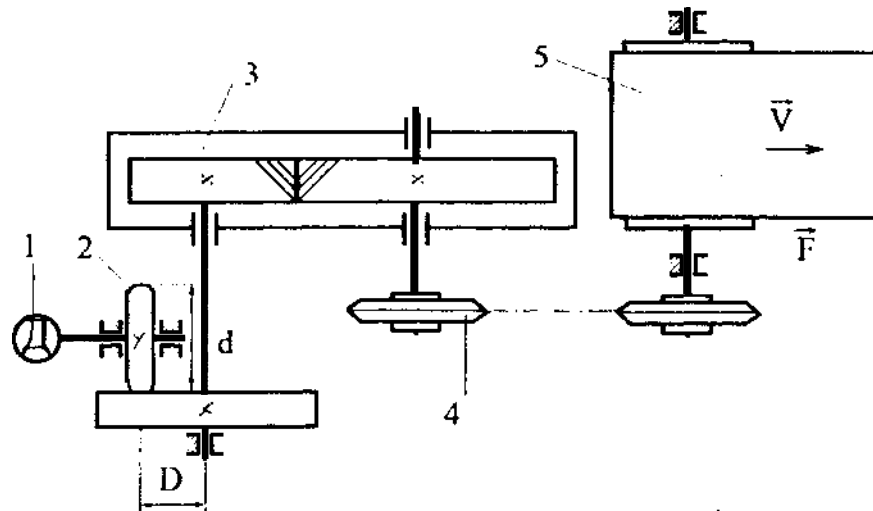


Рис.16. Привод стрічкового конвеєра

1 – електродвигун; 2 – лобовий варіатор; 3 – циліндричний редуктор;
4 – ланцюгова передача; 5 – стрічковий конвеєр.

Дані для проектування привода стрічкового конвеєра

Параметр	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Сила тяги конвеєра $P, кН$	1,0	1,3	1,6	1,5	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6
Швидкість руху стрічки $V, м/с$	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
Діаметр ролика $d, мм$	100	125	80	100	125	80	125	80	100	125
Відстань від осі диска до ролика $D, мм$	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160
Термін служби привода $L_s,$	7	8	6	5	6	7	8	6	5	7

Навчальне видання
Іванчук Анатолій Васильович
ДЕТАЛІ МАШИН

Технічний редактор А.В. Іванчук

Комп'ютерний набір О.Ю. Нахтман, А.В. Іванчук

Підписано до друку 27 травня 2010р.

Формат 60 × 80 / 16. Друк різнографічний.

Гарнітура Times New Roman. Ум. др. арк.. 17

Наклад 300 прим.

Видавництво ТОВ фірма «Планер»

Реєстраційне свідоцтво серія ДК №3506 від 26.06. 2009р.

Віддруковано з оригіналів замовника ТОВ фірма «Планер»

21050, м. Вінниця, вул.. Визволення, 2

Тел.. (0432) 52 – 08 – 64, 52 – 08 – 65