

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

ДЕТАЛІ МАШИН І ОСНОВИ КОНСТРУЮВАННЯ **Лабораторний практикум**

Навчальний посібник

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
як навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавр
за освітньою програмою «Інжиніринг зварювання, лазерних та
споріднених технологій»
спеціальності 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування*

Укладачі: О. П. Полешко, В. Л. Дубнюк, О. М. Степура

Електронне мережне навчальне видання

Київ
КПІ ім. Ігоря Сікорського
2023

Рецензент *Горалік Є. Т.*, канд. техн. наук, доц.,
зав. кафедри природничо-технічного забезпечення
діяльності водного транспорту Державного університету
інфраструктури та технологій

Відповідальний
редактор *Головко Л. Ф.*, докт. техн. наук, професор

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського
(протокол № 9 від 22.06.2023 р.)
за поданням Вченої ради ІМЗ ім. Є.О. Патона
(протокол № 8/23 від 29.05.2023р.)*

Посібник містить скорочені відомості з теоретичного і методичного матеріалу курсу; загальні питання організації, проведення і техніки безпеки під час виконання лабораторних робіт з дисципліни «Деталі машин і основи конструювання» і передбачає практичне знайомство з типовими деталями і складальними одиницями машин, умовами їхньої роботи і основами розрахунку. Надана необхідна інформаційна база для підготовки до виконання лабораторних робіт і сформульовані вимоги до форми звітності. Наведені запитання для самоконтролю в процесі підготовки до кожної лабораторної роботи.

Призначений для практичної підготовки фахівців першого (бакалаврського) рівня вищої освіти галузі знань 13 «Механічна інженерія» спеціальності 131 «Прикладна механіка» буде також корисним для підготовки бакалаврів за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування».

Реєстр. № 22/23-913 Обсяг 6,125 авт. арк.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
проспект Перемоги 37, м Київ, 03056
<https://kpi.ua>

Свідectво про внесення до Державного реєстру видавців, виготовлювачів
і розповсюджувачів видавничої продукції ДК -V» 5354 від 25.05.2017 р

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2023

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ І ПРАВИЛА БЕЗПЕКИ.....	6
Лабораторна робота № 1	
ВИВЧЕННЯ БУДОВИ, ПРИНЦИПІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТИПОВИХ ПРИВОДІВ МАШИН.....	10
Лабораторна робота № 2	
ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ДЕТАЛЕЙ	21
Лабораторна робота № 3	
ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНІЧОГО ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА	35
Лабораторна робота № 4	
РОЗБИРАННЯ І СКЛАДАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА	47
Лабораторна робота № 5	
ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ І КОЕФІЦІЄНТУ КОРИСНОЇ ДІЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ.....	61
Лабораторна робота № 6	
ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА.....	72
Лабораторна робота № 7	
ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ	80
Лабораторна робота № 8	
ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ У ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ.....	98

Лабораторна робота № 9

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКУ

КОВЗАННЯ..... 112

Лабораторна робота № 10

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ..... 120

Лабораторна робота № 11

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГВИНТОВОГО МЕХАНІЗМУ 131

Лабораторна робота № 12

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ У РІЗЬБІ Й НА ТОРЦІ

ГАЙКИ..... 138

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ..... 146

ВСТУП

Якісне виконання лабораторних робіт сприяє успішному оволодінню дисципліною «Деталі машин і основи конструювання» і є запорукою підготовки майбутнього висококваліфікованого фахівця, тому лабораторні роботи є невід’ємною частиною вивчення даної дисципліни.

Основні завдання циклу лабораторних занять полягають у практичному закріпленні головних тем теоретичного курсу, оволодінні сучасними методами експериментальних досліджень, виборі засобів вимірювання, обробки, аналізу та оцінюванні отриманих результатів.

В лабораторії студенти знайомляться з принципами роботи типових механізмів, вчаться застосовувати теоретичні знання на практиці під час розв’язання конкретних технічних задач, знайомляться з конструкціями деталей і механізмів машин, лабораторним устаткуванням, методами вимірювання геометричних, кінематичних та динамічних характеристик деталей машин. Все це дає можливість більше дізнатися про фізичну сутність явищ, що вивчаються, розвинути навички самостійної постановки і проведення експериментів, краще підготуватися до самостійного виконання курсового проєкту.

Метою навчального посібника є надання допомоги студентам під час самостійної підготовки до лабораторних занять. У ньому представлено 12 лабораторних робіт, які охоплюють найбільш важливі й важкі для розуміння розділи курсу. Надані скорочені теоретичні відомості, наведені методики виконання лабораторних робіт, наданий опис роботи і технічні характеристики лабораторних установок, а також вказані вимоги до структури і змісту звіту. Тематика, послідовність, і кількість робіт визначається силабусом, а обсяг питань, що досліджуються в них, може бути скорегований викладачем.

ПОРЯДОК ВИКОНАННЯ ЛАБОРАТОРНИХ РОБІТ І ПРАВИЛА БЕЗПЕКИ

Порядок виконання лабораторних робіт

До виконання циклу лабораторних робіт студенти допускаються тільки після проведення інструктажу з техніки безпеки, що засвідчується підписом студента у журналі з техніки безпеки. У випадку невиконання правил техніки безпеки під час проведення лабораторної роботи студент видаляється з лабораторного заняття і вважається на ньому відсутнім.

Лабораторні роботи виконуються ланками з 2-3 студентів. Всі розрахунки, вимірювання і обробка результатів здійснюються студентами особисто з обов'язковим оформленням індивідуального звіту з кожної лабораторної роботи. Одночасне виконання студентом декількох лабораторних робіт не дозволяється.

Студенти повинні самостійно відповідно до графіку виконання підготуватися до лабораторної роботи за даним посібником та додатковою літературою [1-9] засвоїти теоретичний матеріал, усвідомити мету й завдання дослідження, ознайомитися з методикою виконання роботи, будовою лабораторного устаткування, приладами й інструментом. Якість підготовки до лабораторної роботи перевіряється перед її виконанням під час співбесіди з викладачем. Наявність протоколів є обов'язковою.

До протоколу включають титульний лист, мету роботи, принципову схему установки, таблиці для дослідних і розрахункових величин, розрахункові формули, відповіді на контрольні запитання тощо. Протокол з лабораторної роботи є індивідуальним і повинен включати результати експериментів і розрахунків, результати обробки експериментальних даних,

їхнє порівняння з теоретичними і довідковими даними, аналіз і пояснення можливих відхилень, висновки з роботи.

Після закінчення експериментів студент зобов'язаний прибрати своє робоче місце, обробити отримані результати і оформити звіт з лабораторної роботи. Захист протоколу з лабораторної роботи проводиться безпосередньо на заняттях чи під час консультацій викладачем з виставленням відповідних балів у журналі. Звіти оформлюються відповідно до вимог ДСТУ 3008:2015. Бланки протоколів, форма й зміст яких відповідає виконуваній роботі, розміщені на сайті кафедри.

Лабораторна робота вважається виконаною за наявності підпису викладача. Відпрацювання пропущених з поважної причини лабораторних занять проводяться згідно з графіком відпрацювання у спеціально відведений для цього час під керівництвом лаборанта. Студенти, які не відпрацювали пропущені лабораторні роботи чи не захистили їх, не допускаються до екзамену з дисципліни.

Для отримання правильних результатів дослідження потрібно пам'ятати про різного роду причини, що впливають на точність роботи лабораторного устаткування: систематичність тарування і контролю, температура, струси і вібрації від випадкових зовнішніх причин тощо.

Похибки, що виникають під час виконання лабораторних робіт, поділяються на два види:

- похибки виконання експерименту;
- похибки обчислень.

Можливі похибки під час проведення експерименту поділяють на три групи: систематичні, випадкові і грубі.

Систематичні похибки діють постійно в один бік і мають сталу величину і знак. Прикладом таких похибок є неточне виставлення нуля на

шкалі приладу. Цих похибок потрібно уникати або враховувати введенням спеціальних поправок для отриманих даних.

Випадкові похибки не є сталими за величиною і знаком, їх не можливо усунути, разом з тим їх можна виявити і оцінити статистичними методами. Саме ці похибки визначають собою точність експерименту.

Грубі похибки явно спотворюють результати вимірювань, тому спостереженнями, що містять грубі похибки, зазвичай нехтують.

Для оцінювання точності результатів вимірювання величини найчастіше використовують дві характеристики: середнє квадратичне відхилення σ і надійність α - ймовірність влучення дійсного значення вимірюваної величини в певний довірчий інтервал. Границі цього інтервалу - похибку результату вимірювань зазвичай визначають через дисперсію, яка є параметром нормального закону розподілу випадкових величин.

Правила безпеки під час виконання лабораторних робіт

Лабораторні роботи виконуються у спеціально обладнаній лабораторії на устаткуванні, до якого підведений електричний струм напругою 220-380 В, є небезпечні вузли і деталі, що вимагає неухильного дотримання правил загальної, електричної і пожежної безпеки:

- під час першого лабораторного заняття студенти проходять інструктаж з техніки безпеки, що фіксується підписом у відповідному журналі, і отримують допуск до проведення лабораторних робіт;

- лабораторні роботи виконуються з дозволу і під наглядом викладача чи лаборанта, самостійно вмикати чи вимикати устаткування, виконувати на ньому будь-які сторонні операції, залишати його без нагляду в процесі виконання роботи забороняється;

- перед вмиканням лабораторної установки потрібно ретельно підготувати своє робоче місце, прибрати все, що заважатиме в роботі – сторонні прилади, сумки, портфелі та інше майно; перевірити наявність живлення, правильність встановлення положення огорожень деталей, що обертаються, наявність заземлення;

- не дозволяється класти на установку будь-які зняті деталі й інструмент, їх потрібно розташовувати так, щоб виключити травмування, наприклад, для запобігання скатування на підлогу деталі циліндричної форми забороняється розташовувати на плоскій поверхні, не дозволяється кидати на підлогу інструмент і деталі;

- забороняється розбирати вузли лабораторного устаткування і приладів, не пов'язаних з проведенням експериментів; збирати і розбирати вузли установки під час роботи; проводити ремонтні заходи, усувати несправності електрообладнання, чистити устаткування, торкатися струмоведучих частин, електрощитів, електричних рубильників і клем;

- у разі нещасного випадку потрібно негайно відключити електроживлення установки, надати першу допомогу постраждалому, сповістити керівника занять, звернутися до медичного пункту, а за необхідністю викликати швидку допомогу за телефоном 103;

- після закінчення виконання лабораторної роботи студенти зобов'язані зібрати вимірювальний інструмент, методичні матеріали тощо і здати їх лаборанту. За зіпсовані чи втрачені прилади й інструмент студенти несуть матеріальну відповідальність.

Лабораторна робота №1

ВИВЧЕННЯ БУДОВИ, ПРИНЦИПІВ ФУНКЦІОНУВАННЯ ТА ТЕХНІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТИПОВИХ ПРИВОДІВ МАШИН

Мета роботи – отримати знання про будову, конструкцію, принципи функціонування та технічні показники типових приводів машин; скласти кінематичну схему приводу; визначити кінематичні і енергетичні співвідношення в передачах.

Основні теоретичні відомості

Більшість сучасних машин створюються за схемою: робочий орган (споживач механічної енергії) і його привод (рис.1.1). Привод приводить машину в дію, та має в своєму складі двигун, систему механічних передач, які забезпечують передачу енергії (руху) до вихідних (виконавчих) ланок машини, а також механізм контролю і керування.



Рис. 1.1. Структурна блок-схема машини

Приводи [1] мають забезпечувати надійний кінематичний і силовий зв'язок між двигуном і робочим органом машини та відповідати низці вимог, як от: простота конструкції і експлуатації, економічність, достатня надійність, високий ККД.

Залежно від способу передачі енергії до споживача розрізняють приводи механічні, гідравлічні, електричні, пневматичні і комбіновані (рис. 1.2).

В машинобудуванні через високу надійність, простоту обслуговування і ремонту, порівняно невисоку вартість і достатньо високий ККД є поширеним механічний привод. Приводи загального призначення, приводи технологічних і транспортних машин (транспортерів, конвеєрів, механічних лебідок, випробувальних машин та пристроїв для механізації і автоматизації технологічних процесів тощо) традиційно використовують у якості об'єктів курсового проектування.



Рис. 1.2. Класифікація приводів за видами енергії

В механічних приводах джерелами енергії є електродвигуни, двигуни внутрішнього згоряння, гідромотори тощо, а в трансмісіях широко використовуються уніфіковані і стандартизовані складанні одиниці (механічні передачі, редуктори, муфти, варіатори), а також деталі загального призначення (зубчасті колеса, паси, ланцюги, вали, осі, деталі з'єднань тощо).

За характером розподілення енергії розрізняють груповий і індивідуальний приводи. В груповому приводі рух від одного двигуна передається групі робочих органів машини через одну чи декілька передач. У індивідуальному приводі рух кожного робочого органу машини

забезпечується власним двигуном з своїм передаточним механізмом. Такий привод дає змогу працювати на найвигіднішій частоті обертання, здійснювати швидкий пуск машини і гальмування, здійснювати рухи реверсу.

За способом передачі руху від двигуна до виконавчого механізму розрізняють приводи прямої дії (відсутній передаточний механізм) і приводи з передаточними механізмами.

Безпосереднє з'єднання двигуна з робочим органом машини застосовується мало, оскільки регулювання швидкості двигуна не завжди є можливим і економічним.

Передачі дозволяють змінювати під час руху частоту обертання, узгоджувати економічно вигідні режими роботи двигуна з заданими режимами роботи робочого органу, за яких двигуни мають менші габарити, масу і вартість. Крім того передачі дають змогу виконувати ряд корисних дій, а саме: перетворювати види руху (наприклад, обертальний рух в поступальний чи навпаки); змінювати напрямок руху; розподіляти потужність двигуна між декількома виконавчими механізмами. Передача, що розташована між двома сусідніми валами, називається ступенем приводу.

Конкретний склад передач у приводі залежить від загального передаточного числа приводу $u_{заг}$ і від його компоновки - об'єму простору, в якому повинен розташовуватись привод.

До складу приводу включають універсальні загальнопромислові електродвигуни і механічних передач - пасові, ланцюгові, зубчасті циліндричні і конічні, черв'ячні, планетарні, хвильові, комбіновані тощо. Вибір типу передач є важливою інженерною задачею. Він залежить від вимог, що ставляться до приводу, конкретних умов його роботи і наявності необхідних умов для технічного обслуговування. Більш поширеними в

приводах є закриті зубчасті і черв'ячні передачі, конструктивно виконані у вигляді окремих складальних одиниць - редукторів, коробок швидкостей чи варіаторів (рис.1.3.а, б). Пасові (рис.1.3.в) і ланцюгові передачі, завдяки деяким їх особливостям, навпаки застосовуються як відкриті. Орієнтовні значення основних параметрів елементів приводу наведені в таблиці 1.1.



Рис. 1.3. Зразки типових приводів машин: *а* – з циліндричним двоступінчастим редуктором; *б* – з мотор-редуктором; *в* – з черв'ячним редуктором

Рациональне проектування [4] приводів сприяє зниженню їхньої маси і габаритних розмірів, збільшенню коефіцієнта корисної дії (ККД) і надійності.

Основними характеристиками механічних передач є:

- потужність P_1 і P_2 (кВт), що передається валом,
- швидкохідність, яка характеризується кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 (с^{-1}), чи частотами обертання n_1 і n_2 (хв^{-1}).

Індексом 1 позначають параметри механічної передачі, що належать ведучому валу, а індексом 2 - відповідно веденому валу. Переважно ведучий вал має більшу швидкість, а ведений - меншу. Тому перший ще називають швидкохідними, а другий – тихохідним валом.

Визначеність основних характеристик є достатньою умовою для виконання проектувального розрахунку передачі.

Крім основних, розрізняють похідні характеристики:

- передаточне число u (основний кінематичний параметр):

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}, \quad (1.1)$$

- коефіцієнт корисної дії (ККД) - η , енергетичний параметр, який визначають за формулою:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.2)$$

Таблиця 1.1. Орієнтовні значення основних параметрів елементів приводу

Вид передачі	Передаточне число	ККД	Найбільша потужність, кВт	Відносні габарити	Відносна маса	Відносна вартість
Зубчаста :	—	—	—	—	—	—
-циліндрична	до 6,3	0,96...0,98	Не обмежена	1	1	1
-конічна	до 6,3	0,95...0,97	4000	2	1...1,2	1,7...2,2
-планетарна 2К-н	3...9	0,93...0,98	5000	0,7...1	0,73...0,93	1,25...1,5
-хвильова	80...315	0,7...0,9	150	0,5...0,6	0,05...0,15	1,5...1,7
Черв'ячна:	—	—	—	—	—	—
$Z_1 = 1$	8...14	0,8...0,92	60	1...1,6	1,04	1,4...1,55
$Z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85				
$Z_1 = 4$	30...80	0,7...0,8				
Ланцюгова	до 10	0,92...0,95	120	1...1,6	0,25	0,2...0,35
Пасова	до 8	0,94...0,96	50	5...4	0,4...0,5	0,2...0,3
Фрикційна	до 7	0,85...0,95	20	1,5...2	2,5	0...8
Муфта	-	0,98	-	-	-	-
Пара підшипників кочення	—	0,99	—	—	—	—

Примітки 1. Передаточні числа редукторів потрібно вибирати за стандартним рядом (допустиме відхилення від номінального значення до $\pm 4\%$): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355.

Примітка 2. Відносні габаритні розміри, маса і вартість визначають на одну ступінь.

Примітка 3. Під час курсового проектування у приводах найчастіше використовують пружні (втулково-пальцеві, з тороподібною оболонкою тощо) і компенсуючі (кулачково-дискові, зубчасті тощо) муфти.

Для приводів транспортерів і конвеєрів можуть бути задані тягове (колове) зусилля F_t , Н і швидкість руху V , м/с тягового органу (стрічки чи ланцюга), обертовий момент T , Н·м на приводному валу робочого органу машинного агрегату і кутова швидкість ω , рад/с валу, діаметр барабану чи зірочки D , м, які є похідними від основних характеристик передач.

Обертові моменти T (Н·м):

$$\text{- на ведучому валу: } T_1 = \frac{1000P_1}{\omega_1} = 9550 \frac{P_1}{n_1}, \quad (1.3)$$

$$\text{- на веденому валу: } T_2 = \frac{1000P_2}{\omega_2} = 9550 \frac{P_2}{n_2}. \quad (1.4)$$

З урахуванням виразів (1.1)-(1.4)

$$\frac{T_2}{T_1} = u\eta \quad \text{або} \quad T_2 = T_1 u \eta. \quad (1.5)$$

Зв'язок між кутовою швидкістю валу з частотою його обертання виражається відомою залежністю:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (1.6)$$

Потужність P (кВт), яка витрачається на рух ланки передачі із коловою швидкістю V (м/с), визначають за формулою:

$$P = 10^{-3} FV = 10^{-3} T\omega. \quad (1.7)$$

Устаткування, прилади та інструменти

Для виконання роботи будуть потрібні:

- зразки приводів, редукторів, механічних передач, креслеників (рис. 1.3-1.6);
- штангенциркуль, лінійка.



Рис. 1.4. Зразки типових зубчастих і черв'ячних редукторів: *а* – циліндричний; *б* – конічний; *в* – черв'ячний

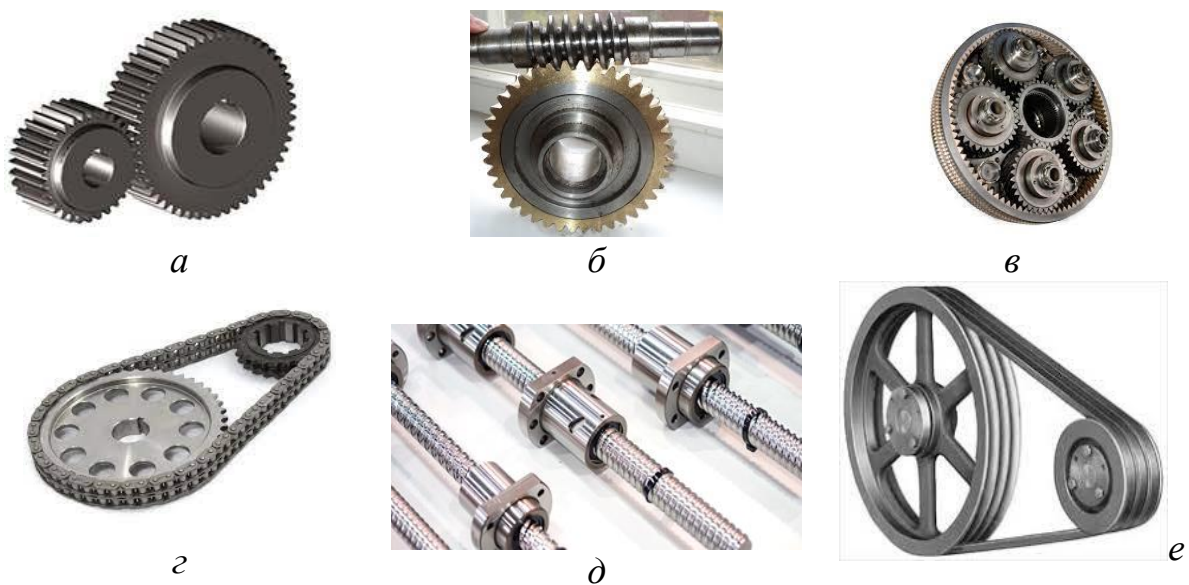


Рис. 1.5. Зразки типових механічних передач: *а* – циліндрична; *б* – черв'ячна; *в* – планетарна; *г* – ланцюгова; *д* – гвинт-гайка; *е* – пасова

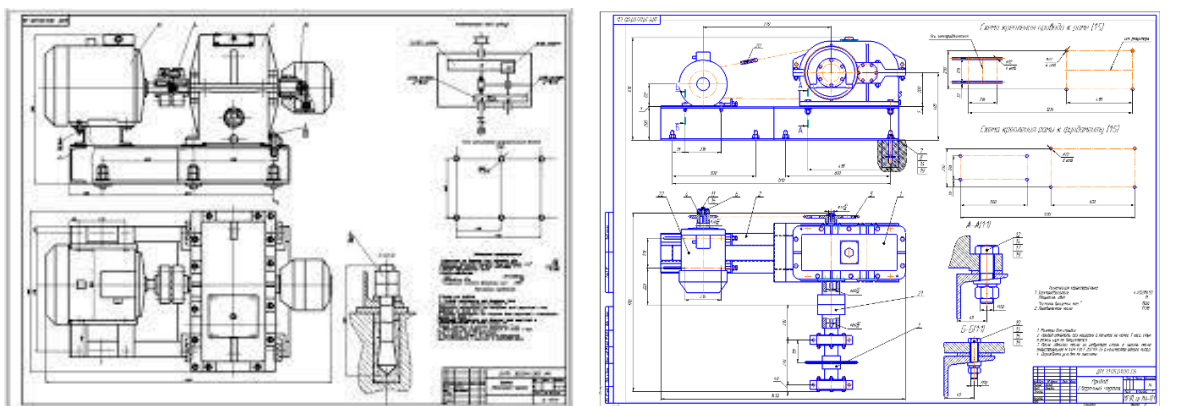
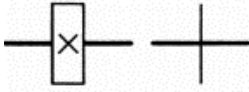
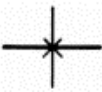
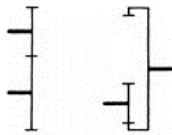
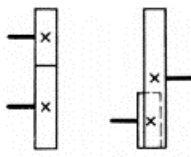
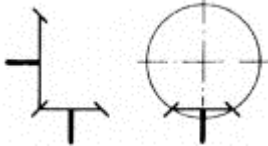
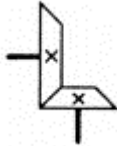
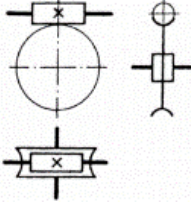
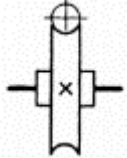
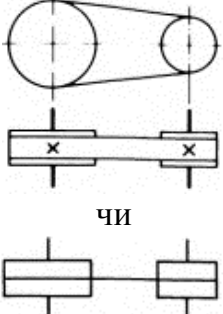
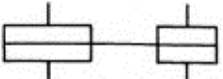
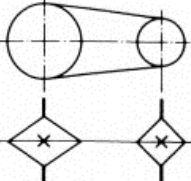


Рис. 1.6. Приклади креслеників загального виду

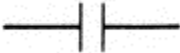
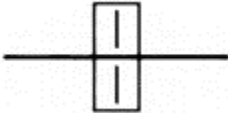
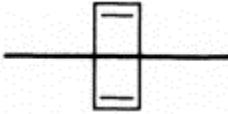
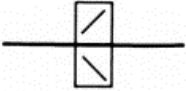
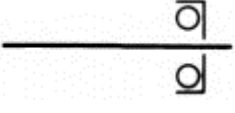
Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з будовою і технічними характеристиками (потужність і частота обертання електродвигуна, частота обертання вихідного валу приводу тощо), креслеником загального виду.
2. Накреслити кінематичну схему приводу. Умовні позначення елементів приводу прийняти стандартними за таблицею 1.2.
3. Визначити загальне передаточне число приводу і передаточні числа окремих механічних передач, що входять до його складу.
4. З урахуванням втрат в передачах і в інших елементах приводу (табл. 1.1), визначити потужності, що передаються валами приводу, частоту обертання і обертові моменти.
5. Результати вимірювань і обчислень занести в таблицю, виконати їх аналіз та побудувати відповідні графіки. Зробити висновки по роботі.
6. Оформити і захистити звіт з лабораторної роботи.

Таблиця 1.2. Графічні умовні позначення за ДСТУ ISO 3952-1...4:2018

Назва	Основне умовне позначення	Допустиме умовне позначення	Примітка
Вал, вісь			
Нерухоме з'єднання деталі з валом			
Циліндрична зубчаста передача			З прямими, косими і шевронними зубцями 
Конічна зубчаста передача			 З прямими
			 спіральними
			 круговими зубцями
Черв'ячна передача з циліндричним черв'яком			
Пасова передача без уточнення типу паса	 чи 		Плаский пас 
			Клиновий пас  Зубчастий пас  Круглий пас 
Ланцюгова передача без уточнення типу ланцюга			Ланцюг пластинчастий 
			Ланцюг зубчастий 

Продовження таблиці 1.2

Назва	Основне умовне позначення	Допустиме умовне позначення	Примітка
Муфти –загальне позначення (без уточнення типу)			За необхідності вказати тип муфти, використовують символи за ISO
Підшипник кочення радіальний			За необхідності вказати вид підшипника, використовують символи за ISO
Підшипник кочення упорний			За необхідності вказати вид підшипника, використовують символи за ISO
Підшипник кочення радіально-упорний			За необхідності вказати вид підшипника, використовують символи за ISO

Зміст звіту з лабораторної роботи

Звіт з лабораторної роботи повинен включати наступні розділи:

1. Назва лабораторної роботи та її мета.
2. Кінематична і конструктивна схеми приводу.
3. Результати вимірювань і обчислень кінематичних і силових характеристик на валах приводу.
4. Технічна характеристика та технічні вимоги до приводу
5. Аналіз отриманих результатів роботи та висновки.

Контрольні запитання

1. Яке призначення має механічний привод і з чого він складається?
2. Які задачі вирішуються в приводах за допомогою передач?
3. Які передачі у приводах виконують закритими? Як їх оформлюють конструктивно?
4. В яких випадках застосовують передачі гнучким зв'язком (пасові, ланцюгові)?
5. Як визначається ККД передач і загальний ККД приводу?
6. Як визначається загальне передаточне число приводу і окремих передач?
7. Як визначаються частоти обертання, потужності і обертові моменти на валах приводу? Який зв'язок існує між цими характеристиками?
8. Як визначаються колові, радіальні і осьові сили на валах передач?

Лабораторна робота № 2

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЙОГО ДЕТАЛЕЙ

Мета роботи – ознайомитись з основними конструкціями циліндричних зубчастих редукторів, з'ясувати порядок складання, розбирання та регулювання вузлів та призначення їх деталей, виміряти та розрахунковим шляхом визначити геометричні, кінематичні та силові параметри, скласти кінематичну схему, записати технічну характеристику та сформулювати технічні вимоги.

Основні теоретичні відомості

Зубчасті редуктори – це механізми, які містять зубчасті передачі, мають більше за 1 стале передаточне число, основним призначенням яких є передача на відстань механічного руху з перетворенням його параметрів (зниженням кутової швидкості з одночасним збільшенням обертового моменту). Загальне призначення передач може суміщатися з виконанням додаткових функцій, до яких відносять розподіл енергії від двигуна між виконавчими механізмами, перетворення видів руху (наприклад, обертового в поступальний чи навпаки), пуск, зупинка і реверс тощо.

Циліндричні редуктори [2] містять циліндричні зубчасті колеса і передають рух між паралельними валами. Їх використовують задля передачі потужностей понад 10^6 кВт. Колові швидкості зубчастих коліс у більшості випадків не перевищують 30 м/с, але в спеціальних конструкціях можуть досягати 150 м/с. Загальне передаточне число на одну ступінь редукування не перевищує $u = 6,3$, а ККД досягає значень $\eta = 0,96-0,98$.

Основними елементами зубчастих редукторів є зубчасті передачі, але крім них до складу зубчастих редукторів входять багато інших деталей таких, як вали, підшипники, шпонки, болти, шпильки, штифти, змащувальні пристрої, ущільнення, корпусні деталі тощо. Крім того, конструкції редукторів відрізняються значним різноманіттям. В залежності від числа ступенів передач редуктори поділяють на одно-, дво- і багатоступінчасті (рис. 2.1, *а, б, в*).



Рис. 2.1. Загальний вид циліндричного редуктора: *а* – одноступінчасті; *б* – двоступінчасті; *в* – триступінчасті

Одноступінчасті редуктори (рис. 2.1, *а*) є найбільш простими і дешевими у виготовленні, але їхнє передаточне число обмежене у передачах з прямими зубцями $u \leq 5$, косими чи з шевронними - $u \leq 6,3$.

Найбільше поширення мають двоступінчасті редуктори [2] (до 65% від загального числа). Їх передаточні числа лежать у діапазоні $u \leq 8-40$. Кінематичні схеми найбільш поширених двоступінчастих циліндричних редукторів наведені на рисунку 2.2. На схемах літерою Ш позначено швидкохідний (ведучий) вал редуктора, літерою Т - тихохідний (ведений) вал.

Двоступінчасті горизонтальні редуктори за розгорнутою схемою (рис. 2.2, *а*) відрізняє простота конструкції і мінімальний габарит по ширині, але внаслідок несиметричного розташування коліс на валах збільшується концентрація навантаження вздовж зубця. Тому вали таких редукторів

повинні мати підвищену жорсткість. Зменшити концентрацію навантаження можна за рахунок роздвоєння тихохідної ступені (рис. 2.2, *г*).

Співвісні редуктори [6] (рис.2.2, *б*, *д*) зручні в компонованні, мають мінімальний габарит по довжині. Зубчасті колеса на входному і вихідному валах розташовані симетрично, проте проміжний вал дещо подовжений.

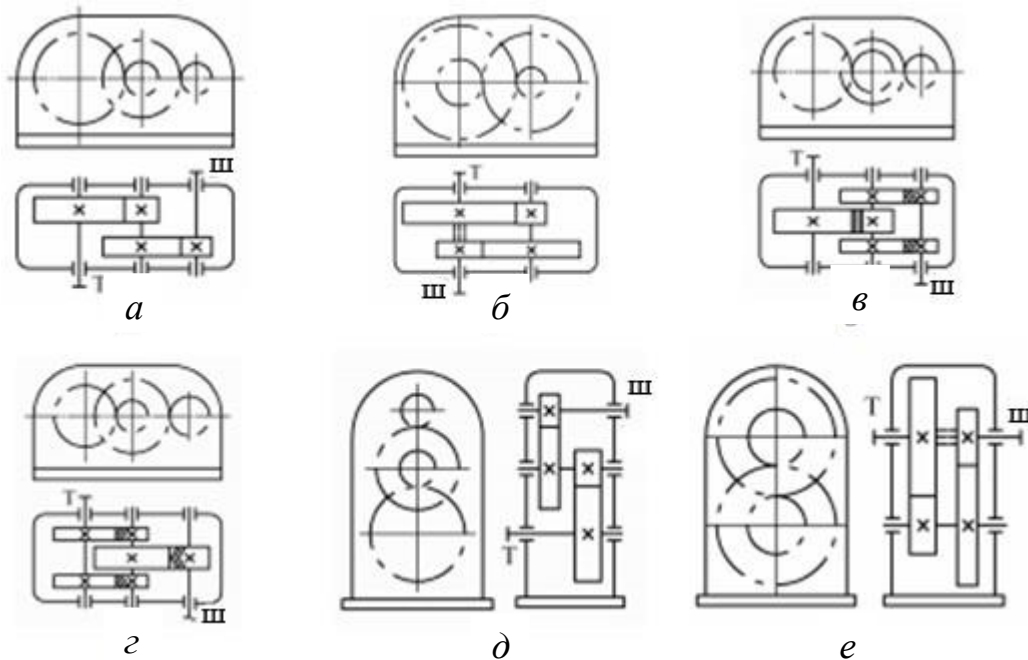


Рис. 2.2. Кінематичні схеми двоступінчастих циліндричних редукторів: *а* - за розгорнутою схемою горизонтальний; *б* - співвісний; *в* - з роздвоєним швидкохідним ступенем; *г* - з роздвоєним тихохідним ступенем; *д* - за розгорнутою схемою вертикальний; *е* - співвісний вертикальний

В співвісних редукторах швидкохідний ступінь недовантажений, оскільки сили у зачепленні коліс тихохідного ступеня, значно більші, ніж у швидкохідному, проте міжосьові відстані ступенів мають бути однаковими. У цьому полягає один з основних недоліків співвісних редукторів. Швидкохідний вал співвісного редуктора, повинен мати свободу осьового переміщення («плаваючий» вал), що забезпечується відповідною конструкцією підшипникових вузлів.

Редуктор з роздвоєним швидкохідним ступенем, що має зубчасті колеса з косими зубцями, показаний на рисунку 2.2, *в*. Тихохідний ступінь може мати зубчасті колеса з шевронними чи з прямими зубцями. Кінематична схема редуктора з роздвоєним тихохідним ступенем показана на рисунку 2.2, *г*. В редукторах з роздвоєним швидкохідним чи тихохідним ступенем колеса розташовані симетрично відносно опор, що зменшує концентрацію навантаження вздовж зубців.

Основні параметри зубчастих редукторів стандартизовані. Це полегшує й здешевлює їх серійне виробництво, а також спрощує компоновку нових варіантів шляхом використання стандартних вузлів і деталей.

Основною характеристикою розмірів зубців є модуль передачі, який дорівнює кроку на ділільному діаметрі зубчастого колеса поділений на число π . Модуль стандартизовано, тому він завжди повинен бути узгодженим з стандартним рядом:

Таблиця 2.1. Стандартні значення модулів зубчастих коліс

1-ий ряд, мм	...1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 25; 32; 40; 50; 60...
2-ий ряд, мм	...1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18...

Для зубчастих циліндричних передач з прямими зубцями модуль можна обчислити за формулою:

$$m = 2a_w / Z_C, \quad (2.1)$$

де a_w – міжосьова відстань передачі, мм; Z_C – сумарне число зубців.

В циліндричній передачі з косими зубцями стандартизовано нормальний модуль m_n . Він зв'язаний з торцевим модулем m_t , який

виміряють в коловому напрямку і як у зубчастих колесах з прямими зубцями обчислюють за формулою (2.1), співвідношенням:

$$m_n = m_t \cos \beta, \quad (2.2)$$

де β – кут нахилу лінії зубців.

Орієнтовно кут нахилу зубців можна визначити (рис. 2.3) за формулою:

$$\beta' = \arccos \frac{b}{l}, \quad (2.3)$$

де b і l – відповідно ширина вінця і довжина зубця колеса, мм, які можна виміряти штангенциркулем. Кут нахилу зубців β можна також безпосереднє виміряти за допомогою кутоміру чи на універсальному мікроскопі.

Напрямок зубців вважається правим, якщо гвинтова лінія піднімається зліва направо, якщо дивитися вздовж осі; лівим – навпаки.

Коефіцієнт ширини колеса за міжосьовою відстанню:

$$\psi_a = \frac{b}{a_w}. \quad (2.4)$$

Ділильний діаметр зубчастого колеса визначається за формулою:

$$d_i = m_i Z_i, \quad (2.5)$$

у яку для зубчастих коліс з косими зубцями слід підставити торцевий модуль m_t .

Діаметр вершин зубців:

$$d_a = d + 2m_n. \quad (2.6)$$

Діаметр западин:

$$d_f = d - 2,5m_n. \quad (2.7)$$

Передаточне число швидкохідної та тихохідної ступені відповідно є відношення числа зубців колеса до числа зубців шестірни:

$$u_{III} = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad u_T = \frac{Z_4}{Z_3}. \quad (2.8)$$

Загальне передаточне число редуктора:

$$u_P = u_{III} u_T. \quad (2.9)$$

Колова швидкість коліс визначається за формулою:

$$V = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}. \quad (2.10)$$

де n – частота обертання, хв.⁻¹, d – дільний діаметр зубчастого колеса, мм.

Обертний момент на валах (Н·м) визначають за формулою:

$$T = (d_k / K)^3, \quad (2.11)$$

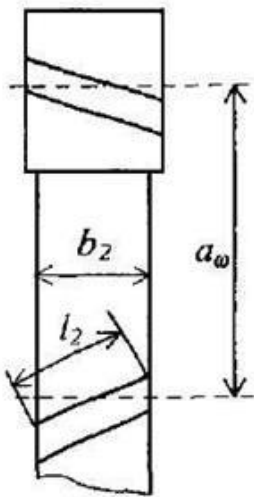


Рис. 2.3. Розміри косозубої передачі

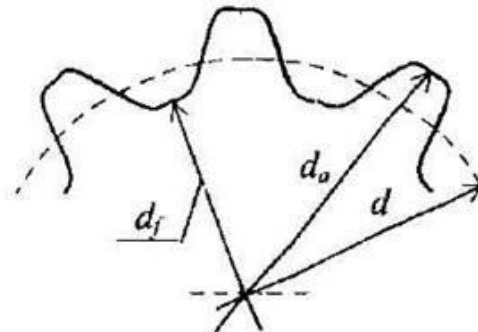


Рис. 2.4. Діаметри зубчастого колеса

де для швидкохідного і тихохідного валів d_k – діаметр консольної (кінцевої) ділянки валу, а для проміжного валу – діаметр ділянки під колесом швидкохідної ступені валу, мм; для швидкохідного валу приймають коефіцієнт $K = 7-8$, для проміжного валу $K = 6-7$, для тихохідного валу $K = 5-6$.

Сили у зачепленні, Н:

- колова $F_t = 2 \cdot 1000T / (m \cdot Z),$ (2.12)

- радіальна $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta,$ (2.13)

де $\alpha_w = 20^\circ$ – кут зачеплення;

- осьова $F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$ (2.14)

Вали служать для закріплення на них деталей і передають обертові моменти. Їх виконують гладкими і ступінчастими.

Ступінчаста форма валу спрощує складання, дозволяє раціонально використовувати метал за рахунок зменшення діаметрів менш навантажених ділянок, що забезпечує рівномірність конструкції. Уступи валу (галтелі) [2] служать для фіксації деталей в осьовому напрямку.

Гладкі вали мають один номінальний діаметр, а ділянки під різні деталі формуються допусками розмірів і шорсткістю поверхонь спряження.

Кінцеві ділянки валів виконують циліндричними чи конічними. Посадка деталей на конус забезпечує легкість складання і розбирання, можливість створення будь-якого натягу. Циліндричні кінці валів простіші у виготовленні.

Зубчасті колеса і вали виготовляють з вуглецевої (марок 35, 40, 45, 50 тощо за ДСТУ 7809:2015) і легованої сталі (марок 40Х, 45Х, 40ХН, 35ХМ тощо за ДСТУ 7806:2005), які мають високу міцність, значний модуль пружності і здатність до зміцнення.

Передачу обертового моменту від валу до маточин деталей виконують шпонковими, шліцьовими, профільними, посадкою з натягом (пресовими) з'єднаннями (рис. 2.5).

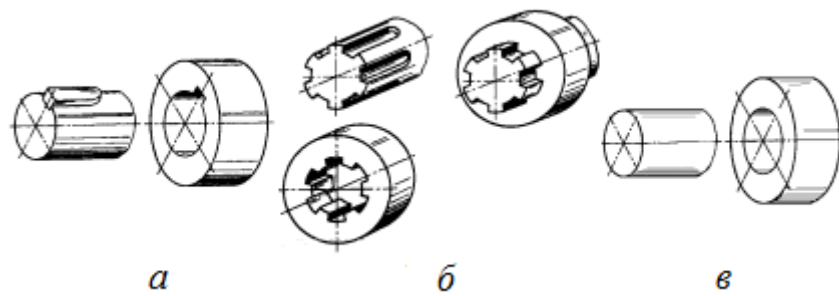


Рис. 2.5. З'єднання вал-втулка: *а* – шпонкове; *б* – шліцьове; *в* – пресове

Корпус служить опорою деталей вузлів редуктора, служить для захисту від забруднень і створення мастильної ванни. Для зручності складання корпус виконують роз'ємним. Площина роз'єму проходить через осі валів. Для забезпечення щільності стику під час складання її покривають тонким шаром герметика.

Конструктивним елементом корпусу є фланці [3]. Для з'єднання корпусу з кришкою їх розташовують вздовж контуру площини роз'єму редуктора. Фланець повинен мати ширину, що є достатньою для вільного розташування головки болта (чи гвинта) і повороту гайковим ключем.

Зубчасті передачі редукторів змащують рідкими мастильними матеріалами мінерального чи синтетичного походження. Основне призначення змащування – зменшити сили тертя, підвищити зносостійкість, відвести теплоту із зони контакту зубців. Змащення зачеплення за дії колових швидкостях до 15 м/с виконується картерним способом зануренням колеса у масляну ванну. Місткість ванни вираховується за умовою, яка передбачає наявність мастила в обсязі 0,3-0,7 л на 1 кВт потужності, що передається. Рівень занурення колеса повинен становити приблизно дві висоти зубця. У разі дії швидкостей менших 3 м/с використовують пластичні мастила, якими заповнюють простір всередині підшипникового вузла.

Для запобігання потрапляння разом з мастилом у підшипник продуктів зношування і надлишкового мастила підшипники захищають мастилозахисними шайбами. За умови використання пластичних мастильних матеріалів підшипник відділяють від картера мастило утримуючими кільцями з круговими чи гвинтовими канавками, стальними шайбами з центрувальним кільцем тощо.

Устаткування, прилади та інструменти

Редуктор циліндричний горизонтальний двоступінчастий, натурні зразки зубчастих коліс і їх моделі, штангенциркуль, лінійка. Зразки графічних конструкторських документів: складальних креслеників редуктора, робочих креслеників зубчастих коліс, валів, інших деталей. Зразки текстових конструкторських документів: пояснювальна записка, специфікація тощо.

Конструкція редуктора

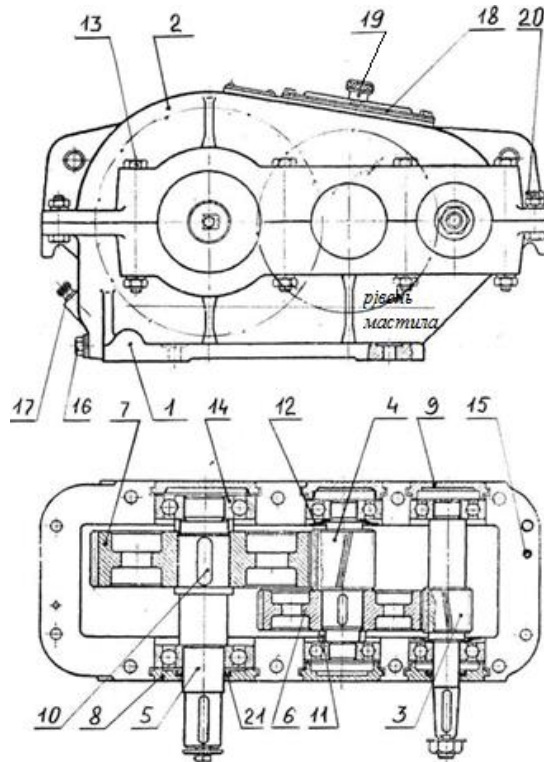
В лабораторній роботі використовується двоступінчастий циліндричний редуктор виконаний за розгорнутою схемою, конструкція якого представлена на рисунку 2.6.

Корпус редуктора рознімний, корпусні деталі – корпус 1 і кришка корпусу 2 виготовлені виливанням з сірого чавуну марки СЧ12 чи СЧ15 за ДСТУ EN 1561:2010. У корпусних деталях поблизу гнізд підшипників виконані бобишки, які дозволяють наблизити стяжні болти 13 до отворів під підшипники, додаючи цим жорсткості болтовому з'єднанню. Фіксація положення кришки редуктора відносно корпусу виконується двома штифтами 15 ще перед розточуванням отворів під підшипники. У верхньому поясі корпусу встановлений віджимний гвинт 20, який полегшує розбирання редуктора. Шестерня швидкохідної передачі з числом зубців Z_1

виконана за одне ціле з вхідним валом редуктора (вал-шестерня), колесо з числом зубців Z_2 - насаджене з натягом на проміжний вал-шестерню тихохідного ступеню.



a



б

Рис. 2.6. Циліндричний двоступінчастий редуктор: *a* – загальний вид; *б* – компоновка, де 1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – вал швидкохідний; 4 – проміжний вал; 5 – тихохідний вал; 6, 7 – колесо зубчасте; 8 – кришка наскрізна; 9 – кришка глуха; 10 – шпонка; 11 вал – дистанційне кільце; 12 – мастилозахисна шайба; 13 – болт; 14 – підшипник; 15 – штифт; 16 – пробка; 17 – мастилопоказчик; 18 – оглядовий люк; 19 – душник; 20 – віджимний гвинт; 21 – ущільнення

Тихохідна передача складається з валу-шестерні і колеса з числами зубців Z_3 і Z_4 та має аналогічне конструктивне вирішення.

Тихохідний вал 5 виготовлений окремо. Швидкохідний і проміжний вали 3, 4 – разом з зубчастими колесами (вали-шестерні).

Габаритні та приєднувальні розміри редуктора показано на рисунку 2.7.

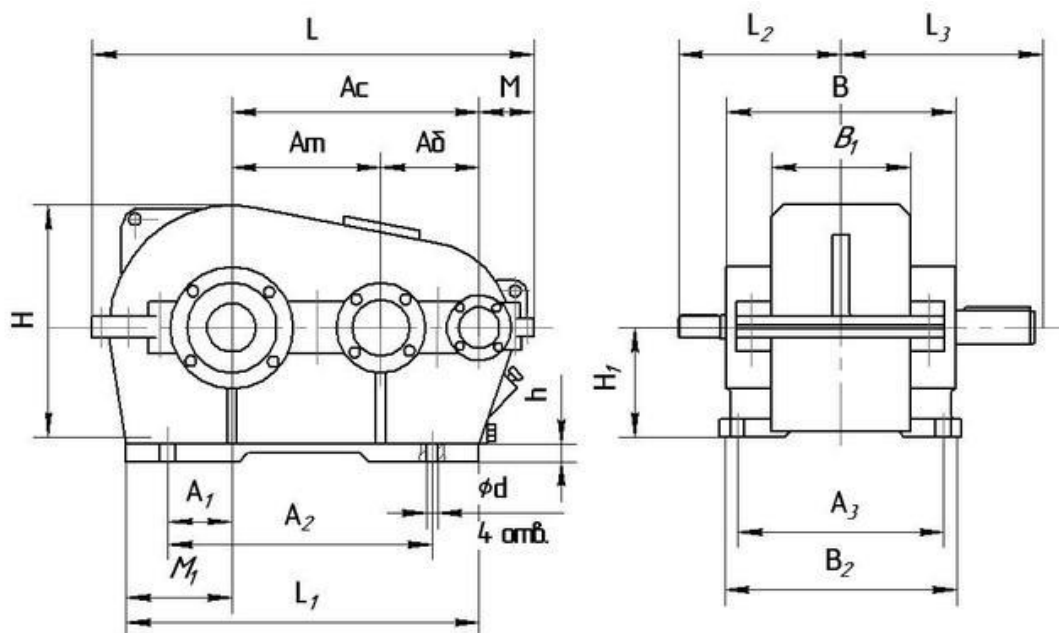


Рис. 2.7. Габаритні та приєднувальні розміри редуктора

У якості опор валів використовують радіальні чи радіально-упорні (конічні роликові) підшипники, які сприймають радіальні та осьові навантаження, що виникають у косозубих зубчастих передачах. Осьову фіксацію валів виконують за схемою «у розпір», за якою торці внутрішніх кілець підшипників впираються у буртики валу чи в розпірні втулки, а зовнішні торці зовнішніх кілець – у торці кришок підшипників. Конструктивно кришки підшипників виконують наскрізними і глухими. Для запобігання витікання мастила під час роботи в наскрізні кришки вбудовують ущільнення.

Якщо встановлені підшипники, які не регулюються, то для компенсації теплових деформацій між торцем кришки і зовнішнім кільцем підшипника передбачають $C = 0,2-0,5$ мм.

Внутрішні кільця підшипників встановлюють на вали з натягом для запобігання контактної корозії. Зовнішні кільця встановлюють у отвори корпусних деталей з нульовим чи невеликим зазором, який забезпечує осьові зміщення підшипника під час теплового видовження валу.

Зубчасті передачі редукторів змащують рідкими мастильними матеріалами мінерального чи синтетичного походження. Рівень занурення колеса повинен становити приблизно дві висоти зубця. Мастило заливають через оглядовий люк 18. Контролюють рівень мастила жезловим мастилопоказчиком 17. Для зливання відпрацьованого мастила в нижній частині корпусу передбачають отвір, який під час роботи закривають пробкою 16.

Змащення підшипників виконується за рахунок розбризкування мастила. Для запобігання переповненням мастилом підшипника перед ним з боку шестірні на швидкохідному і проміжному валах можуть встановлювати мастиловідбійні кільця.

Вирівнювання тиску всередині редуктора з атмосферним виконують душником 19.

Порядок виконання роботи

1. Провести зовнішній огляд редуктора. Зняти кришку. Вивчити будову редуктора і ознайомитись з конструкцією його основних деталей.

2. Накреслити кінематичну схему редуктора. За конструктивною схемою скласти специфікацію його основних деталей.

3. Заміряти габаритні, установочні і приєднувальні розміри редуктора, геометричні розміри зубчастих коліс і валів редуктора. Результати вимірювань занести у відповідні таблиці звіту з лабораторної роботи.

4. Обчислити основні параметри швидкохідної і тихохідної ступені, а також редуктора в цілому. Результати обчислень занести у протокол роботи.

5. Визначити тип встановлених на валах редуктора підшипників, ознайомитись з їхньою конструкцією, схемами установки, регулювання й змащення. З використанням довідників виписати їх основні розміри.

6. Ознайомитись з деталями, що обслуговують систему змащення редуктора (маслопоказчик, душник тощо). Визначити тип ущільнень валів і кришок редуктора.

7. Вивчити конструкцію корпусу й кришки редуктора, визначити розміри (рис. 2.7) їх елементів. За даними вимірювань скласти компоновальну схему редуктора і схему навантаження проміжного валу.

8. Оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи та її мета.
2. Кінематична і конструктивна схеми редуктора.
3. Таблиці результатів вимірювань і розрахунків основних параметрів редуктора.
4. Специфікація деталей редуктора.
5. Схема навантаження проміжного валу редуктора.
6. Технічна характеристика та технічні вимоги до редуктора.
7. Аналіз отриманих результатів роботи і висновки.

Контрольні запитання

1. У чому полягає мета роботи?
2. Який механізм називається редуктором і яке призначення він має?
3. Які основні схеми зубчастих двоступінчастих циліндричних редукторів використовуються? Охарактеризуйте кожну з них.

4. Як визначається загальне передаточне число редуктора і передаточні числа швидкохідної і тихохідної зубчастих передач?
5. Як змінюються частоти обертання і обертальні моменти на сусідніх валах редуктора?
6. Як змінюється потужність на валах передач редуктора?
7. Що таке модуль зубчастої передачі?
8. Які переваги і недоліки мають зубчастої передачі з косими зубцями?
9. Яка залежність є між торцевим і нормальним модулем у зубчастій передачі з косими зубцями? Який з модулів стандартизований?
10. Як визначаються модуль, кут нахилу і напрямок зубців, діаметри зубчастих коліс?
11. Які типи підшипників використані в опорних вузлах редуктора, за якою схемою вони встановлені і яке навантаження сприймають?
12. Які способи змащення зачеплення і підшипникових вузлів застосовують у редукторах?
13. Яке призначення мають оглядовий отвір, мастилопоказчик, мастиловідбійні кільця?
14. Як у редукторі виконують ущільнення валів?
15. Яку роль в конструкції редуктора виконують штифти?
16. Чому в площині роз'єму корпусних деталей редуктора не встановлюють гумову прокладку?

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ І ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНІЧОГО ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи – ознайомитись з конструкцією конічного зубчастого редуктора; з'ясувати призначення основних деталей, а також порядок складання, розбирання та регулювання вузлів; виміряти та розрахунковим шляхом визначити геометричні, кінематичні та силові параметри; скласти кінематичну схему, записати технічну характеристику та сформулювати технічні вимоги.

Основні теоретичні відомості

Конічні зубчасті редуктори (рис. 3.1) застосовують, якщо за умовами компоновки механізму потрібно передати рух між валами, геометричні осі яких перетинаються під деяким кутом (найчастіше 90°).

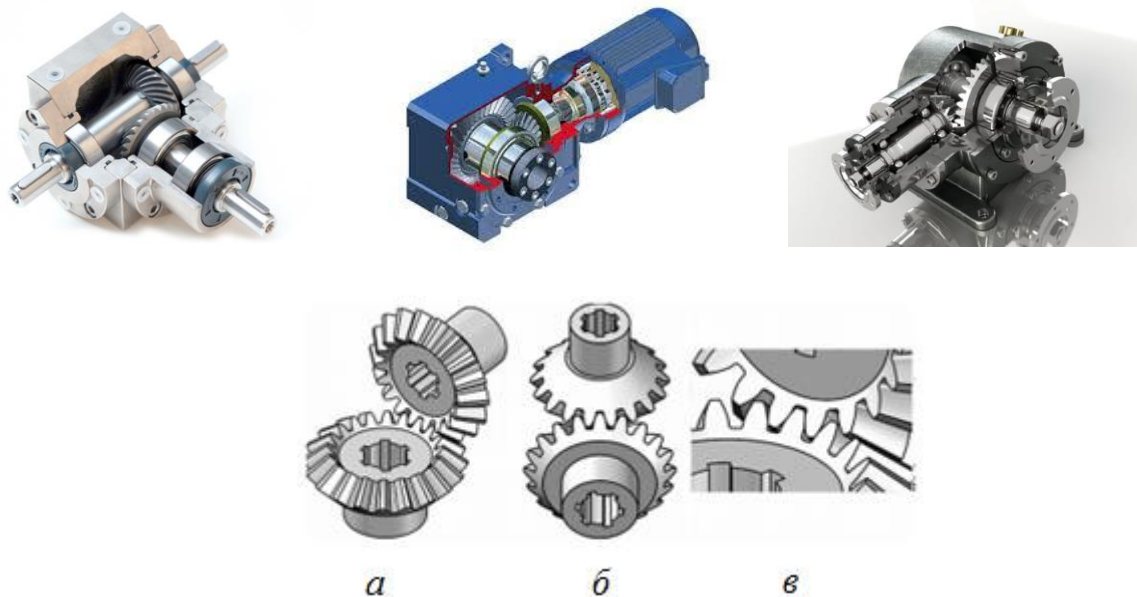


Рис. 3.1. Конічні зубчасті редуктори і конічна зубчаста передача (ЗП):
а – загальний вид ЗП; *б* – вид на зовнішні контури зубців ЗП; *в* – зона контакту ЗП

Конічні передачі [3] складніші від циліндричних у виготовленні та монтажі. Для нарізування зубців таких коліс потрібне спеціальне обладнання та інструменти, а під час монтажу слід забезпечити збіг вершин конусів з точкою перетину осей валів. Виготовити конічну ЗП з одним і тим же ступенем точності значно важче за циліндричну. Перетин осей ускладнює конструкцію внаслідок консольного розташування шестерні. Навантажувальна здатність передачі складає 0,85 від еквівалентної циліндричної передачі.

Конічні колеса (рис. 3.2) частіше виконують з прямими або з коловими зубцями. Прямозубі передачі застосовують за окружних швидкостей до 3 м/с, а при більш високих швидкостях - з коловими зубцями. Конічні колеса з тангенціальними зубцями застосовують рідше через складність виготовлення і контролю.

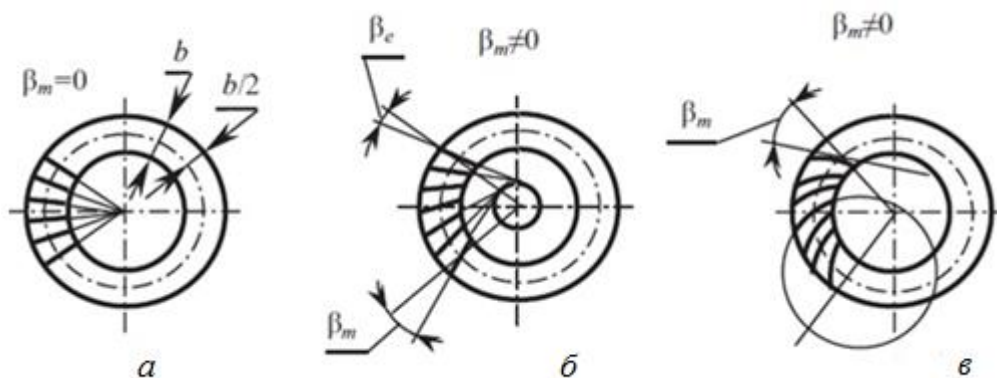


Рис. 3.2. Форми конічних коліс за напрямом зубців: *а* - з прямими; *б* - з косими (тангенціальними); *в* - з коловими зубцями

Основним розрахунковим параметром передачі є модуль зачеплення m . В залежності від його значення застосовують наступні осьові форми зубців (рис. 3.3):

– у зубців, що пропорційно знижуються (рис. 3.3, *а*; форма І), вершини ділального конусу, конусів виступів і западин зубців співпадають.

Застосовуються для коліс з прямими і тангенціальними зубцями, а також для колових зубців за $m = 2-2,5$ мм;

– у зубців, що знижуються (рис. 3.3, б; форма II) вершини ділильного конусу, конусів виступів і западин зубців не співпадають. Форма II є основною для коліс з коловими зубцями за $m = 0,4-2,5$ мм;

– у рівновисоких зубців (рис. 3.3, в; форма III) твірна ділильного конусу, конусів западин і вершин зубців паралельні. Цю форму застосовують для коліс з коловими зубцями за $m = 0,4-2,5$ мм.

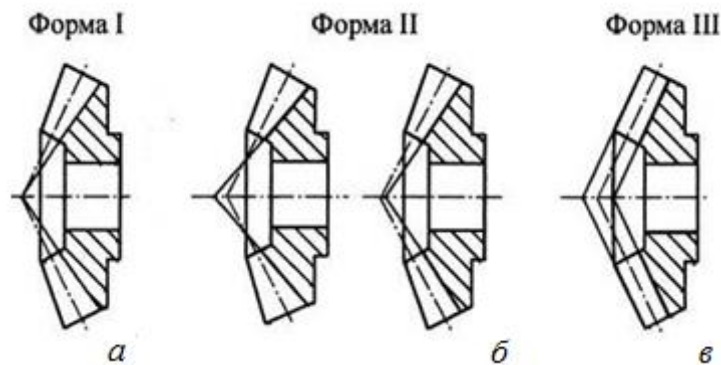


Рис. 3.3. Форми зубців в осьовому перерізі: а - зубці, що пропорційно знижуються; б - зубці, що знижуються; в - рівновисокі зубці

У конічних колесах розрізняють наступні основні модулі:

– з прямими зубцями: m_m (m) – середній коловий, m_e – зовнішній коловий (за потреби стандартизується);

– з коловими зубцями: m_{nm} – середній нормальний (за потреби стандартизується), m_{tm} – середній коловий;

– з тангенціальними зубцями: m_{te} – зовнішній коловий (за потреби стандартизується), m_{ne} – зовнішній нормальний.

Площа поперечного перетину зуба змінюється в залежності від перерізу. Тому розглядають два основні торцеві перерізи: зовнішній та середній. Розміри, що мають відношення до зовнішнього торцевого перерізу

позначаються індексом e , а розміри у середньому перерізі – m . Зовнішні розміри вказують на робочих кресленнях (їх зручно вимірювати). Внутрішні розміри використовують у силових розрахунках передачі.

Основні розміри конічної передачі наведені на рисунку 3.4.

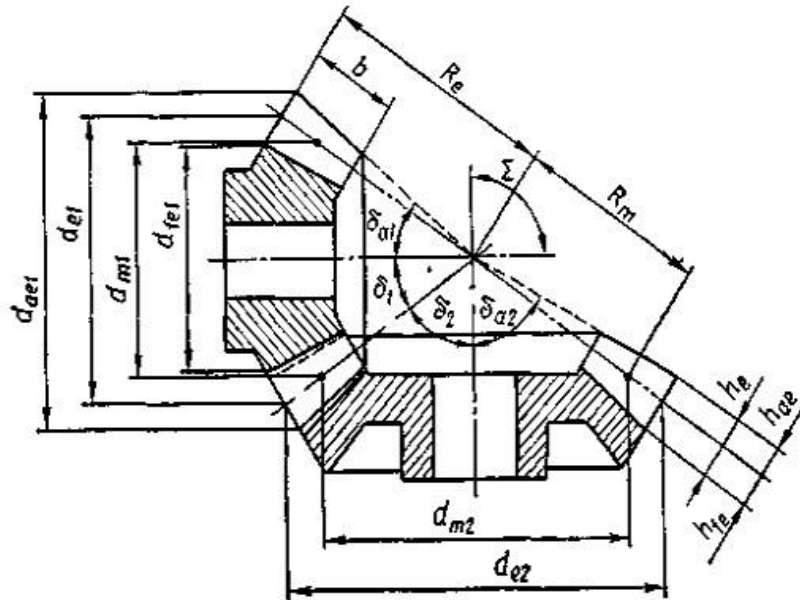


Рис. 3.4. Схема і основні розміри конічної передачі

До основних геометричних параметрів передачі відносять:

δ_1, δ_2 – кути ділительних конусів;

R_e, R_m – зовнішня та середня конусна відстань;

b – ширина вінця конічного зубчатого колеса;

d_m – діаметр основи ділительного конуса в середньому перетині;

d_e – діаметр основи ділительного конуса в зовнішньому перетині.

Зв'язок розмірів в середньому та зовнішньому торцевому перерізах визначається співвідношенням:

$$R_e = R_m + 0,5b, \quad (3.1)$$

$$d_e = d_m \frac{R_e}{R_m} (d_m = m_{tm} z - \text{прямозуба} \cdot \text{передача}), \quad (3.2)$$

$$m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m}, \quad (3.3)$$

Передаточне число передачі:

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{OP \sin \delta_2}{OP \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}$$

У ортогональній передачі ($\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$):

$$u = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1, \quad (3.4)$$

Величину передаточного числа використовують для визначення кутів ділительних конусів.

Розміри вінців конічних шестерні та колеса:

$$\text{- зовнішні ділительні діаметри } d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2, \quad (3.5)$$

- зовнішні діаметри вершин зубців:

$$\begin{aligned} d_{ae1} &= d_{e1} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, \\ d_{ae2} &= d_{e2} + 2h_{ae} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2, \end{aligned} \quad (3.6)$$

- зовнішні діаметри впадин:

$$\begin{aligned} d_{fe1} &= d_{e1} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_1 = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1, \\ d_{fe2} &= d_{e2} - 2h_{fe} \cdot \cos \delta_2 = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2, \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$\text{- зовнішня конусна відстань} \quad R_e = 0,5 m_e z_c; \quad (3.8)$$

- коефіцієнт ширини зубчастого вінця

$$K_{be} = b/R_e = 0,25 \dots 0,30; \quad (3.9)$$

- ширина зубчастого вінця $b = K_{be} R_e$, але за умови, що $b \leq 10m_e$;

- середня конусна відстань $R_m = R_e - 0,5b$;

$$\text{- середній коловий модуль зубців} \quad m_m = m_e \cdot R_m / R_e; \quad (3.10)$$

- середні ділительні діаметри шестерні та колеса

$$d_{m1} = m_m z_1; \quad d_{m2} = d_{m2} m_m z_2;$$

Сили в зачепленні [5] конічної передачі визначають за розмірами середніх перерізів зубців, у яких лежить точка прикладання сили F_n спрямованої перпендикулярно поверхні зубця (рис. 3.5). Силу F_n розкладають на складові: колову силу F_t , радіальну F_r та осьову F_a .

Колова сила, Н, на середньому діаметрі ведучого і веденого зубчастих коліс d_{m1} і d_{m2} , мм, конічної передачі з прямими зубцями за T_1 і T_2 , Н·мм:

$$F_t = F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} ; \quad (3.11)$$

У передачі з прямим зубцями ($\alpha = 20^\circ$):

- осьова сила, Н, на шестірні дорівнює радіальній силі на колесі:

$$F_{a1} = F_t \tan \alpha_w \sin \delta_1 , \quad (3.12)$$

- радіальна сила, Н, на шестерні дорівнює осьовій силі на колесі:

$$F_{r1} = F_t \tan \alpha_w \cos \delta_1 . \quad (3.13)$$

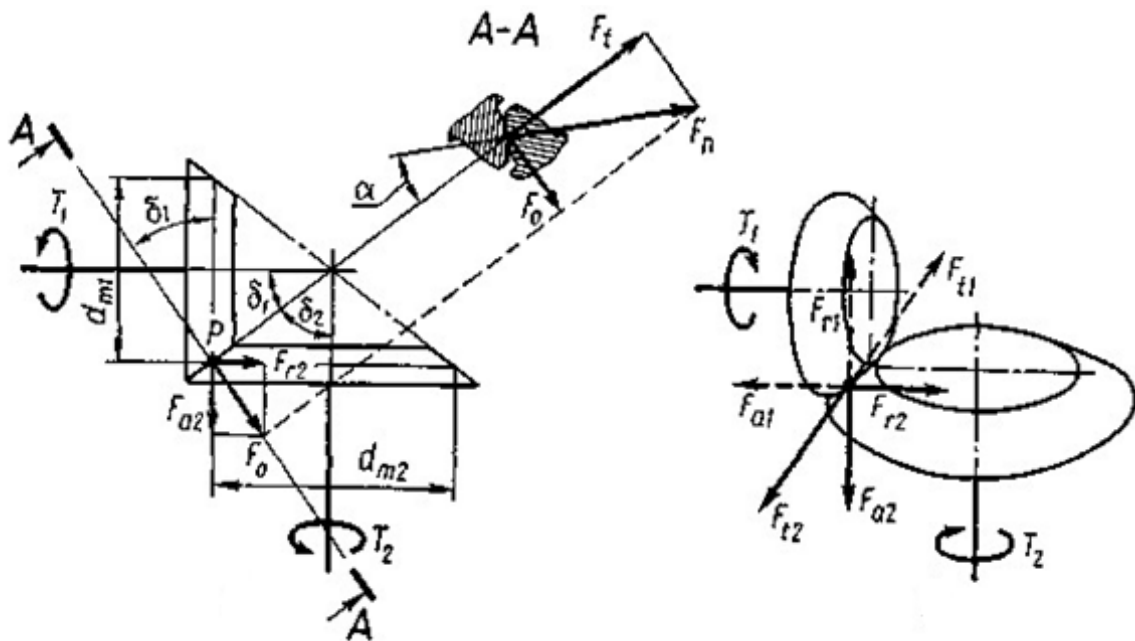


Рис. 3.5. Схема дії сил в зачепленні конічної передачі

Основні конструктивні елементи конічного колеса: обід, маточина і диск – показані на рисунку 3.6, а. Конструктивні форми конічних зубчастих

коліс із зовнішнім діаметром вершин зубців $d_{ae} < 120$ мм (рис. 3.6, б), а з діаметром $d_{ae} > 120$ мм (рис. 3.6, в).

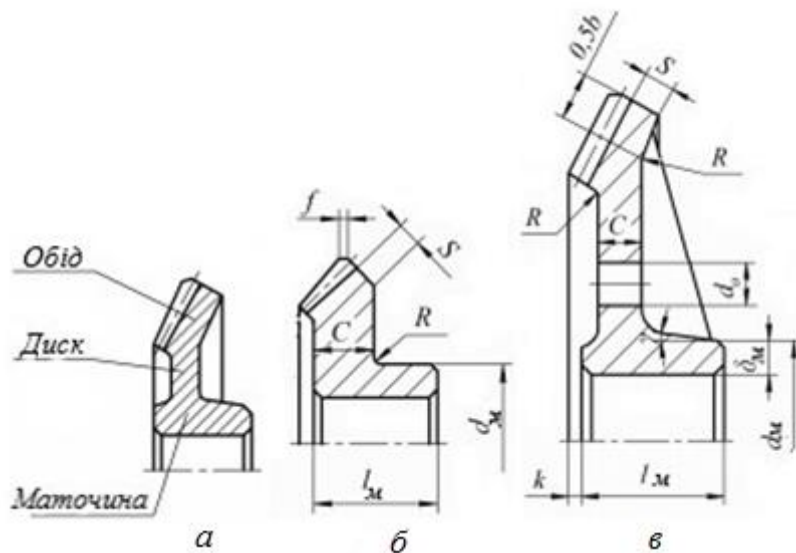


Рис. 3.6. Конструктивні форми і елементи зубчастого конічного колеса: а – основні конструктивні елементи конічного колеса; б – при $d_{ae} < 120$ мм; в – при $d_{ae} > 120$ мм

Рекомендують приймати: $l_m = (1,2-1,5)d$; $d_m = 1,55d$; $S = 2,5m_e$; $\delta_m \approx 0,3d$; $d_o \geq 25$ мм; $R \geq l-10$; $\gamma \geq 7^\circ$. Колеса менших діаметрів виготовляють з круглого прокату, більших – вільним куванням з наступною токарною обробкою.

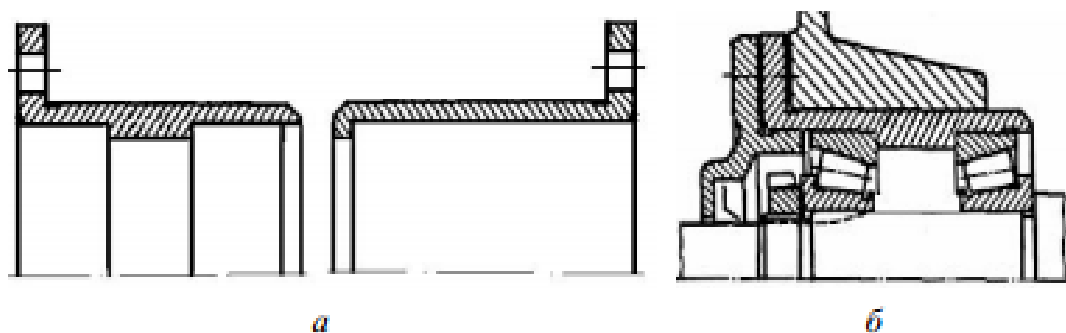


Рис. 3.7. Стакан: а – варіанти конструкції; б – приклад виконання

Конічні редуктори мають такі самі основні деталі і вузли, що й циліндричні. Відмінності полягають у встановленні ведучого валу

редуктора, який встановлюють у стакан, а останній, в свою чергу, розташовується в корпусі редуктора і служить для розміщення підшипників (рис. 3.7, а). В підшипниковому вузлі валу-шестерні конічної передачі наявність стакану є обов'язковою – за його допомогою виконують регулювання зубчастого зачеплення (рис. 3.7, б).

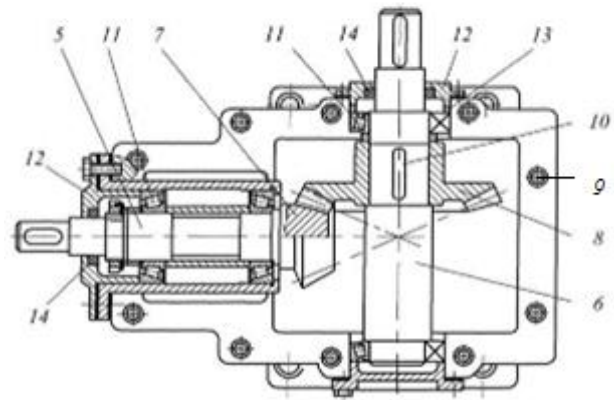
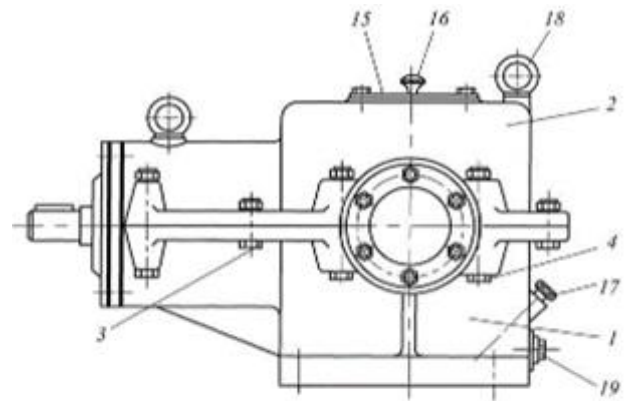
Устаткування, прилади та інструменти

Редуктор конічний одноступінчастий, натурні зразки зубчастих коліс і їх моделі, штангенциркуль, лінійка, зразки графічних конструкторських документів: складальних креслеників редуктора; робочих креслеників зубчастих коліс, валів, інших деталей; зразки текстових конструкторських документів: пояснювальної записки, специфікацій тощо.

Конструкція редуктора

Редуктор (рис. 3.8) має розбірну конструкцію і складається з корпусу 1 і кришки корпусу 2, з'єднаними між собою стяжними болтами 3 і 4. В середині корпусу розташовані ведучий вал - шестерня 7 і зубчасте колесо 8, насаджене на ведений вал 6 і зафіксоване на ньому шпонкою 10. Вали спираються на конічні радіально-упорні підшипники 11, що встановлені за схемою у розпір і закриті кришками підшипників. В наскрізних кришках підшипників встановлені гумові манжетні ущільнення 14. Для огляду зачеплення і заливання мастила в кришці корпусу передбачений оглядовий отвір, закритий кришкою 15, в якій для редукторів, що мають значне тепловиділення, закріплений душник 16. Рівень мастила в редукторі контролюється мастилопоказчиком 17. Для піднімання редуктора передбачені рим – болти 18. В нижній частині корпусу зроблений мастилозливний отвір, закритий пробкою 19.

Змащення зачеплення виконується зануренням колеса в мастильну ванну.



а

б

Рис. 3.8. Конічний зубчастий редуктор: *а* – загальний вид; *б* – конструктивна схема, де 1 – корпус; 2 – кришка корпусу; 3 – стяжний болт; 4 – стяжний болт; 5 – ведучий вал; 6 – ведений вал; 7 – шестерня; 8 – зубчасте колесо; 9 – болт; 10 – шпонка; 11 – підшипник; 12 – кришка наскрізна; 13 – кільце; 14 – ущільнення; 15 – оглядовий люк; 16 – душник; 17 – мастилопоказчик; 18 – рим – болт; 19 – пробка

Під час збирання редуктора потрібно виконати регулювання трьох позицій:

- радіального зазору в підшипниках ведучого валу;
- осьового положення веденого валу;
- радіального зазору в зубчастому зачепленні.

Регулювання радіального зазору у підшипниках ведучого валу 5 виконується набором тонких мірних металевих прокладок, що встановлюються між фланцями наскрізної кришки 12 і стакану.

Для регулювання осьового положення веденого валу 6 підбирають мірні металеві прокладки, які встановлені між корпусом і підшипниковими кришками. Перестановкою частини прокладок з однієї сторони до іншої виконують переміщення валу в осьовому напрямку, добиваються потрібного співпадіння вершин ділільних конусів шестерні і колеса після складання редуктора.

Регулювання радіального зазору в зачепленні також виконують металічними регулювальними прокладками, що встановлюють між корпусом редуктора і фланцем стакану, що дозволяє переміщати вал в осьовому напрямку.

Правильність складання редуктора перевіряється поворотом ведучого і веденого валів. У правильно зібраного редуктора вали повинні легко провертатися рукою без відчутних осьових і радіальних люфтів.

Порядок виконання роботи

1. Провести зовнішній огляд редуктора. Зняти кришку. Вивчити будову редуктора і ознайомитись з конструкцією його основних деталей.

2. Накреслити кінематичну схему редуктора. За конструктивною схемою скласти специфікацію його основних деталей.

3. Заміряти габаритні, установочні і приєднувальні розміри редуктора, геометричні розміри зубчастих коліс і валів редуктора. Результати вимірювань занести у відповідні таблиці звіту з лабораторної роботи.

4. Обчислити основні параметри зубчастих коліс, валів, корпусних деталей. Результати обчислень занести у звіт з роботи.

5. Визначити тип встановлених на валах редуктора підшипників, ознайомитись з їхньою конструкцією, схемами установки, регулювання й змащення. З використанням довідників виписати їх основні розміри.

6. Ознайомитись з деталями, що обслуговують систему змащення редуктора (маслопоказчик, душник тощо). Визначити тип ущільнень валів і кришок редуктора.

7. Вивчити конструкцію корпусу й кришки редуктора, визначити розміри їх елементів. За даними вимірювань скласти компоновальну схему редуктора і схему навантаження проміжного валу.

8. Оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

Звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені наступні розділи:

1. Назва лабораторної роботи та її мета.
2. Кінематична і конструктивна схеми редуктора.
3. Таблиці результатів вимірювань і розрахунків основних параметрів редуктора.
4. Специфікація деталей редуктора.
5. Схема навантаження проміжного валу редуктора.
6. Технічна характеристика та технічні вимоги до редуктора
7. Аналіз отриманих результатів роботи і висновки.

Контрольні запитання

1. В яких випадках застосовують конічні зубчасті передачі?
2. Які існують конічні зубчасті колеса за формою зубців?
3. Які осьові форми зуба застосовують для ортогональних конічних передач?

4. Якими перевагами володіють конічні колеса з круговими зубами в порівнянні з прямозубими?
5. У яких розрахунках використовують значення характеристик у середньому торцевому перерізі конічного зачеплення?
6. У яких розрахунках використовують значення характеристик у зовнішньому торцевому перерізі конічного зачеплення?
7. За яким параметрам конічної зубчастої передачі можна отримати оцінку передаточного числа?
8. За якими схемами встановлюють підшипники в конічних редукторах?
9. Які регулювання виконують в конічному зубчастому редукторі?
10. Яким чином регулюють зачеплення в конічних редукторах?
11. Як перевірити якість регулювання конічного зубчастого зачеплення?
12. Яке призначення має оглядовий люк, мастиловідбійні кільця?
13. Навіщо в редукторі встановлений душник?
14. З якою метою у фланцях редуктора встановлені штифти?
15. Яку конструкцію мають ущільнювальні пристрої?
16. Які деталі встановлюють для запобігання витіканню мастильного матеріалу через наскрізні кришки?

Лабораторна робота №4

РОЗБИРАННЯ І СКЛАДАННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи – вивчити конструкцію черв'ячного редуктора, визначити параметри черв'ячного зачеплення, ознайомитись з регулюванням зачеплення і з регулюванням зазорів у підшипниках кочення

Основні теоретичні відомості

Черв'ячні редуктори (рис. 4.1) служать для передачі обертального руху між двигуном і робочим органом машини з мимобіжними у просторі валами, зі зниженням частоти обертання вихідного валу і відповідного підвищення обертового моменту [1]. Зазвичай, використовують ортогональні передачі, осі яких утворюють прямий кут, але це не є обов'язковим. Кут 90^0 є зручним для компонування машин. Ведучим у передачі є черв'як – зубчате колесо схоже на гвинт з трапецієподібною різьбою з малим числом зубців ($Z_1=1-4$). Зубці черв'ячного колеса для збільшення довжини контактних ліній з черв'яком в осьовому перерізі мають форму дуги.

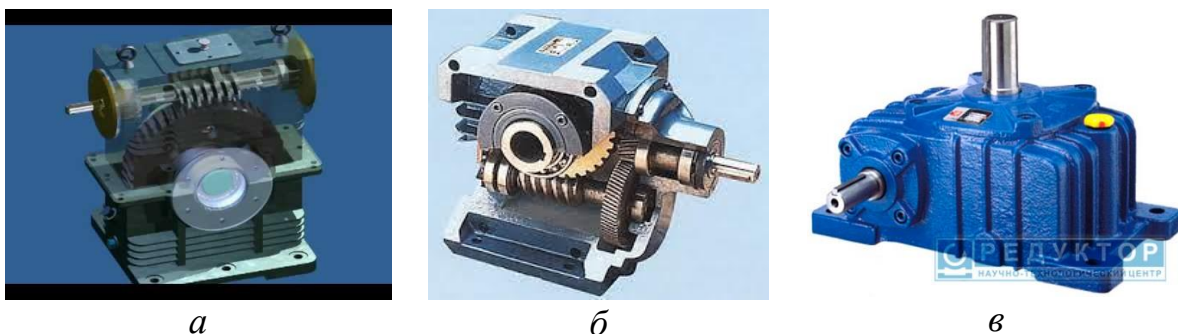


Рис. 4.1. Черв'ячний редуктор: *а* – верхнє; *б* – нижнє; *в* – бокове розташування черв'яка

Черв'ячна передача є різновидом гвинтової зубчастої передачі, рух у якій перетворюється за принципом гвинтової пари з притаманним їй підвищеним ковзанням.

До основних переваг черв'ячної передачі відносять можливість отримання великих передаточних чисел в одному ступені (до 63-80 у силових передачах і до 1000 у кінематичних), плавність і безшумність роботи, можливість самогальмування (рух у таких передачах передається тільки в напрямку від черв'яка до колеса, що дозволяє виконати механізм без додаткових гальмівних пристроїв), а також можливість отримання точних і невеликих переміщень.

Серед недоліків в першу чергу відмічають відносно низький ККД обумовлений підвищеним ковзанням витків черв'яка вздовж зубців колеса. Ковзання супроводжується значним виділенням теплоти в зачепленні, яке веде до суттєвого зростання температури. У передачах виникає підвищене зношування, схильність до захоплювання і затинання. Звідси витікає необхідність використання для виготовлення вінців колеса дорогих антифрикційних матеріалів.

Схеми розташування черв'яка наведені та його геометричні параметри наведені на рисунках 4.2 та 4.3.

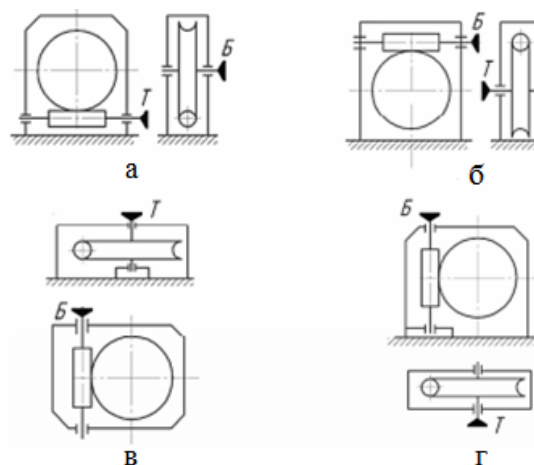


Рис. 4.2. Кінематичні схеми черв'ячних редукторів: а – нижнє; б – верхнє; в, г – бокове розташування черв'яка

Вказані недоліки обмежують використання черв'ячних редукторів за потужністю – за умови безперервної дії їх нерационально використовувати для передавання потужностей, більших за 30 кВт, а за дії повторно-короткочасних режимів – до 50 кВт.

Найпоширеніше використання черв'ячні редуктори мають у механізмах періодичної дії в умовах відносно низьких швидкостей підйомно-транспортних машин, коробок передач верстатів, механізмів переміщень, регулювання і керування.

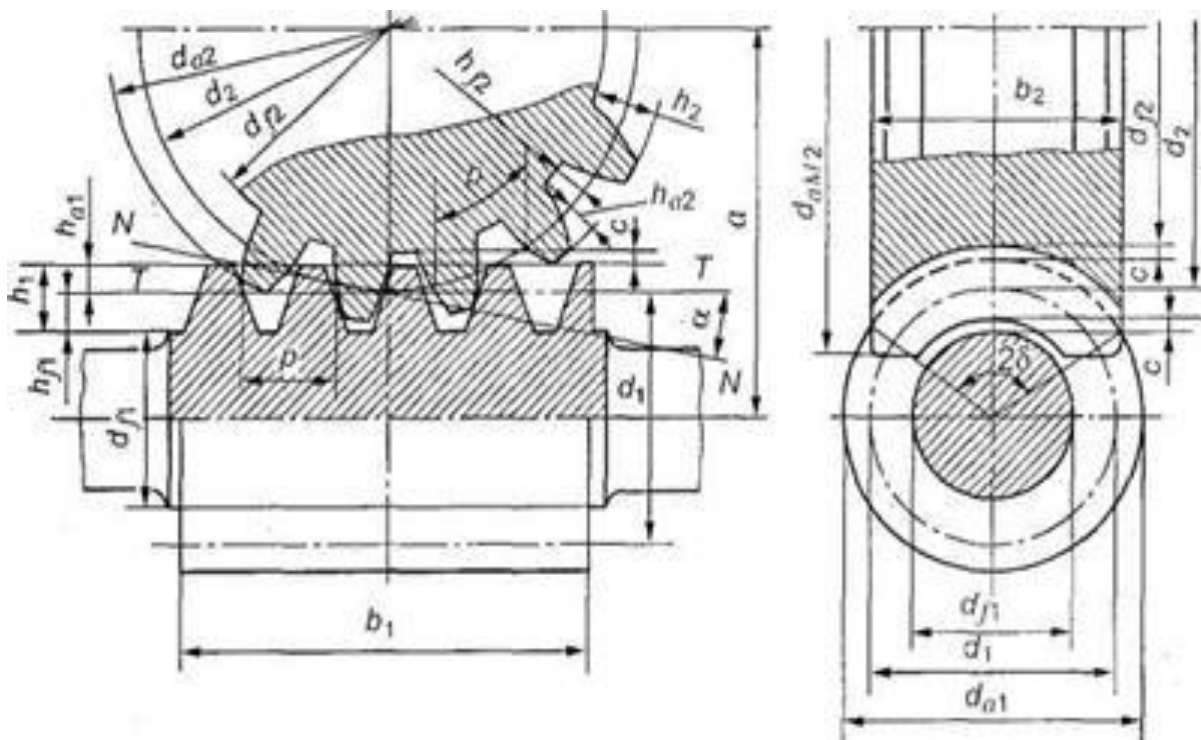


Рис. 4.3. Основні геометричні параметри передачі

Основними параметрами черв'ячної передачі (рис. 4.3) є:

- число витків (заходів) черв'яка легко визначити, якщо подивитися на нього з торця. Кількість ниток різьби, що починається з торця гвинта, і становить число його витків. Число витків черв'яка складає $Z_1 = 1; 2$ чи 4 ($Z_1 = 3$ стандартом не передбачене);
- передаточне число

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad (4.1)$$

де Z_2 - число зубців черв'ячного колеса.

В черв'ячній передачі розрахунковим є осьовий модуль черв'яка m , який співпадає за величиною з торцевим модулем черв'ячного колеса. Модуль стандартизовано (табл. 4.1).

Таблиця 4. 1. Ряди стандартних модулів передачі m , мм

1-ий ряд:	1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0;
2-ий ряд:	1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0;
3-ий ряд:	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 4,5; 9,0; 11,0; 14,0; 18,0; 22,0.

Примітка: 1-му ряду потрібно надавати перевагу перед 2-им. Модулі 3-го ряду допускається застосовувати у технічно обґрунтованих випадках для нормалізованих редукторів загальномашинобудівного застосування.

- ділительний діаметр черв'яка, мм:

$$d_1 = mq, \quad (4.2)$$

де q - коефіцієнт діаметру черв'яка (табл. 4.2), який з метою скорочення номенклатури зуборізного інструмента також стандартизовано.

Таблиця 4.2. Ряди стандартних коефіцієнтів діаметру черв'яка q

1-ий ряд:	6,3; 8; 10; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;
2-ий ряд:	7,1; 9; 11,2; 14; 18; 22,4.

Примітка: 1-му ряду потрібно надавати перевагу перед 2-им. За стандартам допускається застосовувати $q = 7,5$ и $q = 12,0$.

- розрахунковий крок черв'яка, мм $p = \pi m$; (4.3)

- хід гвинта, мм: $t_h = pZ_1$; (4.4)

- кут профілю для евольвентних, архімедових і конволютних черв'яків становить $\alpha = 20^\circ$, для нелінійчатих черв'яків, що нарізають фрезами торовидної форми, $\alpha = 22^\circ$;

- діаметр вершин витків черв'яка, мм:

$$d_{a1} = d_1 + 2m ; \quad (4.5)$$

- діаметр западин витків черв'яка, мм:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m ; \quad (4.6)$$

- довжину нарізаної частини черв'яка, мм, приймають в залежності від числа його витків:

$$\text{за } Z_1 = 1; 2 \quad b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m, \quad (4.7)$$

$$\text{за } Z_1 = 4 \quad b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m \quad (4.8)$$

Для черв'яків з шліфованими поверхнями витків отримане за наведеними формулами значення довжини нарізаної частини збільшують на 25 мм, якщо $m < 10$ мм і на 35-40 мм, якщо $m = 10-16$ мм.

- Кут підйому гвинтової лінії на ділильному циліндрі черв'яка:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{Z_1}{q} ; \quad (4.9)$$

- для черв'яка в передачі зі зміщенням:

діаметр початкового кола, мм:

$$d_{w1} = m(q + 2x) , \quad (4.10)$$

де x – коефіцієнт зміщення інструмента;

- кут підйому гвинтової лінії на початковому циліндрі:

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{Z_1}{q + 2x} . \quad (4.11)$$

Основні розміри черв'яка показані на рисунку 4.1.

Зубці черв'ячного колеса [5] нарізуються ріжучим інструментом (черв'ячною фрезою), який є копією черв'яка і відрізняється від нього тільки наявністю ріжучої кромки і трохи більшим зовнішнім діаметром.

Геометричні розміри вінця черв'ячного колеса визначають посередині його ширини:

- ділильний діаметр, діаметри вершин і западин зубців відповідно:

$$d_2 = d_{w2} = mZ_2, \quad (4.12)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m, \quad (4.13)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m; \quad (4.14)$$

- міжосьова відстань, мм:

$$a = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5(mZ_2 + mq) = 0,5(Z_2 + q) \quad (4.15)$$

Оскільки для нарізання черв'ячних коліс у передачах зі зміщенням і без зміщення використовують той же самий ріжучий інструмент, нарізання зі зміщенням виконують тільки у колеса. Зміщення (коригування) на величину xm виконують з метою забезпечення стандартної чи заданої міжосьової відстані. Тоді:

$$a_w = 0,5m(q + Z_2 + 2x), \quad (4.16)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x), \quad (4.17)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (4.18)$$

Коефіцієнт зміщення вибирають за умови відсутності підрізу зубців.

За заданою міжосьовою відстанню a_w коефіцієнт зміщення:

$$x = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + Z_2). \quad (4.19)$$

Перевагу надають додатним значенням коефіцієнта зміщення. Для передач з евольвентним черв'яком рекомендують $0 < x < 1$ (краще $x = 0,5$), для нелінійчатих черв'яків $1,0 < x < 2,4$ (краще $x = 1,1 \dots 1,2$).

Найбільший діаметр колеса, мм:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6m / (Z_1 + k). \quad (4.20)$$

Для передач з евольвентним черв'яком $\kappa = 2$, для нелінійчатих черв'яків $\kappa = 4$.

Ширина вінця черв'ячного колеса, мм:

$$\text{при } Z_1 = 1; 2 \quad b_2 = 0,355a_w, \quad (4.21)$$

$$\text{при } Z_1 = 4 \quad b_2 = 0,315a_w. \quad (4.22)$$

ККД передачі:

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}, \quad (4.23)$$

$\rho = \operatorname{arctg} f'$ - зведений кут тертя; f' - зведений коефіцієнт тертя.

Орієнтовно для сталюого черв'яка і вінця черв'ячного колеса з олов'яної бронзи приймають $f' = 0,03-0,05$, а для безолов'яної бронзи - $f' = 0,05-0,07$.

Колова швидкість коліс визначається за формулою, м/с:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}, \quad (4.24)$$

де n_1 —частота обертання валу, хв.⁻¹.

Швидкість ковзання, м/с:

$$V_k = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000 \gamma_w}. \quad (4.25)$$

Обертовий момент на валах, Н·м:

$$T = (d_k / K)^3, \quad (4.26)$$

де для швидкохідного і тихохідного валів d_k – діаметр консольної (кінцевої) ділянки; для швидкохідного валу приймають коефіцієнт $K = 7-8$, для тихохідного валу $K = 5-6$.

Сили (рис. 4.4) у зачепленні, Н:

$$\text{- колова сила на колесі } F_{t2} = 2 \cdot 1000 T_2 / (m \cdot Z_2); \quad (4.27)$$

$$\text{- колова сила на черв'яку } F_{t1} = 2 \cdot 10^3 T_1 / d_{w1}; \quad (4.28)$$

$$\text{- радіальні сили } F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.29)$$

де $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

$$\text{- осьова сила } F_{a1} = F_{t2}; F_{a2} = F_{t1}. \quad (4.30)$$

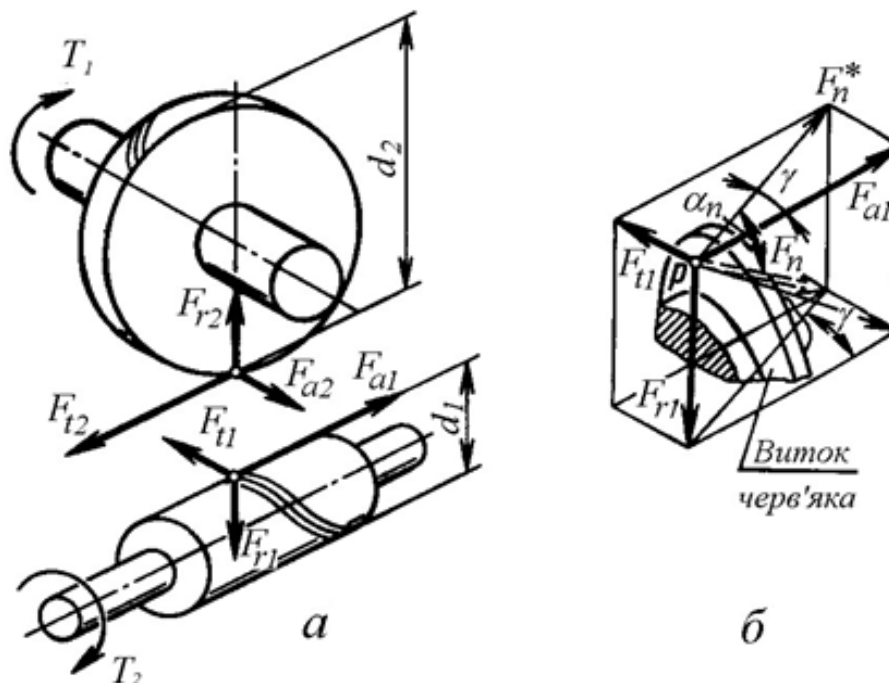


Рис. 4.4. Сили в черв'ячному зачепленні

Устаткування, прилади та інструменти

Редуктор черв'ячний одноступінчастий з циліндричним черв'яком, натурні зразки черв'ячних коліс, черв'яків і їх моделі, штангенциркуль, лінійка, зразки графічних конструкторських документів: складальних креслеників редуктора, робочих креслеників черв'ячних коліс, черв'яків, валів, інших деталей, зразки текстових конструкторських документів: пояснювальна записка, специфікації тощо.

Будова редуктора

У лабораторній роботі використовується одноступінчастий черв'ячний редуктор з верхнім розташуванням черв'яка, конструкція якого показана на рисунку 4.5.

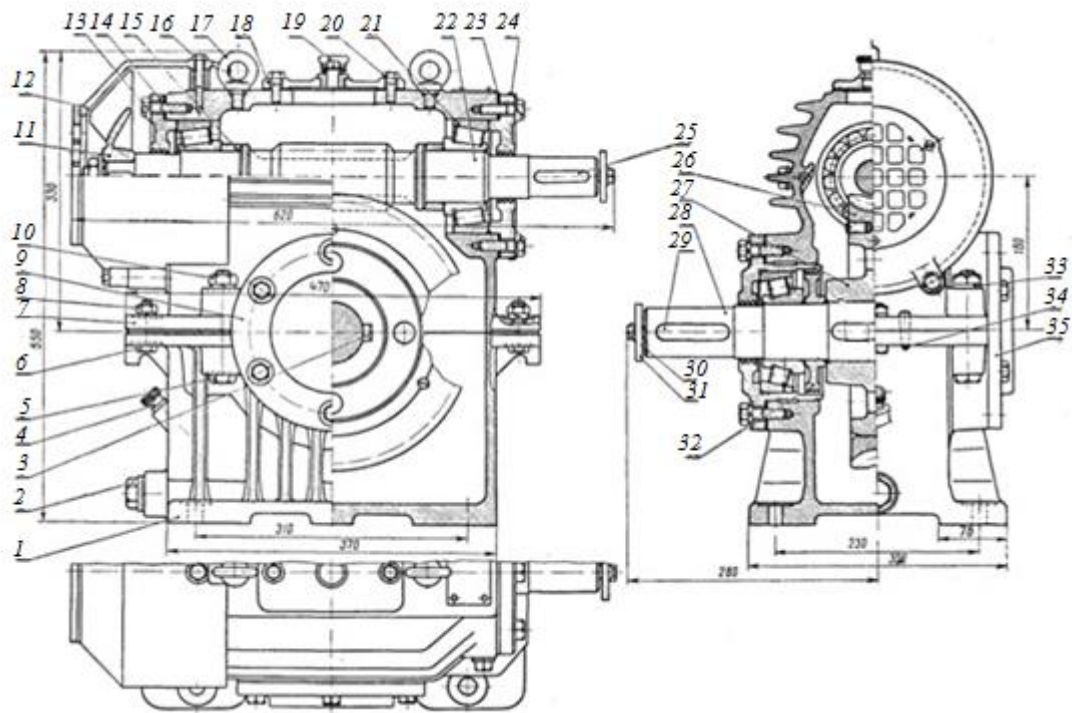


Рис. 4.5. Редуктор черв'ячний з верхнім розташуванням черв'яка:
 1 – корпус; 2 – пробка; 3 – шпонка; 4 – мастилопоказчик; 5 – болт;
 6 – болт; 7 – кришка корпусу; 8 – гайка; 9 – кришка; 10 – гайка;
 11 – крильчатка; 12 – захисний кожух; 13 – гвинт; 14 – ущільнення;
 15 – втулка; 16 – гвинт; 17 – рим-болт; 18 – кришка оглядового люка;
 19 – душник; 20 – гвинт; 21 – підшипник упорний; 22 – черв'як;
 23 – ущільнення; 24 – кришка наскрізна; 25 – шпонка; 26 – вінець;
 27 – черв'ячне колесо; 28 – вихідний вал; 29 – шпонка; 30 – шайба;
 31 – гвинт; 32 – мастилозахисна шайба; 33 – гровер; 34 – штифт;
 35 – кришка глуха

Корпус редуктора рознімний. Корпусні деталі – корпус 1 і кришка 7 виготовлені виливанням з сірого чавуну (марки СЧ12 чи СЧ15 за ДСТУ 1561:2010) з'єднуються одна з одною болтами 5 і 6. У корпусних деталях поблизу гнізд підшипників виконані бобишки, які дозволяють наблизити стяжні болти 5 до отворів під підшипники, додаючи цим жорсткості болтовому з'єднанню. Фіксація положення кришки редуктора відносно корпусу виконується двома штифтами 34 ще перед розточуванням отворів під підшипники.

У верхньому поясі корпусу передбачений отвір для встановлення віджимного гвинта [7], який полегшує розбирання редуктора. Черв'як 22 з числом витків Z_1 виконаний за одне ціле з вхідним валом редуктора. Черв'ячне колесо 27 з числом зубців Z_2 - насаджене з мінімальним натягом на вихідний вал редуктора 28.

Для виготовлення тихохідного валу 28 найчастіше використовують якісну конструкційну сталь.

Вали - черв'яки малонавантажених редукторів в також виготовляють з якісних конструкційних сталей вище означених марок, для важконавантажених редукторів використовують леговані сталі. Черв'яки, зазвичай, піддають загальній термообробці до твердості 260-290 НВ чи загальній термообробці до твердості 230-260 НВ з додатковим поверхневим загартуванням витків до твердості 45-54 HRC. Останній варіант є більш переважним, але потребує після термічної обробки шліфування поверхонь на спеціальних верстатах. Використовують черв'яки з маловуглецевих сталей (20, 20X, 20XГ) з цементацією і наступним загартуванням поверхонь витків до твердості 56-63 HRC.

Черв'ячні колеса найчастіше виготовляють складеними: центр – з сірого чавуну чи із сталі, зубчастий вінець – з бронзи, яка утворює з матеріалом черв'яка антифрикційну пару. Конструкція колеса і спосіб з'єднання вінця з колісним центром залежать від обсягу випуску. В одиничному і дрібносерійному виробництві застосовують з'єднання посадками з натягом, за умовами серійного виробництва економічно вигідніше використовувати наплавлені вінця.

У якості опор валів використовують радіальні і радіально-упорні підшипники кочення.

В редукторах з міжосьовою відстанню до 160 мм черв'яки установлюють в радіально-упорних підшипниках по одному в кожній опорі за схемою "у розпір". У разі міжосьових відстаней більших за 200 мм, а також за очікуваних значних температурних деформаціях одну з опор черв'яка виконують фіксуною (установлюють два радіально-упорних підшипника), що сприймає осьове навантаження в обох напрямках, а в другій опорі - радіальний плаваючий підшипник. Регулювання підшипників фіксуною опори виконують набором тонких металевих прокладок, які встановлюють під фланець кришки підшипника.

Для опор валу колеса використовують по одному радіально-упорному підшипнику з кожної сторони, які установлюють за схемою "у розпір". Внутрішні кільця підшипників для запобігання прокручування на шийці валу ставлять на вали з натягом, а зовнішні - в корпус редуктора за перехідною посадкою чи з мінімальним зазором для виконання осьового регулювання підшипників і зачеплення за плямою контакту.

Здебільшого застосовують конічні радіально-упорні роликпідшипники. Кулькові радіально-упорні підшипники (вони є дорожчими) використовують для зменшення втрат потужності і тепловиділення за умови довготривалої безперервної роботи передачі.

Основний спосіб змащення черв'ячного зачеплення під час дії колових швидкостях до 12,5 м/с – зануренням черв'яка (у випадку нижнього розташування) чи колеса (у випадку верхнього розташування черв'яка) у масляну ванну. Місткість ванни вираховується за умовою, яка передбачає 0,3-0,7 л на 1 кВт потужності, що передається. Рівень занурення колеса повинен становити не менше повної висоти зубця, черв'як занурюють на половину його діаметру. Мастило заливають через оглядовий люк, який закривають кришкою 18. Контролюють рівень мастила жезловим мастилопоказчиком 4. Для зливання відпрацьованого мастила в нижній

частині корпусу передбачають отвір, який під час роботи закривають пробкою 2. Вирівнювання тиску всередині редуктора з атмосферним виконують за допомогою душника 19.

В швидкохідних черв'ячних редукторах значної потужності застосовують циркуляційну систему змащення.

Для запобігання витікання мастила під час роботи і попадання всередину редуктора пилу і бруду в наскрізних кришках вбудовують ущільнення. Найбільш поширене застосування знаходять ущільнення манжетного типу. Підшипники змащуються за рахунок розбризкування мастила.

Для охолодження редуктора і відводу надлишкового тепла служить вентилятор, крильчатку 11 якого розташовано безпосередньо на валу черв'яку.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з конструкцією і призначенням редуктора і його основних деталей. Звернути увагу на взаємне розташування черв'яка й черв'ячного колеса, конструкцію корпусних деталей, систему змащення, спосіб охолодження тощо.

2. Заміряти міжосьову відстань, габаритні і приєднувальні розміри редуктора.

3. Розібрати редуктор: викрутити гвинти підшипникових кришок, відвернути кріплення кришки і корпусу, зняти кришку редуктора, вийняти черв'як і черв'ячне колесо разом з підшипниками. Ознайомитися з конструкцією деталей черв'ячної пари, опорних вузлів і провести вимірювання їх основних розмірів. Зробити ескізи черв'яка й колеса. Скласти схематичне креслення редуктора.

4. Обчислити параметри і розміри елементів черв'ячного зачеплення редуктора і порівняти їх з фактичними отриманими за вимірами параметрами. Заповнити відповідні таблиці.

5. Виконати складання редуктора у послідовності зворотній процесу розібрання. Особливу увагу під час складання редуктора приділити регулюванню зачеплення і радіально-упорних підшипників.

6. Оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні відображатись наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи та її мета.
2. Кінематична і конструктивна схеми редуктора.
3. Таблиці результатів вимірювань і розрахунків основних параметрів редуктора.
4. Специфікація деталей редуктора.
5. Технічна характеристика та технічні вимоги до редуктора.
6. Аналіз отриманих результатів роботи і висновки.

Контрольні запитання

1. За якими умовами використовують черв'ячні редуктори? Які є переваги і недоліки черв'ячних передач у порівнянні зубчатими?
2. Чому черв'ячні передачі не рекомендують для передавання великої потужності?
3. Чому для силових передач рекомендують використовувати передачі з евольвентними і нелінійчатыми черв'яками?
4. Навіщо і як виконують черв'ячні передачі зі зміщенням?

5. З яких деталей складається черв'ячна передача? Як визначається число заходів черв'яка?
6. Для чого передбачають регулювання зачеплення? Як його виконують?
7. З чим пов'язане підвищене ковзання у черв'ячній передачі? Як воно впливає на роботу передачі?
8. Які сили діють в зачепленні? Як вони визначаються?
9. З яких матеріалів виготовляють черв'як і черв'ячне колесо? Які фактори впливають на вибір матеріалів?
10. Як обчислюють ККД передачі? Які основні фактори впливають на величину ККД?
11. За якою умовою черв'ячна передача стає самогальмівною? Де використовують такі передачі?
12. За якими основними схемами встановлюють підшипники в черв'ячних редукторах?
13. Яким чином виконують регулювання зазорів в підшипникових вузлах черв'ячних редукторів?
14. Від чого залежить температура нагрівання черв'ячної передачі?
15. Якими способами збільшують тепловіддачу під час роботи редуктора?

Лабораторна робота № 5

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЯГОВОЇ ЗДАТНОСТІ І КОЕФІЦІЄНТУ КОРИСНОЇ ДІЇ ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи – виконати дослідження тягової здатності і коефіцієнту корисної дії і за результатами експериментів встановити оптимальний режим роботи пасової передачі.

Основні теоретичні відомості

Пасові передачі застосовують у приводах, головним чином, як знижувальні, для передачі руху від двигуна, коли за конструктивним міркуванням міжосьова відстань передачі повинна бути відносно великою, а передатне число - не строго сталим. Складається передача (рис. 5.1) з двох (1 і 2) чи декількох шківів і паса 3, одягнутого на шків з початковим натягом.

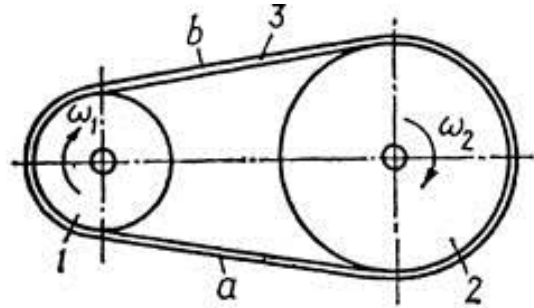
Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шків до веденого силами тертя, які виникають між пасом та шківом за дії сил початкового пружного розтягу пасів. Для утворення потрібного початкового натягу пасів конструкція передачі повинна передбачати можливість регулювання міжосьової відстані a передачі в межах 1,5-3,0 відсотків. Якщо змінення міжосьової відстані неможливе, то для натягування пасів встановлюють натяжний ролик, що зменшує строк служби пасів і ускладнює конструкцію передачі.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні до 50 кВт, хоча зустрічаються передачі для передачі значно більших потужностей. Найбільше значення передаточних

чисел пасових передач $u_{\max} = 6-8$, але найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $u \leq 4$. Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90-0,97.



a



b

Рис. 5.1. Пасова передача: *a* – загальний вид; *b* – схема

Пасові передачі допускають короткочасне перевантаження до 200- 300 % і можуть передавати рух на декілька валів одночасно.

Найчастіше пасову передачу розташовують на швидкохідній ступені приводу, влаштовуючи її ведучий шків безпосередньо на валу двигуна. В цьому випадку її габарити і маса виявляються порівняно невеликими [8].

За формою перерізу паса розрізняють передачі плоским пасом (рис.5.2, *a*), клиновим пасом (рис.5.2, *б*), круглим пасом (рис.5.2, *в*), поліклиновим пасом (рис.5.2, *г*). Різновидом пасової передачі являється передача зубчастим пасом (рис.5.2, *д*), яка передає навантаження зачепленням паса з шківками.

Плоскі паси мають прямокутний переріз. Завдяки відносно невеликій товщині плоского паса рівень згинальних напружень в них нижчий, тому такі передачі мають підвищену працездатність і довговічність. Їх використовують у випадку великих міжосьових відстанях (до 15 м) чи високих швидкостях пасу (до 100 м/с).

Паси круглого перерізу використовують для передачі невеликих потужностей в приводах приладів і побутових машин.

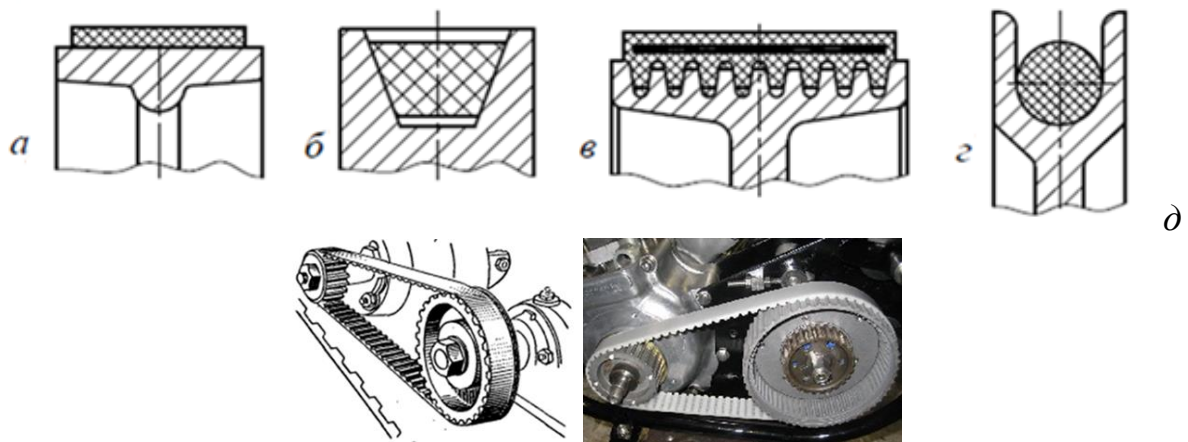


Рис. 5.2. Види пасових передач: *а* – плоским пасом; *б* – клиновим пасом; *в* – поліклиновим пасом; *г* – круглим пасом; *д* – зубчастим пасом

За рахунок клинового ефекту в передачах клиновими і поліклиновим пасами можна реалізувати великі сили тертя і зменшити габарити передачі.

Різновидом пасової передачі є передача зубчастим пасом, яка працює за принципом зачеплення. За рахунок усунення в ній ковзання і початкового натягу пасу зменшується вплив на тягову здатність міжосьової відстані, що дозволяє реалізувати менші габарити і більші передаточні числа. Передачі зубчастим пасом використовують у приводах, що потребують сталого значення передаточного числа.

Пасові передачі можуть передавати рух (рис. 5.3) між паралельними валами: відкрита (*а*) і перехресна (*б*); перехресними валами кутова (*г*); мимобіжними валами (*в*).

Відкрита передача найбільш затребувана, передачі інших типів застосовують значно рідше.

Основними критеріями працездатності пасових передач являються тягова здатність і довговічність пасів. Тягова здатність забезпечується силами зчеплення поміж пасом і шківом. За умови недостатньої міцності зчеплення пас втрачає тягову здатність в зв'язку з буксуванням, яке

супроводжується його значним нагріванням. Такий режим роботи пасової передачі є недопустимим. Довговічність паса залежить, насамперед, від втомної міцності, яка обумовлена циклічним характером діючих в його перерізах напружень, а також кількістю циклів їх змін. Довговічність паса оцінюють за частотою пробігів.

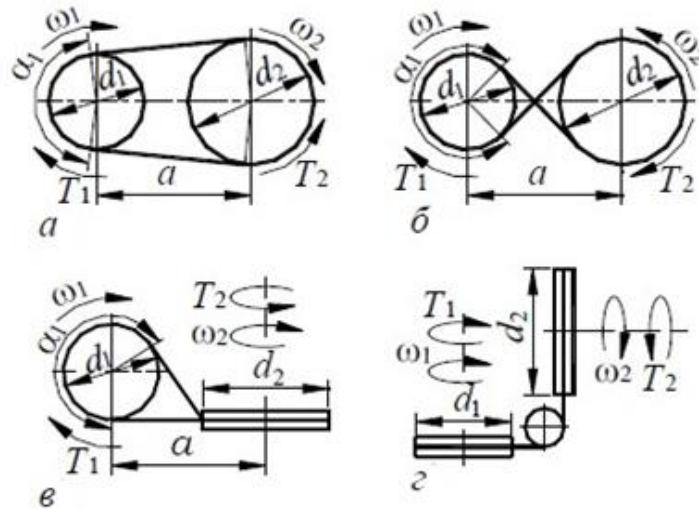


Рис. 5.3. Конструкції пасових передач: *a* – відкрита; *б* – перехресна; *в* – кутова; *г* – мимобіжна

Для створення тертя між шківами і пасом в останньому створюють початковий натяг силою F_0 , який діє в обох вітках ненавантаженої передачі. Чим натяг більший, тим вище тягова здатність передачі. Після прикладання обертального моменту відбувається перерозподіл сил натягнення у вітках передачі - ведуча (та, що набігає на ведучий шків) додатково навантажується, а натягнення веденої (та, що збігає з ведучого шківа) зменшується:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}, \quad (5.1)$$

де $F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1}$ - колова сила на шківі, Н; T_1 – обертовий момент на

ведучому шківі, Н·м; d_1 – діаметр ведучого шківа.

Внаслідок відмінності сил, що навантажують вітки передачі, деформація останніх, яка пропорційна величині сил, є різною. В цьому й полягає причина виникнення пружного ковзання. Пружне ковзання в пасовій передачі є неминучим. Воно призводить до зниження швидкості і втрати частини потужності, визиває електризацію, нагрівання і спрацьовування пасу, скорочує його довговічність.

Пружне ковзання в передачі характеризують коефіцієнтом ковзання, який визначають за формулою:

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = \left(1 - \frac{d_2 \cdot n_2}{d_1 \cdot n_1} \right) \quad (5.2)$$

де V_1 і V_2 — колові швидкості ведучого і веденого шківів, м/с; d_1 і d_2 - розрахункові діаметри ведучого й веденого шківів, мм; n_1 , і n_2 - частота обертання шківів, хв⁻¹.

Втрати потужності в пасовій передачі пов'язані з пружним гістерезисом, ковзанням пасу по шківах, тертям і аеродинамічним втратами у опорах [4]. У передачі з клиновими пасами виникають додаткові втрати на радіальне ковзання пасу у жолобку і на його поперечний стиск. Найбільші втрати потужності відбуваються від гістерезису під час гнуття пасу. Втрати від згину і аеродинамічного опору не залежать від навантаження, що передається. Тому ККД за малими навантаженнями не високий. Він досягає максимуму в області критичного значення коефіцієнту тяги φ_0 .

Коефіцієнт корисної дії передачі визначають за формулою:

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \quad (5.3)$$

де T_1 і T_2 — обертові моменти на ведучому і веденому шківах, Н·м.

Основним критерієм працездатності і розрахунку передачі є її тягова здатність. Тягова здатність характеризує міцність зчеплення паса зі шківом і оцінюється коефіцієнтом тяги φ який обчислюють за формулою:

$$\varphi = \frac{F_1 - F_2}{2 \cdot F_0} = \frac{F_t}{2 \cdot F_0} . \quad (5.4)$$

В процесі експериментального дослідження тягової здатності будують графіки - криві ковзання і оптимального ККД передачі, на базі яких розроблений метод розрахунку пасових передач.

На рисунку 5.4 наведена типова залежність ε і η від φ . Видно, що пружне ковзання спочатку зростає пропорційно навантаженню. Після досягнення критичного значення коефіцієнту тяги φ_0 починається часткове пробуксовування, збільшується темп ковзання, а прямолінійна ділянка кривої ковзання переходить у криволінійну, передача працює нестійко, має місце підвищене зношування, ККД передачі падає.

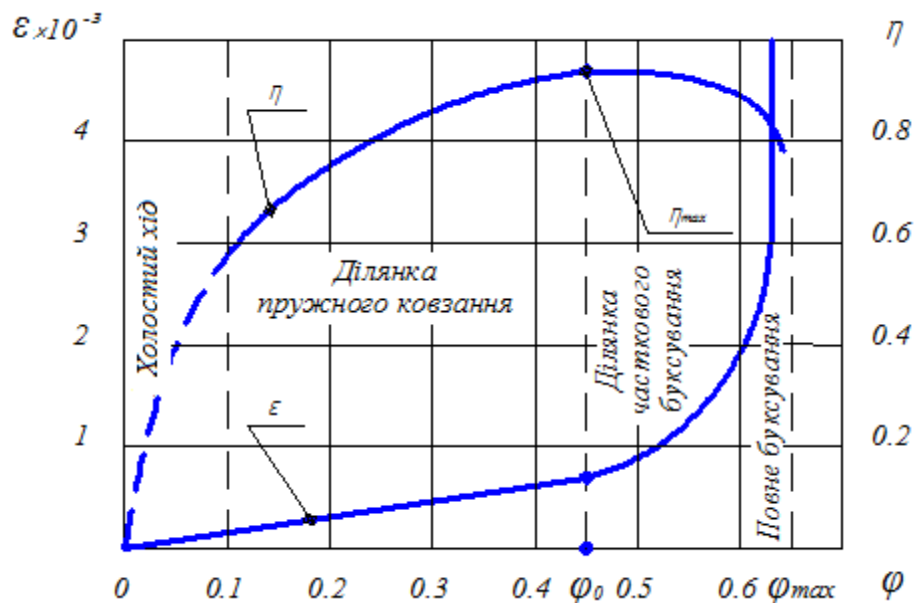


Рис. 5.4. Типові криві ковзання і ККД пасової передачі

З подальшим підвищенням корисного навантаження буксування нарастає, і при досягненні коефіцієнтом тяги значення $\varphi_{\max}$ пас зупиняється, а ККД передачі падає до нуля. Оптимальними режимом роботи передачі слід вважати такий, що лежить на графіку трошки лівіше від критичної точки φ_0 . При цьому відносне ковзання ε для прогумованих пасів не перевищує 1-2%, а втрати потужності мінімальні.

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДМ-35У, натурні зразки шківів, пасів, індикатори годинникового типу, штангенциркуль, лінійка.

Установка для експериментального дослідження

Робота виконується з використанням лабораторної установки ДМ- 35У, схема якої показана на рисунку 5.5. Установка являє собою пасову передачу з нескінченим пласким чи клиновим пасом 3, надітим на ведучий 2 і ведений 4 шків. Ведучий шків закріплюється на валу двигуна 1, встановленого на хитній плиті 5. Ведений шків закріплений на валу колодкового гальма 12, яке дозволяє змінювати момент гальмування за допомогою гвинта 14. Гальмо, що повертається навколо своєї осі, встановлено на рухливій платформі 11, що може пересуватися поступально під дією гвинта 15. Початковий натяг пасу створюється за допомогою вантажу 7 підвішеного через важіль тросом 6 до хитної рами.

Балансування статора електродвигуна й гальма проводиться вантажами, що врівноважують 7. Демпфери 9 і 16 служать для зменшення коливань. Для визначення обертових моментів на валах статора електродвигуна і втулки гальма 20 використовуються консольні пружини 10, які спираються на призми 19. Пружини проторовані разом з

індикаторами 18. Передбачена можливість автоматичної реєстрації сигналу тензодатчика в процесі деформування консольних пружин. Визначення частоти обертання валів здійснюється лічильниками.

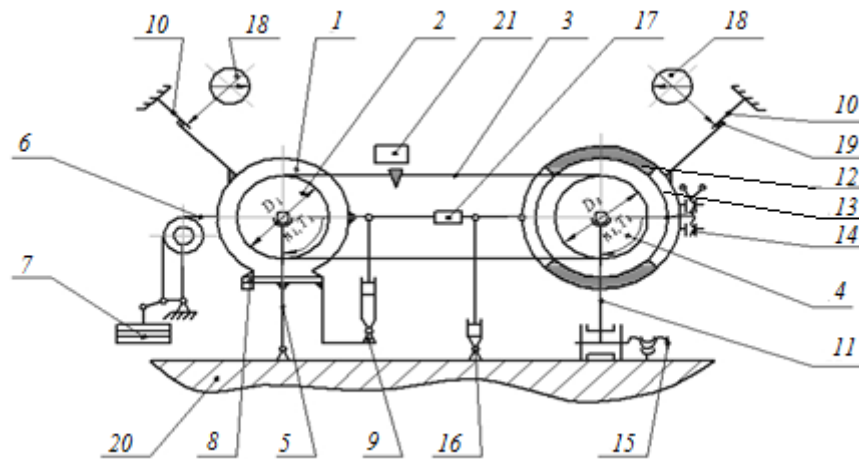


Рис. 5.5. Схема лабораторної установки 1 – електродвигун; 2 – шків ведучий; 3 – пас клиновий; 4 – шків ведений; 5 – рама; 6 – трос; 7 – тягарець; 8 – тягарець зрівноважування; 9 – демпфер; 10 – тензометрична балка; 11 – платформа; 12 – гальмо колодке; 13 – гальмівний барабан; 14 – гвинт навантаження; 15 – гвинт ходовий; 16 – демпфер; 17 – тягарець зрівноважування; 18 – індикатори моментів; 19 – призматичний важіль; 20 – корпус установки; 20 – лічильники обертів шківів

Технічні характеристики установки

1. Типи пасів, що випробовуються:

1.1 Пас клиновий за ДСТУ ISO 4183:2012, тип А, площа поперечного перерізу $A = 81 \text{ мм}^2$, розрахункова довжина $L = 1400 \text{ мм}$, номінальний початковий натяг $F_0 = 100 \text{ Н}$;

1.2 Пас плаский за ДСТУ 23831-79, тип А, площа поперечного перерізу $A = 30,4 \text{ мм}^2$, розрахункова довжина $L = 1400 \text{ мм}$, номінальний початковий натяг $F_0 = 200 \text{ Н}$.

2. Діаметри шківів - $d_1 = d_2 = 125 \text{ мм}$.

3. Вага підвіски з вантажем – $G = 40\text{-}80 \text{ Н}$.

4. Співвідношення плеч важеля підвіски – 1:5.
5. Метод вимірювань моментів – індикаторами годинного типу за відхиленням тензометричної балки чи автоматично за сигналом тензодатчика.
6. Метод вимірювань чисел обертів – імпульсними лічильниками.
7. Привод установки – від електродвигуна типу А02-22-6, потужністю 1,1 кВт і числом обертів 960 об/хв.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою лабораторної установки.
2. Не навантажуючи гальма, включити електродвигун. Заміряти імпульсними лічильниками частоту обертання ведучого і веденого шківів. Обчислити коефіцієнт пружного ковзання під час холостого ходу передачі.
3. За допомогою колодкового гальма, починаючи з холостого ходу, провести рівними кроками ступінчасте навантаження передачі. На кожному ступені навантаження заміряти частоту обертання шківів n_1 і n_2 . Обчислити значення коефіцієнтів пружного ковзання передачі послідовно на всіх ступенях навантаженнями. Вимірювання виконати не менш трьох разів. Результати вимірювань занести у звіт з лабораторної роботи.
4. Одночасно з виконанням п. 3 на кожному ступені навантаження зафіксувати покази індикаторів годинникового типу, за якими з використанням тарувальних графіків обчислити обертові моменти на ведучому та веденому шківів.
5. Результати вимірювань і обчислень занести в таблицю, виконати їхній аналіз та побудувати відповідні графіки у звіті з лабораторної роботи. Зробити висновки по роботі.
6. Оформити і захистити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи відображаються наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи, її мета.
2. Схема лабораторної установки та її технічна характеристика.
3. Таблиця результатів вимірювань і розрахунків.
4. Графіки – криві ковзання і ККД, побудовані за результатами випробувань пасової передачі.
5. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки з роботи.

Контрольні запитання

1. В яких випадках застосовуються пасові передачі. З яких елементів вона складається?
2. На які види поділяють пасові передачі за формою поперечного перерізу паса?
3. Чому в багатоступінчастих приводах пасову передачу розташовують на швидкохідному ступені?
4. Яку мету переслідує лабораторна робота?
5. Навіщо в пасовій передачі утворюють початковий натяг пасів?
6. Чим обумовлене пружне ковзання в пасовій передачі? Чим воно характеризується? Чи можливо його усунути?
7. З якими явищами пов'язані втрати потужності у пасовій передачі? Чим вони характеризуються?
8. В чому різниця між пружним ковзанням і буксуванням паса?
9. За якими основними критеріями працездатності розраховують пасову передачу?
10. Як визначається коефіцієнт тяги і що він характеризує?

11. За яких значень коефіцієнту тяги умови роботи передачі вважають оптимальними?
12. За якою методикою визначають обертові моменти в даній роботі?
13. Який зв'язок є між силою попереднього натягу F_0 , силами у ведучій F_1 і веденій F_2 вітках та коловою силою?
14. Які напруження діють у перерізах пасу і у якому з них сумарне напруження найбільше?
15. З якою метою будують криві ковзання?
16. Як визначають допустиме корисне напруження?

Лабораторна робота № 6

ДОСЛІДЖЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА КОРИСНОЇ ДІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Мета роботи – визначити коефіцієнт корисної дії черв'ячного редуктора в залежності від навантаження і частоти обертання; провести дослідження його температурного режиму.

Основні теоретичні відомості

Черв'ячна передача [6] відноситься до гвинтових зубчастих передач і відрізняється значними втратами на тертя. Основна частина втрат відбувається в зачепленні. Вони залежать від точності виготовлення і складання, жорсткості валу черв'яка, способу змащення, мастильних матеріалів, матеріалів черв'яка і колеса, шорсткості контактних поверхонь тощо.

У загальному вигляді ККД передачі складає:

$$\eta = \eta_z \eta_n \eta_p, \quad (6.1)$$

де η_z - враховує втрати потужності у черв'ячному зачепленні; η_n - враховує втрати у підшипниках; η_p - враховує втрати на перемішування і розбризкування мастильного матеріалу у корпусі редуктора.

ККД черв'ячного зачеплення визначають за отриманої для гвинтової пари формулою:

$$\eta_z = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho')}. \quad (6.2)$$

γ_w – кут підйому витка черв'яка, $\rho' = \operatorname{arctg} f'$ - зведений кут тертя; f' - зведений коефіцієнт тертя.

Значення зведеного кута тертя ρ' визначають за зведеним коефіцієнтом тертя f' в залежності від швидкості ковзання за таблицею 6.1.

Таблиця 6.1. Зведені коефіцієнти і кути тертя

Швидкість ковзання V_k , м/с	Зведений коефіцієнт тертя f'	Зведений кут тертя $\rho' = \arctg f'$
0,01	0,11...0,12	$6^017...6^051$
0,1	0,08...0,09	$4^034...5^009$
0,25	0,065...0,075	$3^043...5^009$
0,5	0,055...0,065	$3^009...3^043$
1,0	0,045...0,055	$2^035...3^009$
1,5	0,04...0,05	$2^017...2^052$
2,0	0,035...0,045	$2^000...2^035$
2,5	0,03...0,04	$1^043...2^017$
3	0,028...0,035	$1^036...2^000$
4	0,028...0,03	$1^019...1^043$
7	0,018...0,026	$1^002...1^029$
10	0,016...0,024	$0^055...1^022$

Швидкість ковзання, м/с, обчислюють за формулою:

$$V_k = \frac{\pi q m n_1}{60000 \gamma_w}, \quad (6.3)$$

де q – коефіцієнт діаметру черв'яка; m – осьовий модуль черв'яка, мм; n_1 – частота обертання ведучого валу, об/хв.

Втрати у підшипниках і гідравлічні втрати сумарно оцінюють, як (0,95-0,96), тому теоретичне значення ККД редуктора визначають за формулою:

$$\eta = (0,95...0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \rho)}. \quad (6.4)$$

Експериментальне значення коефіцієнта корисної дії передачі можна визначити за формулою:

$$\eta = \frac{T_2}{T_{1u}}, \quad (6.5)$$

де T_1 і T_2 – обертальні моменти на ведучому і веденому валах редуктора відповідно, u – передаточне число редуктора.

Черв'ячні передачі мають порівняно низький ККД ($\eta = 0,7-0,92$), що обмежує їхнє використання при великих потужностях.

Устаткування, прилади та інструменти

Редуктор черв'ячний одноступінчастий з циліндричним черв'яком, натурні зразки черв'ячних коліс, черв'яків і їх моделі, штангенциркуль, лінійка. Зразки графічних конструкторських документів (складальних креслеників редуктора; робочих креслеників черв'ячних коліс, черв'яків, валів, інших деталей). Зразки текстових конструкторських документів: пояснювальна записка, специфікації тощо.

Установка для експериментального дослідження

Робота виконується на установці ДМ-41, загальний вид якої показано на рисунку 6.1, а кінематична схема – на рисунку 6.2 [7]. Черв'ячний редуктор 1 установки має верхнє розташування черв'яка й характеризується наступними параметрами:

1. Тип черв'яка - Архімедів;
2. Осьовий модуль $m = 3$ мм;
3. Число заходів черв'яка - $Z_1 = 2$;
4. Кут підйому витка черв'яка - $\gamma_w = 9^\circ 27' 44''$;
5. Число зубців черв'ячного колеса $Z_2 = 41$;
6. Коефіцієнт діаметра черв'яка - $q = 12$;
7. Маса редуктора - 21 кг;
8. Маса масла в редукторі - 0,25 кг;
9. Вільна поверхня охолодження корпусу - 0,2 м².

Редуктор через муфту 2 приводиться в обертання від двошвидкісного електродвигуна 3 типу А02-22-4/2, який має потужність 1 кВт і дві частоти обертання - 1450 і 2850 об/хв. Статор електродвигуна 3 установлено на підшипникових опорах, у зв'язку із чим у процесі роботи під дією реактивного моменту він може повертатися навколо своєї осі, натискаючи закріпленим на ньому важелем 4 із призмою на пружний елемент 5. Обертальний момент, що знімається з валу електродвигуна, визначають за результатами вимірювання деформації пружного елемента 5 за допомогою індикатора годинникового типу 6 вручну чи автоматично за сигналом від тензодатчика. Навантаження черв'ячного редуктора здійснюється за допомогою колодкового гальма 7, яке встановлене на кінці вихідного валу і дозволяє регулювання гальмівного моменту. Корпус гальма дозволяє його поворот навколо осі гальмівного шківів і утримується від обертання пружним елементом 8. За деформацією пружного елемента 8, прогин від якої вимірюється індикатором годинникового типу 9 чи 6 з використанням методу тензометрії, визначають обертальний момент T_2 на вихідному валу редуктора. Максимальний момент, який можна створити за допомогою гальма, становить $T_2 = 59 \text{ Н}\cdot\text{м}$.



Рис. 6.1. Загальний вигляд лабораторної установки ДМ-41

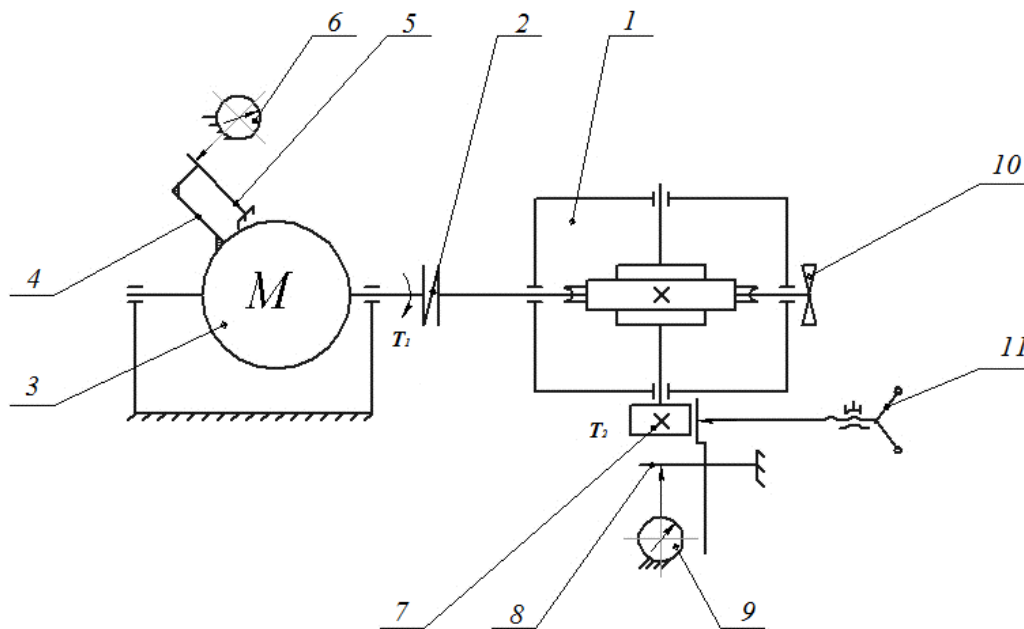


Рис. 6.2. Кінематична схема лабораторної установки: 1 – черв'ячний редуктор; 2 – муфта; 3 – електродвигун; 4 – призматичний важіль; 5 – тензометрична балка; 6 – індикатор моменту; 7 – колодкове гальмо; 8 – тензометрична балка; 9 – індикатор моменту; 10 – крильчатка вентилятора; 11 – гвинт навантаження

Пружні елементи 5 і 8 виконані у вигляді плоских консольних пружин, які з одного боку жорстко сполучені з корпусом установки, а іншим впираються у призми важелів статора електродвигуна й гальма навантаження. Ці пружини проторовані разом з індикаторами годинникового типу. Ціна розподілу індикатору гальма – 20 Н·см, ціна розподілу індикатору електродвигуна - 14 Н·см. Для зменшення нагрівання гальма передбачена система водяного охолодження. Крім цього гальмо теплоізольоване від редуктора, що виключає вплив на тепловий баланс редуктора тепла, яке виділяється в гальмі. Для інтенсифікації охолодження редуктора на кінці черв'ячного валу встановлена легкознімна крильчатка вентилятора 10.

Для зменшення вібрацій електродвигун і гальмо оснащене гідравлічними демпферами, а індикатори - гумовими амортизаторами.

Вимірювання температури стінок редуктора й масла здійснюється декількома термопарами. Зняття показів термопар проводиться за допомогою мілівольтметра, шкала якого проградуйована в градусах Цельсія. Перемикання термопар здійснюється перемикачем на 6 положень.

Зміна частоти обертання двигуна досягається розташованим на панелі керування трипозиційним перемикачем.

Експлуатація установки допускається тільки за умови заземлення її корпусу. Для підключення заземлення передбачений спеціальний гвинт.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією лабораторної установки та її технічною характеристикою.

2. Встановити трьохпозиційний перемикач, розташований на панелі керування, у перше положення, в якому частота обертання електродвигуна становить 1450 хв^{-1} . Включити установку і впевнитись у її нормальній роботі.

3. За допомогою гальмівного пристрою створити гальмівний момент $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на веденому валу, забезпечити роботу установки в такому стані впродовж 5-10 хвилин для прогріву мастила і її деталей.

4. Поступово крок за кроком збільшувати гальмівний момент, додаючи по $10 \text{ Н}\cdot\text{м}$ на кожному ступені навантаження, і підняти його до $55 \text{ Н}\cdot\text{м}$. На кожній ступені навантаження записати показання індикаторів годинникового типу 6 і 9, та визначити за отриманими даними обертові моменти на валах редуктора T_1 і T_2 . Вимірювання повторити не менше 3 разів.

5. Переключити перемикач у друге положення, за якого частота обертання електродвигуна становить 2850 хв^{-1} . Повторити дослідження редуктора у послідовності за п. 4.

6. Обчислити теоретичне і експериментальні значення ККД, порівняти їхні значення для двох частот обертання черв'яка, провести аналіз отриманих даних, побудувати графіки залежності величини ККД від навантаження, зробити висновки з роботи.

7. Оформити звіт з виконаної роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи, її мета.
2. Схема лабораторної установки, її технічна характеристика.
3. Таблиця з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Графіки залежності ККД черв'ячної передачі від навантаження і частоти обертання.
5. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Чому черв'ячні передачі не рекомендують використовувати за дії великих потужностей?
2. Які втрати відбуваються під час роботи у черв'ячній передачі?
3. Яку мету має лабораторна робота?
4. Які фактори впливають на ККД черв'ячного зачеплення?
5. Чи змінюється кут тертя із зміненням швидкості ковзання?
6. Чи впливає на ККД передачі число витків черв'яка?
7. Як експериментально можна визначити ККД черв'ячної передачі?
8. Як пояснити вплив швидкості ковзання в зачепленні на величину ККД передачі?

9. Яку методику використано для визначення обертових моментів на валах приводу?
10. За рахунок чого в роботі здійснюється навантаження передачі редуктора ?
11. Чим пояснити відмінність результатів експериментального і розрахункового визначення КПД черв'ячного редуктора?

Лабораторна робота № 7

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИВОДНИХ ЛАНЦЮГІВ

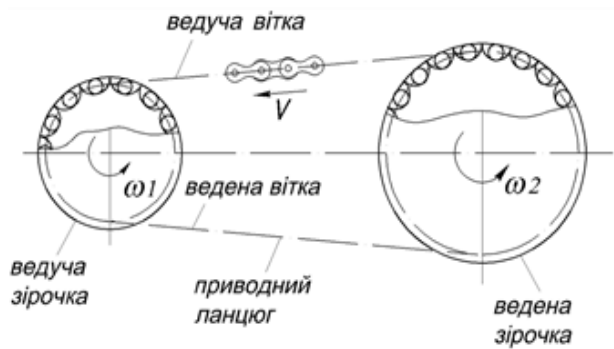
Мета роботи: вивчити конструкції приводних ланцюгів, визначити працездатність ланцюгової передачі з втулковим ланцюгом за тиском і числу ударів в шарнірах, оцінити строк її служби.

Основні теоретичні відомості

Ланцюгові передачі (рис. 7.1) використовують для передачі обертального руху між паралельними осями валів за умови забезпечення сталого передаточного числа (відсутності ковзання) і достатньо жорсткими вимогами до габаритних розмірів при передаванні потужності $P \leq 50-100$ кВт; міжосьовій відстані $a \leq 6-8$ м; невисокій коловій швидкості ($V \leq 12-15$ м/с у передачах з втулковими і роликowymi ланцюгами і $V \leq 16-20$ м/с у передачах з зубчастими ланцюгами); передаточних числах $u \leq 10-15$ у тихохідних ($V \leq 2$ м/с), $u \leq 6,3$ в середнє швидкісних ($2 \leq V \leq 6$ м/с) і $u \leq 3$ в швидкісних передачах ($V \geq 6$ м/с) [2].



a



б

Рис. 7.1. Ланцюгова передача: *a* – загальний вигляд; *б* – схематичне зображення

Передача складається з ведучої і веденої зірочок [8] та замкнутого приводного ланцюга, який охоплює ці зірочки (рис. 7.1 б) і зачіплюється з

їхніми зубцями. Крім означених елементів до складу передачі можуть входити пристрої для натягування і змащення ланцюга та огороження.

Основними перевагами передачі є відсутність ковзання, висока навантажувальна здатність ланцюгів та невисокі навантаження на вали передачі, пов'язані з непотрібністю початкового натягування ланцюгів.

Одночасно, в порівнянні з пасовими передачами, ланцюгові передачі вимагають більшої точності встановлення на вали, регулювання та змащення. Рух ланцюга і веденої зірочки не є рівномірним. Відсутність рідинного тертя у шарнірах ланцюгів призводить до їхнього зношування, збільшення кроку і видовження ланцюга, що вимагає використання додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Приводні ланцюги за конструкцією поділяють на втулкові, роликові (рис. 7.2-7.5) і зубчасті (рис. 7.6). Дві перші мають більш поширене використання. Ланцюги стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих заводах.

Основними геометричними характеристиками ланцюга є крок t і ширина B_{BH} . Згідно з міжнародними стандартами використовують кроки ланцюгів, що є кратними дюйму (25,4 мм). Основною силовою характеристикою ланцюгів є руйнівне навантаження, яке визначається експериментально.

Приводні роликові ланцюги складаються із зовнішніх ланок напресованих на валики і внутрішніх ланок напресованих на втулки. Втулки розташовані на валиках спряжених ланок і утворюють шарніри. Зовнішні і внутрішні ланки чергуються.

Приводні роликові ланцюги випускаються одно – (ПР) (рис.7.2), двох – (2ПР) (рис.7.3), три – (3ПР) і чотирирядними – (4ПР). Використання багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі в радіальному напрямку.

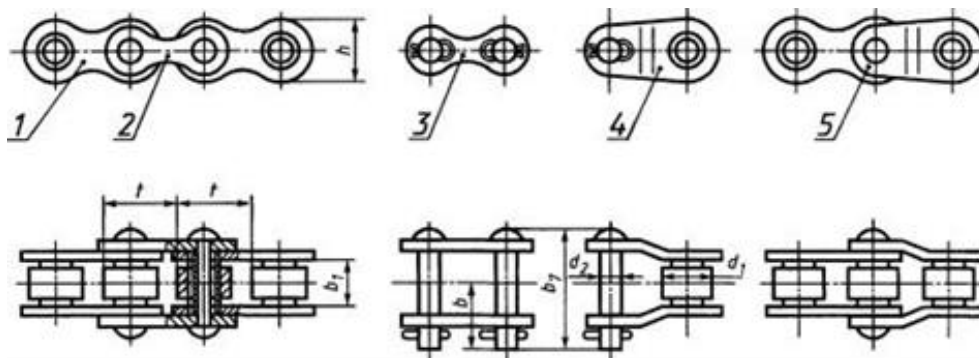


Рис. 7.2. Ланцюг типу ПР: 1 – внутрішня ланка; 2 – зовнішня ланка; 3 – з'єднувальна ланка; 4 – перехідна ланка; 5 – подвійна перехідна ланка

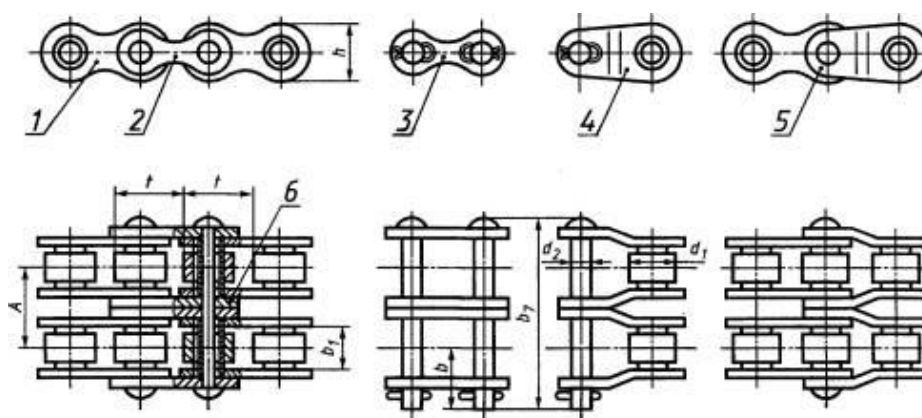


Рис. 7.3. Ланцюг типу 2ПР: 1 – внутрішня ланка; 2 – зовнішня ланка; 3 – з'єднувальна ланка; 4 – перехідна ланка; 5 – подвійна перехідна ланка; 6 – проміжна перехідна пластина

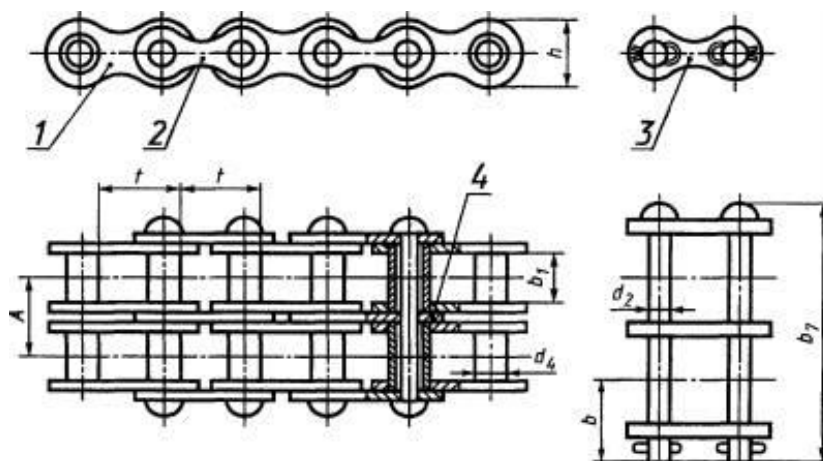


Рис. 7.4. Ланцюг типу ПВ; 1 – внутрішня ланка; 2 – зовнішня ланка; 3 – з'єднувальна ланка

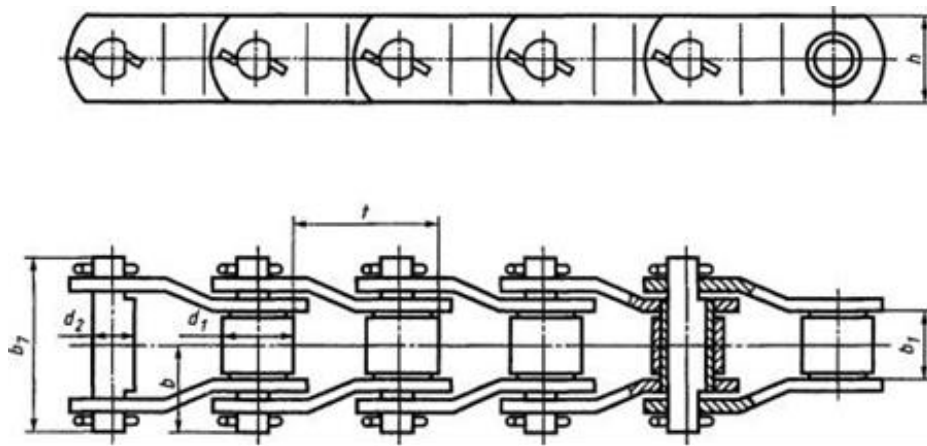


Рис. 7.5. Ланцюг типу ПРИ

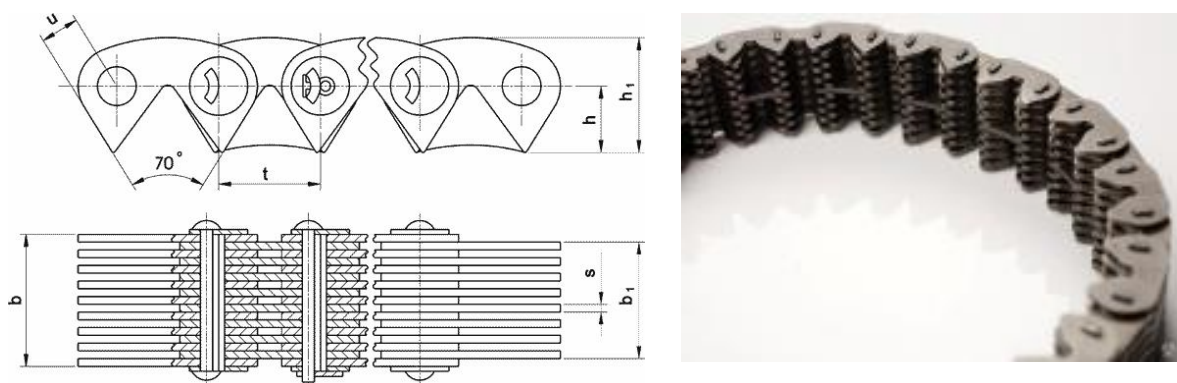


Рис. 7.6. Ланцюг зубчастий з однобічним зачепленням

За виконанням, стандартні приводні роликові ланцюги бувають:

ПРЛ – однорядними легкої серії; ПР – однорядними нормальними; ПРД – з подовженими ланками; ПРУ – посиленими з підвищеною навантажувальною спроможністю; ПРИ – з зігнутими бічними пластинами, які краще сприймають динамічні навантаження.

Основні схеми деяких приводних роликових ланцюгів наведені на рис. 7.2-7.5, а їхні характеристики - у таблиці 7.1.

Ланцюги з подовженими ланками ПРД виконують із збільшеним у два рази кроком в порівнянні із звичайними роликовими, тому вони легше і коштують дешевше за звичайних. Їх використовують за дії малих швидкостей.

Втулкові ланцюги ПВ за конструкцією співпадають з роликowymi, але ролики у них відсутні. Останнє зменшує вартість ланцюгів, їхні габаритні розміри і масу за збільшеної площі проекції шарніра. Їх виготовляють тільки з кроком $t = 9,525$ мм і використовують у мотоциклах і автомобілях.

Роликові ланцюги із зігнутими пластинами ПРИ збирають з однакових, подібних до перехідної, ланки. Оскільки пластини працюють на згин і мають підвищену податливість, їх використовують за умови дії динамічного навантаження (удари, коливання, реверс тощо).

При великих навантаженнях і швидкостях, щоб уникнути застосування ланцюгів з великими кроками, несприятливих щодо динамічних навантажень, застосовують багаторядні ланцюга. Їх складають з тих же елементів, що і однорядні, тільки їх валики мають збільшену довжину. Потужності, що передаються і руйнівні навантаження багаторядних ланцюгів майже пропорційні числу рядів.

Зубчасті ланцюги складаються з ланок, що мають форму пластин (рис. 7.6). Кожна пластина має по двоє зубців з западиною поміж ними, у якій розміщуються зубці зірочки. Зовнішні робочі поверхні пластин обмежені площинами і нахилені одна до одної під кутом 60° . За цими поверхнями кожна ланка взаємодіє з двома зубцями зірочки. Зубці зірочок мають трапецієподібний профіль. Пластини в ланках розсунені на товщину однієї чи двох пластин спряжених ланок.

Для утворення шарнірів в отвори ланок установлюють призми, які мають циліндричні робочі поверхні. Призми спираються на лиски.

За умови спеціального профілювання отворів у пластинах і відповідних поверхонь призми у шарнірі можна отримати практично чисте кочення.

Таблиця 7.1. Ланцюги приводні роликові за ДСТУ ГОСТ 13568:2006

Позначення ланцюга	Крок t , мм	Діаметр ролика d_p , мм	Діаметр валика d_B , мм	Ширина Внутрішня B_{BH} , мм	Навантаження руйнівне F_R , кН	Маса погонного метру, кг
1	2	3	4	5	6	7
Ланцюги приводні роликові однорядні типу ПР						
ПР-8-460	8,000	5,00	2,31	3,00	4,6	0,20
ПР-9,525-910	9,525	6,35	3,28	5,72	9,1	0,45
ПР-12,7-1820	12,700	8,51	4,45	5,40	18,2	0,65
ПР-15,875-2300	15,875	10,16	5,08	6,48	23,0	0,80
ПР-19,05-3180	19,050	11,91	5,96	12,70	31,80	1,90
ПР-25,4-5000	25,400	15,88	7,45	15,88	60,00	2,60
ПР-31,75-9000	31,750	19,05	9,55	19,05	89,00	3,80
ПР-38,1-12700	38,100	22,23	11,10	25,40	127,00	5,50
ПР-44,45-17240	44,450	25,70	12,70	25,40	172,00	7,50
ПР-50,8-2275	50,8	31,75	14,27	28,58	227,0	9,7
Ланцюги приводні втулкові однорядні типу ПВ						
ПВ-9,525-11,5	9,525	7,60	3,59	5,0	11,5	0,50
ПВ-9,525-13,0	9,525	9,52	4,45	6,0	13,0	0,65
Ланцюги приводні з зігнутими пластинами типу ПРИ						
ПРИ-78,1-360	78,1	38,1	17,15	33,3	360	14,5
ПРИ-78,1-400	78,1	38,1	19,0	40,0	400	19,8
ПРИ-103,2-650	103,2	49,0	24,0	46,0	650	28,8
ПРИ-140-1200	140	80	36,0	65,0	1200	63,0
Ланцюги приводні роликові дворядні типу 2ПР						
2ПР-12,7-3180	12,700	8,51	4,45	7,45	31,8	1,40
2ПР-15,875-4540	15,875	10,16	5,08	9,65	45,40	1,90
2ПР-25,4-11400	25,400	15,88	7,95	15,88	114,00	5,00
2ПР-31,75-17700	31,750	19,05	9,53	19,05	177,00	7,30
2ПР-38,1-25400	38,40	22,23	11,10	25,40	254,00	11,00

Пластини приводних ланцюгів виготовляють з середньовуглецевих чи легованих сталей марок 40, 45, 50, 30ХН3А загартованих до твердості HRC 32 .. 45, а валики, втулки, ролики і вкладиші – з цементованих сталей марок 10,15,20,12ХМ3А, 20ХМ3А тощо з твердістю після термічної обробки HRC 45 .. 65. Зігнуті пластини, зазвичай, виготовлюють з легованих сталей.

Для збільшення ресурсу ланцюгів робочі поверхні шарнірів зміцнюють. Використовують методи хіміко-термічної обробки, наприклад газового ціанування, дифузійне хромування шарнірів, ефективною є також дробоструменева обробка. У шарнірах роликів ланцюгів, що працюють в умовах поганого змащення чи його відсутності іноді використовують пластмаси.

Основною причиною виходу ланцюгів з ладу являється зношування шарнірів, яке викликає подовження ланцюга і його неправильне зачеплення з зірочкою, а основним критерієм розрахунку є зносостійкість шарнірів. Проектування передачі зводиться до підбору такого ланцюга, який за заданими вихідними даними: потужності, що передається P_1 (кВт), частоті обертання ведучого валу (зірочки) n_1 (хв⁻¹), потрібному передаточному числі u і умовах експлуатації мав би достатню надійність і довговічність.

Розрахунок шарнірів ланцюга на зносостійкість виконується за умови обмеження питомого тиску p , МПа, в шарнірі ланцюга і є непрямым способом оцінки довговічності ланцюга:

$$p = \frac{F}{A_{ш}} \leq [p] , \quad (7.1)$$

Розрахункове навантаження F , Н, з урахуванням умов експлуатації передачі визначається за формулою:

$$F = F_t K_e = F_t K_\partial K_a K_\phi K_{рг} K_M K_{тр} K_z, \quad (7.2)$$

у якій коефіцієнти:

K_e – коефіцієнт експлуатації;

K_δ - коефіцієнт динамічності навантаження (табл. 7.2);

K_a - коефіцієнт міжосьової відстані (табл. 7.3);

K_φ - коефіцієнт нахилу лінії центрів до горизонту (табл. 7.4);

K_{pe} – коефіцієнт регулювання натягу (табл. 7.5);

K_{mp} – коефіцієнт тривалості роботи (табл. 7.6);

K_M – коефіцієнт умов змащення (табл. 7.7);

K_z - коефіцієнт числа рядів ланцюга (табл. 7.8).

A_{III} - проекція опорної поверхні шарніра, мм²;

$[p]$ – допустимий питомий тиск в шарнірі, МПа, (табл. 7.9).

Наближено площу проекції опорної поверхні шарніра можна обчислити:

- для роликів однорядних ланцюгів $A_{III} = (0,25 \dots 0,30) t^2$, (7.3)

- для зубчастих ланцюгів $A_{III} = (0,15 \dots 0,20) t \cdot b$,

де b – ширина зубчастого ланцюга.

Таблиця 7.2. Значення коефіцієнта динамічності K_δ

Характер навантаження	Спокійне	З помірними поштовхами	З сильними ударами
K_δ	1	1,2 .. 1,5	1,8

Таблиця 7.3. Значення коефіцієнта міжосьової відстані K_a

Міжосьова відстань	$a < 25t$	$a = (30 \dots 50) t$	$a = (60 \dots 80) t$	$a > 80t$
K_a	1,25	1	0,9	0,8

Таблиця 7.4. Значення коефіцієнта нахилу лінії центрів до горизонту K_φ

Кут нахилу лінії центрів φ	$\leq 70^\circ$	$\geq 70^\circ$
K_φ	1,00	1,25

Таблиця 7.5. Значення коефіцієнта регулювання натягу ланцюга K_{pg}

Спосіб регулювання	Переміщенням однієї з зірочок	Відтяжною зірочкою чи натискним роликом	Не регулюється
K_{pg}	1.00	1,15	1,25

Таблиця 7.6. Значення коефіцієнта тривалості роботи K_{tr}

Кількість змін роботи	Однозмінна	Двозмінна	Тризмінна
K_{tr}	1,00	1,25	1,45

Таблиця 7.7. Значення коефіцієнта умов змащення K_M

Якість змащення	Спосіб змащення, який застосовується при V , м/с				K_M
	< 4	< 7	< 12	≥ 12	
Добра	Крапельне 4 .. 6 крап/хв	У масляній ванні	Циркуляційне під тиском	Розбризкуванням	0,8
Задовільна	Густе внутрішньо- шарнірне	Крапельне 20 крап/хв.	У масляній ванні	Циркуляційне під тиском	1,0
Недостатня	Періодичне через 6 .. 8 год. при $V < 4$, м/с при $V < 7$, м/с				1,8 3,0
Без змащення	Допускається при $V < 7$, м/с				6,0

Таблиця 7.8. Значення коефіцієнта числа рядів ланцюга K_z

Число рядів ланцюга z	1	2	3	4
K_z	1,00	1,17	1,20	1,33

Таблиця 7.9. Допустимий питомий тиск в шарнірах ланцюгів

Крок ланцюга t , мм	Допустимий питомий тиск $[p]$, МПа, при n_1 , хв. ⁻¹								
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2800
Роликові ланцюги ($z_1 = 15 \dots 30$)									
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26,0	24,0	22,5	21,0	18,5	14,0
19,05...25,40	35	30,0	26,0	23,0	21,0	19,0	17,5	15,0	-
31,75...38,10	35	29,0	24,0	21,0	18,5	16,5	15,0	-	-
44,45...50,80	35	26,0	21,0	17,5	15,0	-	-	-	-

Розрахунок тягової здатності виконують за умовою запобігання надмірного розтягування ланцюга чи його розриву. При цьому перевіряють запас міцності ланцюга:

$$s = \frac{F_p}{F_1} \geq [s] . \quad (7.4)$$

Значення руйнівного навантаження роликових і втулкових ланцюгів наведені в таблиці 7.1.

Допустимі запаси міцності ланцюгів в залежності від їх конструкції визначаються за формулами:

- для втулкових і роликових ланцюгів:

$$[s] \approx 7 + \frac{0,25tn_1}{10^3} . \quad (7.5)$$

Числа зубців зірочок Z_1 і Z_2 обмежують, оскільки зі зменшенням числа зубців не тільки збільшується спрацьовування, але, до того ж зростає нерівномірність швидкості руху і швидкість удару ланцюга по зірочці.

Для роликового ланцюга:

$$z_1 \approx 29 - 2u \geq z_{min} \approx 9 + 0,2t \geq 13, \quad (7.6)$$

$$z_2 = z_1 u \leq 120 , \quad (7.7)$$

де u – передаточне число передачі.

По мірі зношування ланцюга його шарніри піднімаються за профілем зубця зірочки від ніжки до вершини, внаслідок чого зачеплення порушується. Гранично допустиме збільшення кроку ланцюга зменшується з зростанням числа зубців. Тому максимальне число зубців обмежують величиною для роликів ланцюгів $z_2 = 100-120$.

Розрахункове значення z_1 бажано округлити до цілого непарного числа, а z_2 – до цілого парного, що в поєднанні з парним числом ланок в ланцюзі буде сприяти більш рівномірному зношуванню шарнірів ланцюга і зірочок.

Крок ланцюга t , мм, зв'язаний з навантаженням передачі і частотою обертання малої зірочки. Чим більший крок, тим більше навантажувальна здатність ланцюга, але менша допустима частота обертання зірочки. За вибраного числа зубців z_1 в проектному розрахунку крок ланцюга спочатку оцінюють за формулою:

$$t \leq 275 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1 \cdot z_1}} . \quad (7.8)$$

Розрахункове значення кроку ланцюга узгоджують з стандартним (за табл. 7.1). Остаточний вибір кроку ланцюга потребує враховувати його зв'язок з допустимою частотою обертання малої зірочки (за табл. 4) або за формулою (7.10).

Таблиця 7.10. Допустимі частоти обертання малої зірочки

Тип ланцюга	Значення $[n_1]$, хв. ⁻¹ , при кроку t , мм							
	9,525	12,7	15,875	19,050	25,400	31,750	38,100	44,450
Роликів ПР	2500	1250	1000	900	800	630	500	400

Мінімальна міжосьова відстань за умови відсутності інтерференції зірочок обмежується мінімальним допустимим зазором між зірочками, який складає 30-50 мм:

$$a_{min} = 0,5(D_{e_1} + D_{e_2}) + (30 - 50), \quad (7.9)$$

де D_{e_1} і D_{e_2} - зовнішні діаметри зірочок.

Оптимальне значення міжосьової відстані з огляду на довговічність ланцюга розміщується в межах:

$$a = (30 - 50)t. \quad (7.10)$$

Таблиця 7.11. Допустимі частоти обертання малої зірочки

Тип ланцюга	Значення $[n_1]$, хв. ⁻¹ , при кроку t , мм							
	9,525	12,7	15,875	19,050	25,400	31,750	38,100	44,450
Роликова ПР($z \geq 13$)	2500	1250	1000	900	800	630	500	400

Число ланок ланцюга W (чи то довжину ланцюга у кроках) за початково призначеною міжосьовою відстанню a , прийнятому кроку ланцюга t і числах зубців зірочок z_1 і z_2 обчислюють за формулою:

$$W = \frac{2a}{t} + 0,5(z_2 - z_1) + \frac{t}{a} \left[\frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} \right]^2. \quad (7.11)$$

Щоб уникнути використання спеціальних перехідних ланок, розрахункове значення числа ланок ланцюга краще округлювати до парного числа.

Після визначення числа ланок ланцюга W (обов'язково ціле число), уточнене значення міжосьової відстані обчислюють за формулою:

$$a = 0,25t \{ W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{[W - 0,5(z_1 + z_2)]^2 - 2 \left[\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right]^2} \}. \quad (7.12)$$

Для забезпечення провисання холостої гілки ланцюга рекомендується зменшити розрахункове значення міжосьової відстані на 0,2-0,4 %, а для компенсації збільшення довжини ланцюга через зношування шарнірів застосовують пристрій для регулювання провисання. Найчастіше цього досягають переміщенням однієї із зірочок.

Середню колову швидкість ланцюга V , м/с, обчислюють за формулою:

$$V = \frac{z_1 n_1}{60 \cdot 1000} . \quad (7.13)$$

У більшості випадків в приводах загального призначення нормальної точності $V < 15$ м/с. Проте в передачах з ланцюгами і зірочками високої точності за умови використання ефективних способів змащування швидкості досягають $V = 35$ м/с.

Граничну частоту обертання малої зірочки $[n_1]$, хв^{-1} за умовами обмеження темпу спрацювання, шуму і динамічної навантаженості приводу (зниження числа ударів шарнірів ланцюга об зубці зірочки) оцінюють за формулою (7.14) чи за табл. 7.11.

$$[n_1] = \frac{15 \cdot 10^3}{t} . \quad (7.14)$$

Термін служби L_h , год, приводного ланцюга:

$$L_h = K_{зс} \frac{[\Delta] K_{зм} \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{u a_t}{V_l}} , \quad (7.15)$$

де $K_{зс}$ – зведений коефіцієнт (табл. 7.12); $[\Delta]$ – допустимий знос ланцюга, % (якщо число зубців більшої зірочки менше 30 його приймають 5 %, якщо більше 30 – 3 %); K_j – коефіцієнт, ударності (табл. 7.13); $W_t = \frac{a}{t}$ – міжосьова відстань, виражена у кроках.

Коефіцієнт мастила $K_{зм}$ визначають через коефіцієнт умов змащення K_M (табл. 7.7): $K_{зм} = \frac{K_M}{V_c}$.

Таблиця 7.12. Зведений коефіцієнт $K_{зв}$ для закритих ланцюгових передач

Тип ланцюга	Рух ланцюга	
	асинфазний	синфазний
ПР (однорядна)	5200	6250
2ПР (дворядна)	4400	5300
3ПР (трирядна)	4300	5150

Примітка: 1. Під час роботи передачі з пристосуваннями для демпфування значення $K_{зв}$ збільшують в 1,3 рази. 2. За відсутності кожуха і картера і $V_{ц} \leq 4 м / с$ значення $K_{зв}$ збільшують на величину $1,2\sqrt{V_{ц}}$

Таблиця 7.13. Зведений коефіцієнт K_j ударності

Характер роботи передачі	Рух ланцюга	
	асинфазний	синфазний
Плавна робота без поштовхів і ударів	1	1
Легкі коливання навантаження	1,25	1
Невеликі поштовхи, середнє пульсуюче навантаження	1,4	1,1
Середні поштовхи і граничні пульсуючі навантаження	1,6	1,25
Сильні поштовхи і граничні пульсуючі навантаження середньої інтенсивності	1,8	1,45
Сильні поштовхи з знакозмінним навантаженням	1,9	1,5

Для визначення терміну служби експлуатації ланцюга до моменту дослідження L_{hd} , год, в формулу (7.15) замість значення допустимого зносу $[\Delta J]$ підставляють значення зносу ланцюга до моменту дослідження J :

$$L_h = K_{зв} \frac{[\Delta] K_{зм} \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_{л}}} . \quad (7.16)$$

Час служби ланцюга, що лишився $L_{зал}$, год., визначається як різниця строку служби нового ланцюга L_h і строк служби експлуатації ланцюга на момент дослідження L_{hd} . Відсоток зносу ланцюга визначають його видовженню:

$$J = \frac{L_{зн} - L_{н}}{L_{н}} 100\% . \quad (7.17)$$

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка, індикатор годинникового типу, штангенциркуль, вороток, клин.

Будова установки

Установка складається з станини 1 (рис. 7.7), на якій встановлені стійки 2 з рухомим 3 і нерухомим 4 фіксаторами. Довжину зношеного ланцюга $L_{зн}$ визначають за допомогою штангенциркуля 7. Прикладенням сили 300-400 Н створюють натяг ланцюга задля усунення зазорів в шарнірах. Два кінця ланцюга 5 закріплюють на фіксаторах 3 і 4. Натяг ланцюга під час виконання лабораторної роботи виконують затягуванням гайки на стержні рухомого фіксатора 3 (рис. 7.7). В подальшому між ланками ланцюга вставляється клин 6 і за допомогою штангенциркуля вимірюємо $L_{зн}$. Під час вимірювань зношеного ланцюга потрібно враховувати зазор між двома крайніми роликами і втулками. Для цього крайні ролики вимірюваного відрізка ланцюга зміщують в одну сторону за допомогою спеціальних клинів, розмір клину вибирається в залежності від кроку ланцюга і рухомої губки штангенциркуля (рис. 7.8). Ділянка ланцюга, що вимірюється $L_{зн}$, повинна мати 7-12 ланок. Довжина нового ланцюга L_n визначається в такій же послідовності.

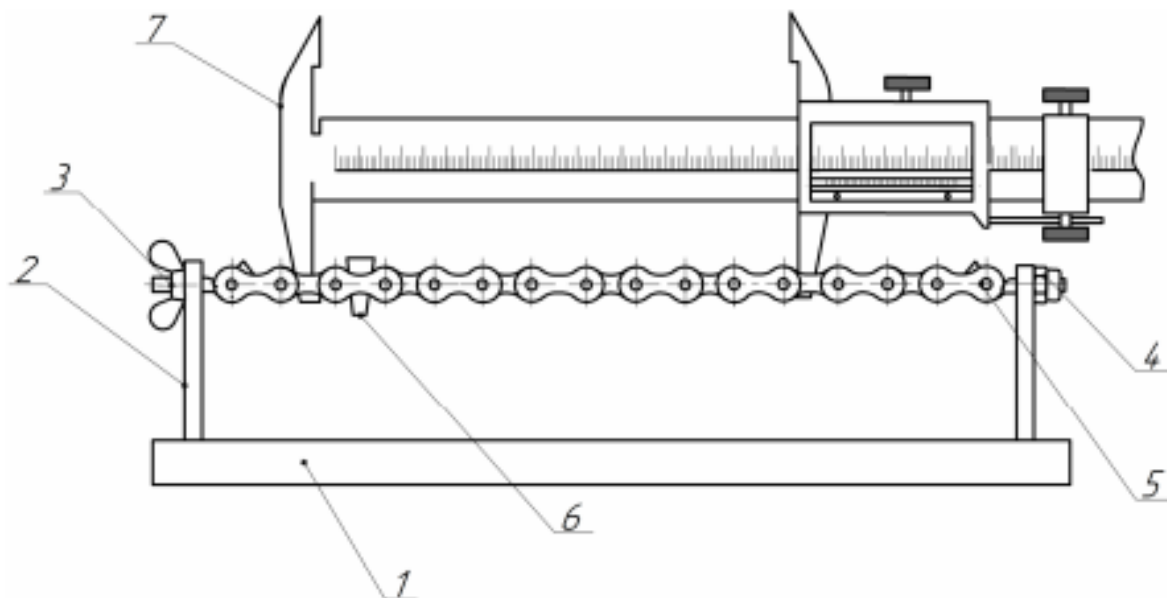


Рис. 7.7. Схема установки: 1 – станина; 2 – стійка; 3 – рухомий фіксатор.; 4 – нерухомий фіксатор; 5 – ланцюг; 6 – клин; 7 – штангенциркуль

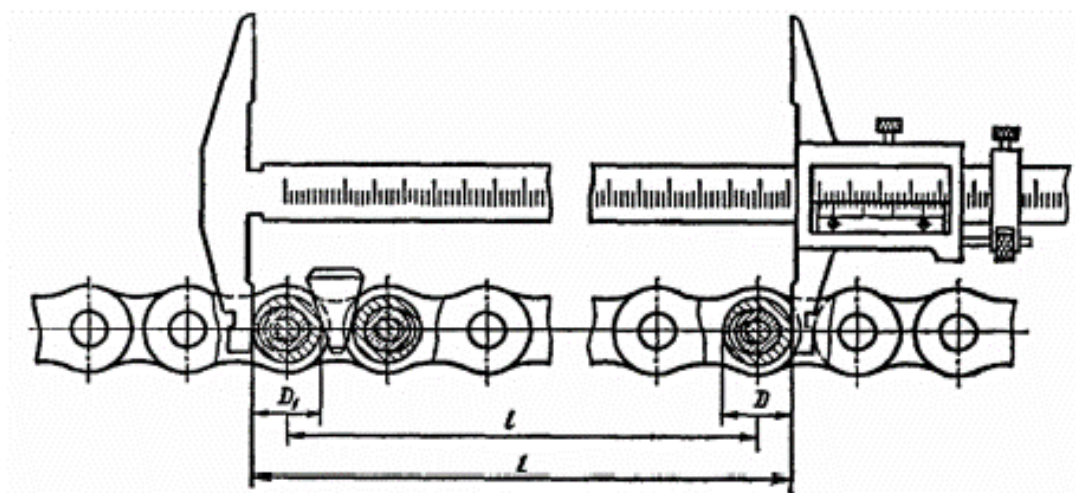


Рис. 7.8. Схема вимірювання ланцюга

Порядок виконання роботи

1. Вивчити конструкцію приводних ланцюгів, систему їхніх позначень, ознайомитись з будовою лабораторної установки та її технічною характеристикою.

2. Отримати у викладача ланцюг, штангенциркуль і клин.
3. Візуально і за допомогою штангенциркуля визначити основні характеристики ланцюга (тип, крок).
4. Натягнути ланцюг і за допомогою штангенциркуля заміряти довжину зношеної ділянки (від 7 до 12 ланок) ланцюга $L_{зн}$. Аналогічно заміряти довжину нового ланцюга L_n .
5. Визначити маркування ланцюга і площу опорної поверхні шарніра $A_{ш}$.
6. Обчислити значення і занести їхні результати у таблиці.
7. Проаналізувати результати дослідження, зробити висновки, оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи, її мета;
2. Ескіз ланцюга, його основні розміри, розшифрування позначень;
3. Схема лабораторної установки та її технічна характеристика;
4. Таблиці з результатами вимірювань і розрахунків;
5. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Як класифікують ланцюги за призначенням?
2. Якими випускаються приводні ланцюги за конструкцією?
3. З яких деталей складається приводний роликовий ланцюг?
4. Які переваги і недоліки має ланцюгова передача?
5. Які фактори визначають строк служби ланцюга?
6. Як визначити знос ланцюга?

7. Який вплив має число зубців малої зірочки на строк служб ланцюгової передачі?
8. Які є основні причини виходу з ладу ланцюгової передачі?
9. Які є основні критерії працездатності ланцюгової передачі?
10. В чому полягає вплив числа зубців більшої зірочки на роботу ланцюгової передачі?

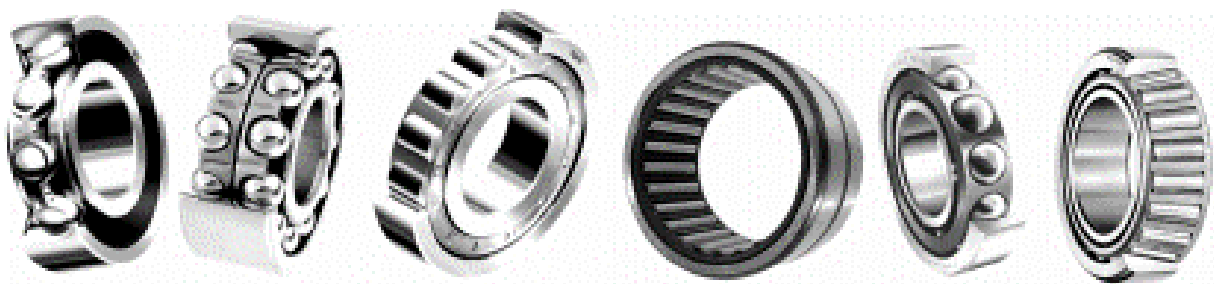
Лабораторна робота № 8

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ У ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

Мета роботи – вивчити конструкції основних типів підшипників кочення, ознайомитись з системою їх умовних позначень, експериментально дослідити залежність моменту тертя і зведеного коефіцієнту тертя від навантаження, частоти обертання і умов змащення.

Основні теоретичні відомості

Підшипники кочення (рис. 8.1) є основним видом опор в сучасних машинах. Вони стандартизовані і виготовляються на спеціалізованих підшипникових заводах. Тиражі їхнього випуску в світі досягають мільярдів штук на рік. Основними перевагами підшипників кочення являються: менші втрати на тертя (ККД досягає 0,995), менший нагрів під час роботи і менший момент тертя під час пуску, простота обслуговування, взаємозамінність, завдяки чому спрощується ремонт і обслуговування; мінімальні габаритні розміри в осьовому напрямку [5].



а *б* *в* *г* *д* *е*
Рис. 8.1. Основні типи підшипників кочення: *а* – кулькові радіальні однорядні; *б* – кулькові радіальні дворядні; *в* – роликові; *г* – голчасті; *д* – кулькові радіально – упорні; *е* – роликові радіально – упорні конічні

Стисла експлуатаційна характеристика найбільш поширених типів підшипників кочення:

- підшипники кулькові радіальні однорядні (рис. 8.1, *а*) найбільш прості і дешеві. Мають нероз'ємну конструкцію. Крім радіального здатні сприймати і осьове навантаження, що може діяти в обидві сторони. В порівнянні з підшипниками інших типів мають мінімальні втрати на тертя, тому допускають найбільшу частоту обертання. Можуть експлуатуватися при перекосі осей кілець до 10-15';

- підшипники кулькові радіальні дворядні сферичні (рис. 8.1, *б*) призначені для сприймання радіального навантаження, але можуть сприймати і одночасно діючи осьові сили. Внутрішня поверхня зовнішнього кільця підшипника сферична, тому він здатен забезпечити нормальні роботи при перекосах осей кілець до 3°;

- підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами (рис. 8.1, *в*) можуть сприймати тільки радіальні навантаження. Їхня вантажність на 70-90% вища ніж у радіальних кулькових однорядних. Вони зовсім не сприймають осьових навантажень, і не здатні працювати в умовах навіть незначних перекосів осей кілець;

- радіальні голчасті підшипники (рис. 8.1, *г*) мають максимальну радіальну вантажопідйомність за мінімальних габаритів, зустрічаються у вузлах і механізмах, де необхідно витримувати значний вантаж при невеликих габаритах запчастини. Вони добре справляються з радіальним навантаженням, набагато краще за кулькові. Проте з осьовим навантаженням їм набагато складніше;

- підшипники кулькові радіально - упорні (рис. 8.1, *д*) можуть одночасно сприймати радіальні і осьові навантаження. Здатність сприймання осьового навантаження визначається кутом контакту α . З його

зростанням ця здатність також росте за рахунок зменшення радіального навантаження;

- підшипники роликові радіально – упорні конічні (рис. 8.1, е) можуть сприймати радіальні і осьові навантаження, що діють одночасно і мають значно більшої величини, ніж кулькові. Їх швидкісні характеристик нижчі, перекис осей кілець недопустимий, але їх вартість суттєво нижча. Підшипники встановлюють на валу попарно. При монтажу і під час експлуатації потребують регулювання осьових зазорів.



Рис. 8.2. Підшипники кулькові упорні

Підшипники кулькові упорні (рис. 8.2), сприймають тільки осьові навантаження. Добре працюють при низьких і середніх швидкостях (до 10 м/с), відрізняються великою вантажністю. За дії великих частот обертання під впливом відцентрових сил кульки прагнуть вийти з бігових доріжок, сила тертя зростає, що призводить до зростання температури і швидкому спрацюванню доріжок і тіл кочення.

На горизонтальних валах працюють гірше, ніж на вертикальних.

Основне умовне позначення підшипника [3] за системою ДСТУ у загальному випадку складається з семи цифр, які умовно позначають внутрішній діаметр підшипника, розмірну серію, тип і конструктивні особливості (рис. 8.3). Нулі, які стоять лівіше першої значущої цифри, не проставляють. В цьому випадку кількість цифр, що входять до умовного позначення, менше семи. Наприклад, у позначенні підшипника 80206 маємо на увазі основне позначення - 0080206, де справа наліво: «06» - внутрішній

діаметр 30 мм ($6 = 30:5$), «2» - друга серія діаметрів, «0» - тип кульковий радіальний, «08» - конструктивне виконання (із двома захисними шайбами), «0» - нульова серія ширин. Міжнародна система маркування підшипників відрізняється від маркування підшипників згідно системи ДСТУ і регламентується відповідними стандартами ISO.



Рис. 8.3. Маркування підшипників кочення

- Дві перші цифри праворуч утворюють число, яке відповідає внутрішньому діаметру підшипника d . Для підшипників з внутрішнім діаметром $d = 20-495$ мм останній визначається множенням вказаного числа на 5. Так, підшипник 7312 має $d = 60$ мм. З позначенням внутрішніх діаметрів, що не входять до вказаного діапазону, можна ознайомитись у ДСТУ 9080:2021.

- Третя цифра праворуч відповідає серії діаметрів і разом з сьомою, яка позначає серію ширин, визначають розмірну серію підшипника.

Сполучення серії діаметрів і серії ширин (висот) утворюють розмірну серію підшипника. Найменування розмірних серій і позначення серій діаметрів і ширин (висот):

серії діаметрів: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 0;

серії ширин та висот: 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 0.

Підшипники, що мають у позначенні серії діаметрів знаки 6 або 7, є нестандартними по внутрішньому діаметру або по ширині (розміри не відповідають стандарту, невизначена серія), знаки 7 або 8 - нестандартні по зовнішньому діаметру або ширині. Такі підшипники не мають у позначенні свого знаку (серії ширин).

- Четверта цифра праворуч позначає тип підшипника:

- 0 - радіальний кульковий (цифра проставляється, лише якщо основне умовне позначення складається з п'яти і більше цифр), наприклад 180205, 204;

- 1 - радіальний кульковий сферичний, наприклад, 1007;

- 2 - радіальний роликовий з короткими циліндричними роликами, наприклад, 2206;

- 3 - радіальний роликовий сферичний, наприклад, 3636;

- 4 - радіальний роликовий голчастий або з довгими циліндричними роликами, наприклад, 4024107;

- 5 - радіальний роликовий із витими роликами, наприклад, 5220;

- 6 - радіально-упорний кульковий, наприклад, 46204;

- 7 - радіально-упорний роликовий конічний, наприклад, 7520;

- 8 - упорний або упорно-радіальний кульковий, наприклад, 8703;

- 9 - упорний або упорно-радіальний роликовий, наприклад, 9102, 9039415.

- П'ята і шоста цифри позначають конструктивну різновидність підшипника, наявність ущільнень, захисних шайб, канавок.

- Сьома цифра позначає серію ширин і разом з третьою визначає розмірну серію підшипника.

Окрім цифр основного позначення зліва і справа від них можуть стояти додаткові літерні і цифрові знаки, які характеризують спеціальні умови виготовлення даного підшипника.

Зокрема, клас точності маркується ліворуч від основної позначки через тире. У порядку збільшення точності класи точності підшипників позначають: 0, 6, 5, 4, 2. У загальному машинобудуванні використовують підшипники класів точності 0 і 6. У виробках високої точності і за дії високої частоти обертання 5 і 4. Підшипники класу точності 2 використовують в гіроскопічних приладах.

До можливих позначок праворуч належать літерні: *A* – підшипник збільшеної вантажності, *E* – сепаратор виконаний з полімерного матеріалу, *P* – деталі з термоміцної сталі, *C* – підшипник закритого типу заповнений мастильним матеріалом.

Вибір раціонального типу підшипників є достатньо складною інженерною задачею, яка в залежності від конкретного вузла в машині і заданих умов роботи має декілька варіантів вирішення. Тому у відповідності з практикою проектування і експлуатації машин, що склалася, під час вибору типу підшипника користуються наступними рекомендаціями:

- в циліндричних зубчастих редукторах і коробках швидкостей в якості опор валів прямозубих і косозубих зубчастих коліс найчастіше використовують підшипники кулькові радіальні однорядні. Спочатку орієнтуються на легку серію діаметрів, але, якщо їхня вантажопідйомність з розрахунку виявляється недостатньою, серію підшипника послідовно збільшують, а розрахунок повторюють. Якщо за умови застосування кулькових радіальних однорядних підшипників потрібна вантажопідйомність не досягається чи розміри підшипникового вузла виявляються занадто великими, вибирають підшипники роликові радіально-упорні конічні;

- в конічних і черв'ячних редукторах колеса повинні точно і жорстко фіксуватися в осьовому напрямку. Такі ж умови потрібно забезпечити і для валу конічної шестірні. Для цього осьової жорсткості кулькових радіальних

підшипників недостатньо. В той же час опори валу черв'яка навантажені значними осьовими силами. Тому в силових конічних і черв'ячних передачах під час вибору опор валів перевагу надають підшипникам роликовим радіально-упорні конічним. Спочатку також орієнтуються на підшипники легкої серії;

- за дії високих частот обертання ($n \geq 1500 \text{ хв}^{-1}$) ведучих валів конічних і черв'ячних редукторів їх встановлюють на кулькові радіально – упорні підшипники. У випадку безперервної довгочасної роботи черв'ячної передачі вони сприяють зниженню тепловиділення;

- для опор плаваючих валів шевронних передач застосовують підшипники роликові радіальні з короткими циліндричними роликами.

За здатністю фіксувати осьове положення валу опори поділяють на фіксуючі і плаваючі. У фіксуючих опорах осьове переміщення валу обмежується в обох напрямках, тому вони крім радіального навантаження здатні сприймати осьове навантаження в будь-якому напрямку. У плаваючих опорах осьове переміщення валу не обмежується, і вони можуть сприймати тільки радіальне навантаження.

Найбільш поширені схеми фіксації валу від осьових переміщень показані на рисунку 8.4.

Так, за схемою (рис. 8.4, *а*) вал фіксується в лівій опорі одним підшипником, наприклад, кульковим радіальним. За схемою (рис.8.4, *б*) – двома радіальними чи радіально упорними підшипниками. Такі схеми фіксації застосовують при будь-якій відстані між опорами, але остання схема характеризується більшою жорсткістю фіксуючої опори.

Підшипники фіксуючої і плаваючої опори повинні, по можливості, бути навантажені рівномірно, тому, якщо на вал крім радіальних діють ще і осьові навантаження, плаваючу опору навантажують більшою радіальною

силою. Якщо вихідний кінець валу з'єднаний з іншим валом за допомогою муфти, фіксуючу опору вибирають біля нього.

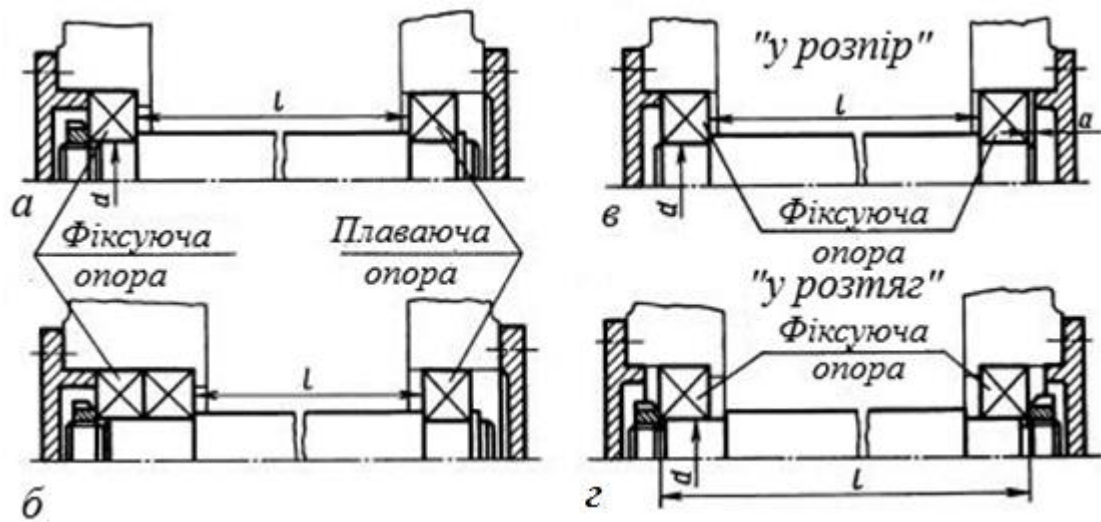


Рис. 8.4. Основні схеми встановлення підшипників опорних вузлів валів: *а* – осьова фіксація одним радіальним підшипником; *б* – осьова фіксація двома одинарними радіальними або радіально-упорними підшипниками; *в, г* – осьова фіксація вала в двох опорах

Оскільки за дії температурних коливань під навантаженням відбуваються осьові переміщення плаваючого підшипника, поверхні отвору корпусної деталі спрацьовуються. Тому у випадку дії на опори валу тільки радіальних навантажень плаваючу опору навантажують меншою радіальною силою.

За схемами (рис. 8.4, *в, г*) вал фіксується від осьових переміщень в обох опорах, але в одному напрямку в кожній. Ці схеми застосовують з деякими обмеженнями відстані між опорами, що пов'язане з зміненням величини зазорів внаслідок переміщень під дією температури. Так, за більш конструктивно простою схемою (рис. 8.4, *в*), яку називають “у розпір”, довжина валу під час нагрівання збільшується, а осьові зазори в підшипниках навпаки – зменшуються. Схему “у розпір” застосовують для відносно коротких валів. В опорах встановлюють як радіальні, так і радіально-упорні підшипники. Для запобігання заклинювання валу в опорах

передбачають осьовий зазор a , який повинен компенсувати теплові деформації валу. Величина цього зазору з досвіду експлуатації вузлів з кульковими підшипниками складає 0,2-0.5 мм.

За використання схеми “у розтяг” (рис. 8.4, з), ймовірність заклинювання валу внаслідок температурної деформації відсутня, оскільки з видовженням валу одночасно збільшуються осьові зазори в підшипниках. Тому відстань між опорами може бути взята дещо більшою.

В опорах кочення втрати потужності обумовлені наявністю тертя:

- між тілами кочення і кільцями підшипника, що складається з тертя кочення і додаткового тертя ковзання;
- між тілами кочення і сепаратором;
- в процесі подолання опору мастила;
- в ущільненнях.

Крім того, можливі втрати на тертя, пов'язані з похибкою форми тіл кочення й кілець.

Сумарний момент тертя T_{mp} , в підшипнику виражають через умовний коефіцієнт тертя $f_{зв}$, зведений до посадочного діаметру валу d :

$$T_{mp} = F_r \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2}, \quad (8.1)$$

де F_r - радіальне навантаження на підшипник.

В лабораторній роботі, що розглядається, одночасно випробуються чотири підшипники, а навантаження на кожний з них при навантаженні випробувальної головки загальною силою F становить:

$$F_r = \frac{F}{2}. \quad (8.2)$$

Сумарний момент тертя на чотирьох підшипниках складе:

$$T_{mp} = 4 \cdot F_r \cdot f_{зв} \cdot \frac{d}{2}, \quad (8.3)$$

або з урахуванням формули (8.2):

$$T_{mp} = F \cdot d \cdot f_{зг} . \quad (8.4)$$

Звідки зведений коефіцієнт тертя:

$$f_{зг} = \frac{T_{mp}}{F \cdot d} . \quad (8.5)$$

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДМ-28М, комплект змінних випробувальних головок з підшипниками кочення, індикатор годинникового типу, штангенциркуль, вороток.

Будова установки

Момент тертя T_{mp} визначають на лабораторній установці ДМ-28М методом маятника. Конструкція установки показана на рисунку 8.5.

У корпусі установки [9] розташований привод, який складається з електродвигуна і клинопасової передачі, а також двохконсольний вал 2, встановлений на двох шарикопідшипникових опорах. Змінну випробувальну підшипникову головку 1 встановлюють на консолі валу 4. На втулці змінної головки встановлено чотири підшипники. Зовнішні кільця двох середніх підшипників 9 розміщені в загальній обоймі, а зовнішні кільця двох крайніх підшипників 3 і 11 - у корпусі головки, що охоплює обойму середніх підшипників із зазором.

Навантаження підшипників здійснюється гвинтом 6 навантажувального пристрою, корпус якого жорстко зв'язаний з корпусом головки 6. Зусилля гвинта через динамометричну скобу - 7 і кулькову опору передається на обойму середніх підшипників. Одночасно підшипники обойми притискаються до втулки, розташованої на валу, а підшипники корпусу навпаки віджимаються від неї.

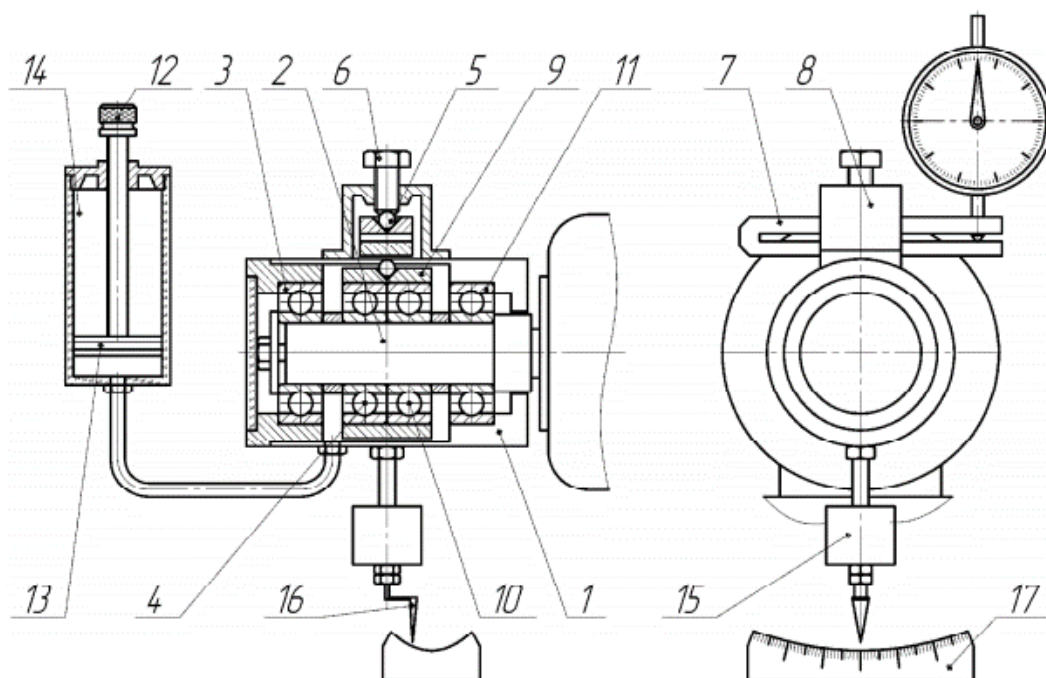


Рис. 8.5. Схема лабораторної установки ДМ-28М: 1 – касета з підшипниками; 2 – вал; 3 – підшипник; 4 – тіло кочення; 5 – індентор; 6 – гвинт; 7 – динамометрична скоба; 8 – корпус; 9 – підшипник; 10 – тіло кочення; 11 – підшипник; 12 – клапан; 13 – поршень; 14 – циліндр; 15 – маятник; 16 – стрілка; 17 – шкала

Вимірювання сили, що навантажує, виконується індикатором годинникового типу за деформацією динамометричної скоби 8 після відповідного тарування. Момент тертя вимірюється маятником 15, стрілка якого повертається відносно шкали 17, закріпленої на корпусі установки.

Масильний пристрій складається із циліндра 14 з поршнем 13. Потрібний рівень масла в корпусі підшипників встановлюють переміщенням поршня. Для змащення підшипників застосовується мастило індустріальне з кінематичною в'язкістю 13-17 мм²/с при 40°C. Температуру підшипників виміряють термометром.

Технічні характеристики установки

1. Тип електродвигуна - А02-11-1, потужність $P = 0,6$ кВт, частота обертання валу $n = 1360$ об/хв;
2. Найбільша сила навантаження на підшипники - 12000 Н;

3. Частота обертання підшипників - 970, 1880 і 2760 об/хв;

У комплект установки входять чотири випробувальні головки, які дозволяють досліджувати наступні типи підшипників з внутрішнім діаметром $d=40$ мм:

1. Підшипники кулькові радіальні однорядні 208;
2. Підшипники кулькові радіальні однорядні 308;
3. Підшипники радіальні кулькові сферичні дворядні 1208;
4. Підшипники роликові конічні однорядні 7208.

Порядок виконання роботи

1. Вивчити конструкцію основних типів підшипників кочення, систему їхніх умовних позначень, ознайомитись з будовою лабораторної установки та її технічною характеристикою.

2. Для 3-4 типів підшипників, запропонованих викладачем, накреслити ескізи, заміряти і порівняти за довідником основні розміри та проставити їх на ескізах. Записати маркування підшипників і, користуючись даним посібником і довідковою літературою, розшифрувати умовні позначення.

3. Встановити на вал першу дослідну головку, збалансувати її, створити в ній мінімальний рівень змащення. Встановити задану частоту обертання валу. Ввімкнути установку і забезпечити її роботу впродовж 4-6 хвилин. Впевнитись у справності установки і почати вимірювання моменту тертя підшипників.

4. Зафіксувати початковий момент тертя під час роботи головки без навантаження підшипників. Виконати вимірювання моменту тертя під час ступінчатого підйому навантаження підшипників послідовно силами 3000, 6000, 9000, 12000 Н. На кожній ступені навантаження виконати не менше

трьох вимірювань. Повторити дослідження для інших умов змащення підшипників, а саме при наступних рівнях мастила:

- до центру нижньої кульки;
- до нижньої частини внутрішнього кільця підшипника.

5. Повторити дослідження за п. 4 для інших частот обертання валу.

6. Замінити дослідну головку і повторити випробування підшипників іншого типу за п.п. 4 і 5.

7. Обчислити значення зведених коефіцієнтів тертя для різних умов роботи, побудувати графіки залежності моменту тертя і зведеного коефіцієнту тертя від навантаження для різних рівнів змащення і різних частот обертання валу.

8. Проаналізувати результати дослідження, зробити висновки, оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті по лабораторній роботі повинні бути відображені наступні питання:

1. Назва лабораторної роботи, її мета.
2. Ескіз 3-4 типів підшипників, їхні основні розміри, розшифрування позначень.
3. Схема лабораторної установки та її технічна характеристика.
4. Таблиця з результатами вимірювань і розрахунків.
5. Графіки залежності моменту тертя і зведеного коефіцієнта тертя від навантаження для різних рівнів змащення і різних частот обертання валу.
6. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки з роботи.

Контрольні запитання

1. Яке призначення мають підшипники кочення? В чому полягають їхні переваги в порівнянні з підшипниками ковзання?
2. Якими бувають підшипники кочення за напрямком дії навантаження, що сприймається? За формою тіл кочення?
3. Які типи підшипників кочення є найбільш поширені у конструкціях? За яких умов рекомендується їх використовувати?
4. Які відомості містить основне умовне позначення підшипника за системою ДСТУ?
5. Які класи точності підшипників передбачені стандартом?
6. Визначте тип і внутрішній діаметр підшипників, що мають позначення: 308, 2306, 1209, 180207, 2304, 3208, 4306, 5103, 6205, 7306, 8205, 9106?
7. Як поділяються опори валів за здатністю фіксувати осьове положення валу?
8. У чому полягає різниця між схемами встановлення підшипників «у розпір» і «у розтяг»?
9. З якими факторами зв'язують втрати у підшипниках кочення?
10. Яку будову мають дослідні підшипникові головки?
11. Яка система навантаження підшипників використовується в лабораторній роботі?
12. Яким чином вимірюється момент тертя у підшипниках в лабораторній роботі?

Лабораторна робота № 9

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКУ КОВЗАННЯ

Мета роботи – вивчити умови роботи підшипника ковзання і експериментально дослідити їхній вплив на величину коефіцієнту тертя.

Основні теоретичні відомості

Підшипники ковзання (рис. 9.1) в сучасному машинобудуванні застосовуються менше, ніж підшипники кочення. Проте у деяких випадках вони мають переважне застосування. До таких випадків відносять: опори валів, що працюють за дії дуже значних швидкостей і навантажень (підшипники кочення за таких умов роботи мають низьку довговічність); під час роботи в умовах значних ударних і вібраційних навантажень; у воді чи агресивних середовищах; в прецизійних машинах для точного направлення валів чи навпаки для тихохідних валів невідповідальних механізмів де вони простіші за конструкцією і дешевші; для валів великого діаметру за умови відсутності стандартних підшипників кочення; у різних опорах тощо [6].

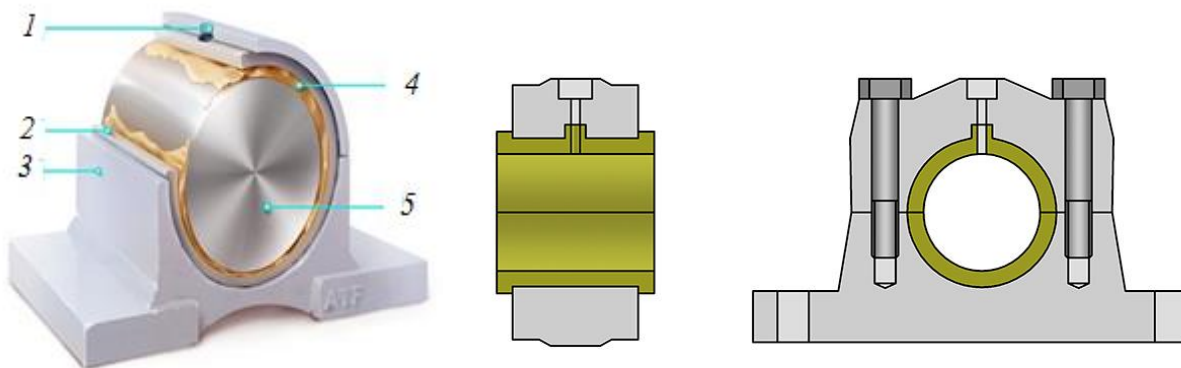


Рис. 9.1. Підшипник ковзання: 1– кришка; 2 – вкладиш; 3 – корпус; 4 – мастило; 5 – вал

Підшипник ковзання здебільшого працює за наявності мастильного матеріалу в зазорі поміж цапфою валу і вкладишем. Якщо вал є нерухомим, рідинний мастильний матеріал із зони контакту видавлюється, а вал контактує з цапфою (рис. 9.2, *а*). Разом з тим на поверхнях цапфи і вкладиша зберігається надтонка плівка мастильного матеріалу товщиною декілька молекулярних шарів, яка навіть втрачає властивості рідини. Товщини цієї плівки не вистачає на повне розділення поверхонь тертя під час пуску і за малої кутової швидкості. Роботу підшипника в цей момент характеризує режим граничного тертя.

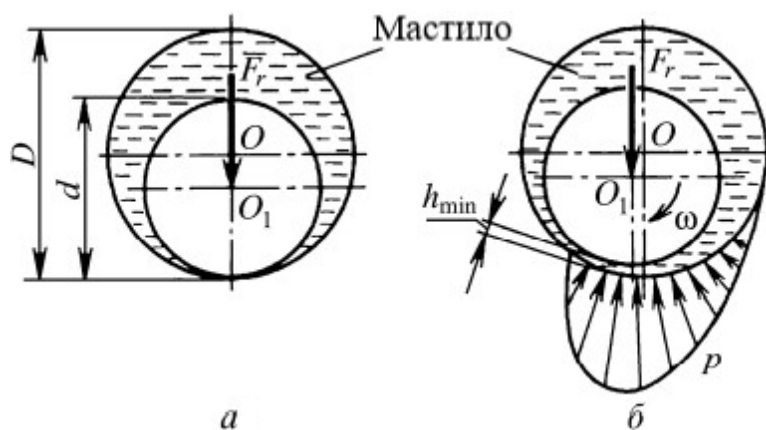


Рис. 9.2. Схема утворення масляного клину у підшипнику ковзання:
а – нерухомий вал; *б* – рухомий вал

З початком роботи вал починає обертатися і затягує мастильний матеріал у зазор між цапфою і вкладишем. В одній половині підшипника формується масляний клин, що сходиться, в іншій – що розходиться. Утворюється несучий мастильний шар, який характеризується значною гідродинамічною підйомною силою, за дії якої вал спливає і зміщується в напрямку обертання (рис. 9.2, *б*). Роботу на цей момент характеризує режим напіврідинного тертя. Названі режими являються недосконалими.

Подальше збільшення кутової швидкості призводить до утворення стійкого масляного шару, який повністю розділяє поверхні тертя.

Утворюється режим рідинного тертя, за якого зношення і заїдання відсутні. Вал займає ексцентричне положення, як показано на рисунку 9.2 б.

Дослідження режиму рідинного тертя (рис. 9.3) в підшипниках засноване на контактній-гідродинамічній теорії змащення, яка базується на розв'язанні диференціальних рівнянь гідродинаміки в'язкої рідини з урахуванням деформацій у контакті. Вона дозволяє вибрати потрібні розміри підшипника й в'язкість мастила, які забезпечують утворення режиму рідинного тертя з оптимальною товщиною шару мастила. Теоретичний розв'язок цієї задачі досить складний і не виключає експериментального дослідження підшипників. Особливо важливим є експериментальне дослідження граничного та інших видів тертя, які виникають під час дії пускових режимів на які не поширюються закони гідродинаміки. Експериментальні дослідження суттєво доповнюють теоретичні, і у комплексі створюють базу для оптимального проєктування конструкцій підшипникових вузлів сучасних машин.

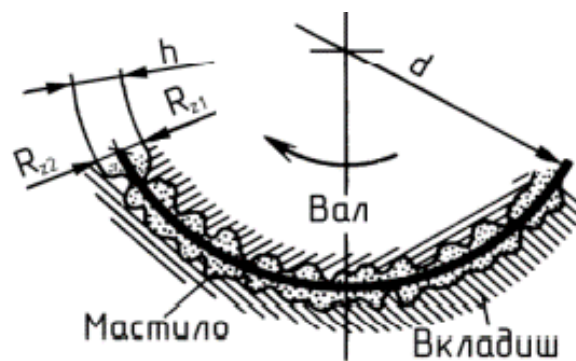


Рис. 9.3. Схема рідинного тертя - мікрогеометрія валу і вкладишу

Одним з основних параметрів, що визначають втрати на тертя [4] в підшипнику ковзання, його нагрівання і зношування є коефіцієнт тертя. Експерименти показують, що коефіцієнт тертя f в підшипнику може змінюватися в процесі роботи в досить широких межах і залежить від в'язкості мастила μ , колової швидкості валу V і питомого тиску q .

Типовий графік залежності коефіцієнта тертя в підшипнику ковзання від перерахованих факторів показаний на рисунку 9.4. Початкова ділянка кривої до точки a відповідає режимам сухого та змішаного тертя; ділянка між точками a і c – режиму граничного тертя; правіше від точки c розташована область рідинного тертя. В режимах сухого і граничного тертя мікронерівності поверхонь, що контактують, взаємодіють між собою і зношуються. У режимі рідинного тертя поверхні розмежовані шаром мастила, товщина якого перевищує суму висот мікронерівностей поверхонь (рис 9.3).

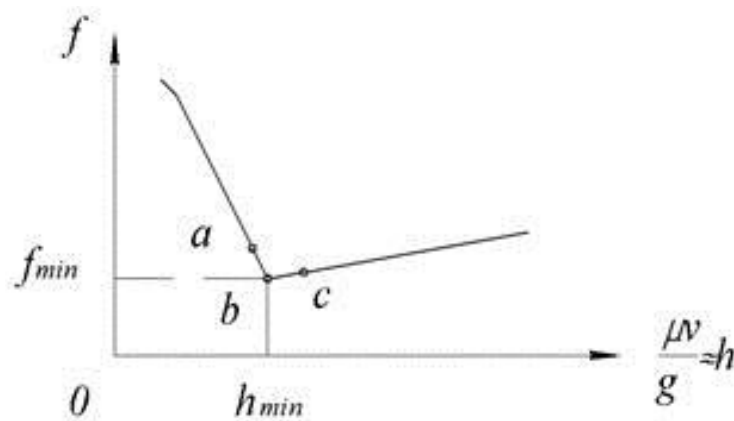


Рис. 9.4. Графік залежності коефіцієнту тертя в підшипнику ковзання

Очевидно, що робота механізму в умовах граничного тертя є край небажаною у зв'язку з ризиком відказів пов'язаних зі зношуванням. У той же час цей режим є достатньо поширеним і зустрічається у широкому діапазоні навантажень, швидкостей і температур.

Момент тертя T (Н·м) у підшипнику ковзання навантаженому силою F дорівнює:

$$T = 10^{-3} F f \frac{d}{2}, \quad (9.1)$$

де d – діаметр цапфи валу, f – коефіцієнт тертя.

Цей момент врівноважується силою F , яка відносно осі валу 0 прикладена (рис. 9.5) на плечі b . На цій підставі можна записати:

$$F_r f \frac{d}{2} = Fb. \quad (9.2)$$

Враховуючи, що в лабораторній установці $d = 60$ мм, а $b=300$ мм, одержимо формулу для визначення коефіцієнта тертя в підшипнику:

$$f = 10 \frac{F}{F_r}. \quad (9.3)$$

Зміна режиму здійснюють (в даній лабораторній роботі) зміненням питомого тиску, який обчислюють за формулою:

$$q = \frac{F_r}{dl}, \quad (9.4)$$

де d і l – відповідно діаметр і довжина підшипника.

Узагальнений показчик режиму роботи підшипника:

$$\chi = \frac{\mu V}{q}, \quad (9.5)$$

де $V = \frac{\pi dn}{60000}$, м/с – колова швидкість.

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДМ-29, індикатор годинникового типу.

Будова установки

Лабораторна робота виконується на лабораторній установці ДМ-29, принципова схема якої показана на рисунку 9.5.

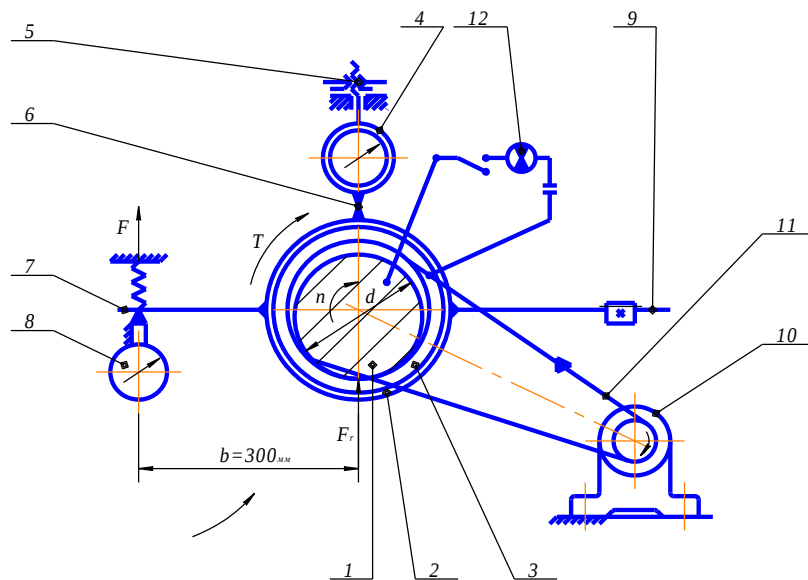


Рис. 9.5. Схема лабораторної установки ДМ-29: 1 – вал; 2 – обойма; 3 – вкладиш підшипника; 4 – динамометр; 5 – гвинт навантаження; 6 – гнучка тяга; 7 – важіль; 8 – індикатор моменту тертя; 9 – важіль протизваги; 10 – електродвигун; 11 – двошвидкісна пасова передача; 12 – індикатор наявності мастильної плівки в підшипнику

До валу 1, що отримує обертальний рух від електродвигуна 10 через пасову передачу 11, підтиснута обойма 2 з вкладишем 3, виготовленим з антифрикційного матеріалу. Притиснення обойми до валу із зусиллям F_r здійснюється гвинтом 5 через динамометр 4 і тягу 6. Величина сили притискання визначається по шкалі динамометра 5. Під час обертання валу обойма підшипника з вкладишем за рахунок сил тертя, що виникають в умовах контактної взаємодії, захоплюється валом і провертається в напрямку обертання. Одночасно вона нажимає важелем 9 на поперечно відтаровану пружину 7 і стискає її зусиллям F . Величина цього зусилля визначається за допомогою індикатору 8. З обоймою 2 також жорстко з'єднаний важіль 9, який служить для балансування всього вузла обойми щодо осі валу [7].

Технічні характеристики установки

1. Потужність електродвигуна $P = 0,6$ кВт;

2. Частота обертання валу $n = 600$ і 1400 об/хв.;
3. Максимальна сила навантаження підшипника $F_r = 5000$ Н;
4. Діаметр валу підшипника $d = 60$ мм, довжина $l = 60$ мм;
5. Матеріал вкладишу підшипника бронза Бр. О10Ф1;
6. Шорсткість поверхні валу $Ra\ 0,63$, поверхні вкладиша $Ra\ 1,6$;
7. Мастильний матеріал - мастило індустріальне марки 30і з кінематичною в'язкістю $\mu = 41\text{--}51$ мм²/с за 40°C;
8. Вимірювання сили навантаження F - за допомогою індикатору годинникового типу за відхиленням пружної балки чи в автоматичному режимі – за реєстрацією сигналу тензодавача.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з будовою лабораторної установки ДМ-29 та її технічними характеристиками, формою звіту.
2. Подати у підшипник мастило, ввімкнути установку і навантажити підшипник силою $F_r = 1000$ Н. Визначити величину сили F , що зрівноважує момент тертя в підшипнику.
3. Під час установки, збільшити навантаження на підшипник послідовно ступенями до $F_r = 2000; 3000; 4000; 5000$ Н і визначити на кожній з них значення зрівноважувальної сили F . Вимірювання на кожному рівні навантаження повторити не менше трьох разів.
4. Виконати вимірювання за п.3 значень зрівноважувальної сили F на іншій частоті обертання валу підшипника.
5. Результати вимірювань та розрахунків занести в таблицю, побудувати графіки залежності коефіцієнту тертя від узагальненого показника режиму роботи підшипника на різних частотах обертання валу.
6. Провести аналіз результатів дослідження, зробити висновки, оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені наступні питання.

1. Назва лабораторної роботи, її мета.
2. Схема лабораторної установки та її технічна характеристика.
3. Таблиця з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Графік залежності коефіцієнту тертя від узагальненого показника режиму роботи підшипника на декількох частотах обертання валу.
5. Аналіз отриманих результатів дослідження та висновки.

Контрольні запитання

1. У яких випадках використовують підшипники ковзання?
2. Які матеріали використовують для виготовлення вкладишів підшипників ковзання? Чому?
3. Які властивості повинні мати мастильні матеріали, що використовуються для змащення підшипників ковзання?
4. Які режими змащення можна реалізувати у підшипниках ковзання?
5. Який з режимів змащення забезпечує роботу підшипника ковзання без зношування?
6. Якими способами можна забезпечити режим рідинного тертя у підшипнику ковзання?
7. В чому полягає гідродинамічний ефект?
8. Яку будову має лабораторна установка?
9. Яким чином у лабораторній установці виконується перехід на іншу частоту обертання валу?
10. Яким способом задається і як вимірюється сила навантаження підшипника в установці, яка використовується у лабораторній роботі?

Лабораторна робота № 10

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛУ

Мета роботи – провести дослідження динамічної нестійкості валу, що обертається, за умови резонансу, оцінити вплив маси насадженого на вал диска, його положення, довжини прогону і дисбалансу на критичну частоту обертання валу.

Основні теоретичні відомості

Коливання валів із закріпленими на них деталями, такими як зубчасті і черв'ячні колеса, шків, зірочки тощо, виникають за дії сил, що періодично змінюються, і зв'язані з пружними коливаннями валів. Незначні за величиною коливання навколо положення рівноваги стають небезпечними, коли частота вимушених коливань збігається з частотою власних коливань системи, тобто виникає резонанс. Одночасно напруження, що діють в валу, суттєво зростають, і визначаються, в цілому, не зовнішнім навантаженням, а силами інерції мас, що коливаються. Резонанс є дуже небезпечним для міцності конструкції, і роботу в цьому режимі потрібно уникати.

Вали можуть піддаватися дії поздовжніх, крутильних і поперечних коливань. Поздовжні коливання зв'язані із змінною складовою поздовжньої сили і мають дуже короткий період, оскільки відновлювальна сила за рахунок значної осової жорсткості дуже велика. Тому під час проектування валів поздовжні коливання не враховують.

Крутильні коливання зв'язані з дією змінного в часі обертового моменту. Одночасно з цим періодично змінюється і деформація кручення, а у валу, як у будь-якій механічній системі, збуджуються коливання.

Крутильна жорсткість значно менша за поздовжню, тому крутильні коливання мають значний період.

В курсі «Деталі машин і основи конструювання» розглядають поперечні коливання валів. Розрахунок валів на поперечні коливання (вібрацію) зводиться до перевірки умов відсутності резонансу під час дії усталеного режиму роботи. Причиною виникнення поперечних коливань здебільшого є недостатньо точне балансування (рис. 10.1 а) розташованих на валу деталей. Деталі, що обертаються, неможливо ідеально збалансувати у зв'язку з неминучими похибками технологічного характеру. Від дисбалансу виникають сили інерції, які уводять вал від осі обертання на величину u (прогин валу), що визиває силу пружного опору деформації.

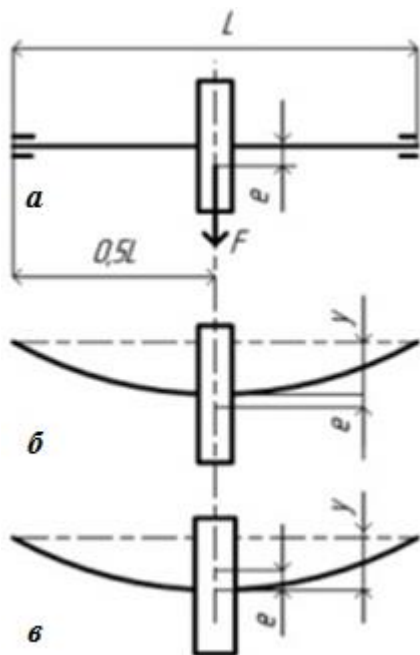


Рис. 10.1. Розрахункова схема валу

Частоту обертання, при якій частота вимушених коливань $\omega_{вл}$ збігається з частотою власних коливань ω_c системи, а відцентрова сила і сила пружності стають однаковими ($F_{від} = F_{пр}$) називають критичною [3].

Для найпростішого випадку, коли диск вагою $G = mg$ (тут m – маса, $g = 981 \text{ см/с}^2$ – прискорення вільного падіння), розташований посередині валу, центр ваги якого зміщений відносно геометричної осі на величину e .

За умови рівномірного обертання від дії відцентрової сили вал вигинається, і прогин за значення кутової швидкості ω складе:

$$y = \frac{e}{\frac{1}{\lambda m \omega^2} - 1} . \quad (10.1)$$

Критична кутова швидкість валу:

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{1}{\lambda m}} , \quad (10.2)$$

де $\lambda = \frac{y_{cm}}{mg}$ - податливість валу чи прогин від одиничної сили; y_{cm} - статичний

прогин валу від дії сили ваги $G = mg$ диска.

Тоді формула (10.1) прийме вид:

$$y = \frac{e}{\left(\frac{\omega_{кр}}{\omega}\right)^2 - 1} . \quad (10.3)$$

Видно, що із збільшенням кутової швидкості ω у докритичній області (рис. 10.2) прогини валу збільшуються, а напрямки прогину і ексцентриситету співпадають (рис. 10.1, б). З досягненням $\omega = \omega_{кр}$ прогин $y \rightarrow \infty$. Таким чином, за досягненням критичної частоти повинне відбутися руйнування валу, однак прогини валу лишаються кінцевими завдяки тертю і конструктивним обмеженням. За умови подальшого збільшенні ω у закритичній області $y < 0$, тобто напрямки прогину і ексцентриситету є протилежними (рис. 10.1, в), а центр незбалансованої ваги наближається до геометричної осі обертання. Якщо $\omega \rightarrow \infty$ прогин $y \rightarrow e$, а центр ваги розташовується на осі обертання (відбувається самоцентрування валу). Наведений процес використовують у швидкісних механізмах, у яких для збереження стійкості установлюють гнучкий вал з низькою власною

частотою коливань. Вали, що працюють у докритичній області називають жорсткими, у закритичній області - гнучкими.

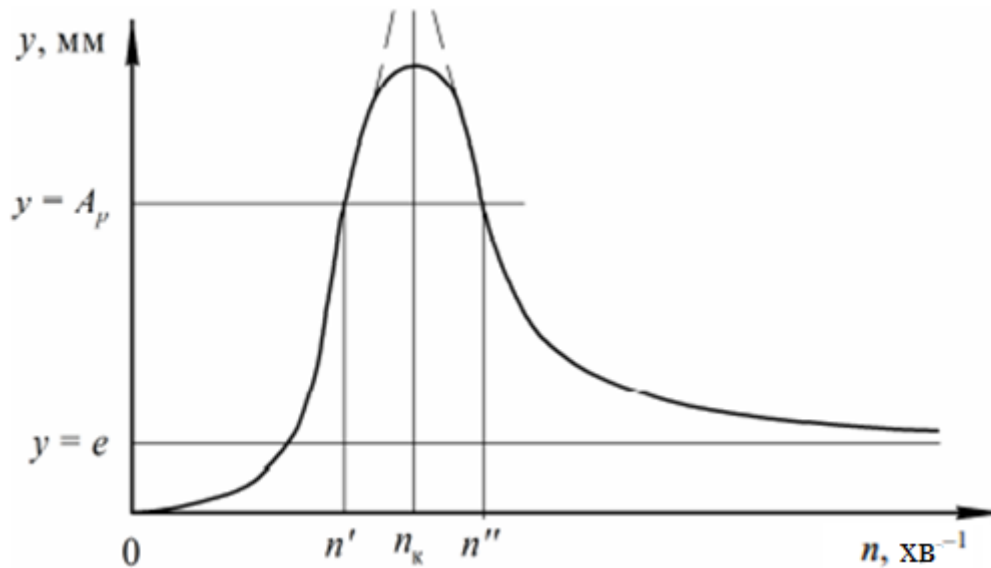


Рис. 10.2. Залежність прогину від кутової швидкості

Критична частота обертання валу, xv^{-1} залежить тільки від його статичного прогину y_{cm} :

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \omega_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{1}{\lambda m}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_{cm}}} . \quad (10.4)$$

Оскільки за визначенням:

$$y_{cm} = \lambda m g = \lambda G , \quad (10.5)$$

то, якщо знехтувати власною вагою валу, можна прийняти:

$$n_{кр} \approx 300 \sqrt{\frac{1}{y_{cm}}} . \quad (10.6)$$

Статичний прогин обчислюють за методами опору матеріалів. Так, для розрахункової схеми, наведеної на рис. 10.1, теоретичне значення прогину:

$$y_{cm} = \frac{GL^3}{48EI_x} , \quad (10.7)$$

де E – модуль пружності матеріалу валу; $I_x \approx 0,05d^4$ – осьовий момент інерції перерізу валу.

У випадку несиметричного розташування диска між опорами розрахункову величину статичного прогину обчислюють за формулою:

$$y_{cm} = \frac{Ga^2(1-a)^2}{3ELI_x}, \quad (10.8)$$

a – відстань від середини диска до лівої опори, мм.

Експериментальне значення прогину визначають за формулою (10.4), обчисливши попередньо податливість валу за результатами вимірювань прогину валу від ваги контрольного вантажу.

За границі вібраційної стійкості звичайно приймають для жорстких валів $n = 0,7n_{кр}$, для гнучких валів $n \geq 1,3n_{кр}$.

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДМ-36, індикатор годинникового типу [9].

Установка для експериментального дослідження

Робота виконується на лабораторній установці ДМ-36, загальний вигляд і схема якої показані на рисунку 10.3.

Установка складається з валу 1, діаметром 12 мм з одним диском 2, закріпленим на ньому. Вал встановлений у двох сферичних шарикопідшипниках, розташованих в кронштейні 3 і задній опорі 4. Вал приводиться в обертання через гнучку пружну муфту 5 універсальним колекторним двигуном 6 типу УЛ-062, потужністю 180 Вт, з частотою обертання 5000 об/хв. Через муфту 7 двигун приводить в обертання тахогенератор 8 марки ТГП-1. Обидві муфти прикриті захисними

кожухами 9 і 10. З допомогою цангового затискача диск 2 після переміщення фіксується на валу.

Для збільшення маси диска, на нього нагвинчують додаткові вантажі 11, в один з яких можна ввернути гвинт для створення дисбалансу.

Передня опора валу, яка розташована на кронштейні 3 є нерухомою. Для змінення жорсткості валу задня опора може змінювати своє положення відносно передньої. Вона виконана у вигляді втулки 12, яка висувається за допомогою гвинта 13, після чого затискається рукояткою 14.

Окрім цього, поблизу крайніх положень диска є два кронштейна 15 з поліетиленовими втулками, що охоплюють вал і слугують для обмеження амплітуди коливань валу, що перешкоджає руйнуванню валу за досягнення критичної частоти обертання. До лівого кронштейну прикріплене контактне пристосування 32, до складу якого включена червона лампочка 17, розташована на пульті 16, яка спрацьовує в момент початку резонансу.

Для визначення статичного прогину валу служить підвіска з вантажем 18 і стійкою з штангою 19, у якій кріпиться індикатор годинникового типу 20.

Вал з диском, задня опора і обидва обмежувальні кронштейни закриті рухомим кожухом 21 з прозорим вікном для нагляду за диском. Вал між передньою опорою і лівим обмежувачем закритий нерухомим захисним кожухом 22, який затискається рукояткою з прихватом 23.

На установці передбачене пристосування для блокування, яке складається з кулачка, зв'язаного з кожухом і мікроперемикачем. В правому чи лівому положенні рухомого кожуха кулачок з'їжджає з мікроперемикача, і ланцюг живлення електродвигуна розмикається. Рухомий кожух стане в середнє робоче положення тільки тоді, коли підвіска з вантажем 18 і штанга 19 з індикатором перейдуть у неробочий стан. Інакше кожух упреться у них, і кулачок не натисне на мікровомикач.

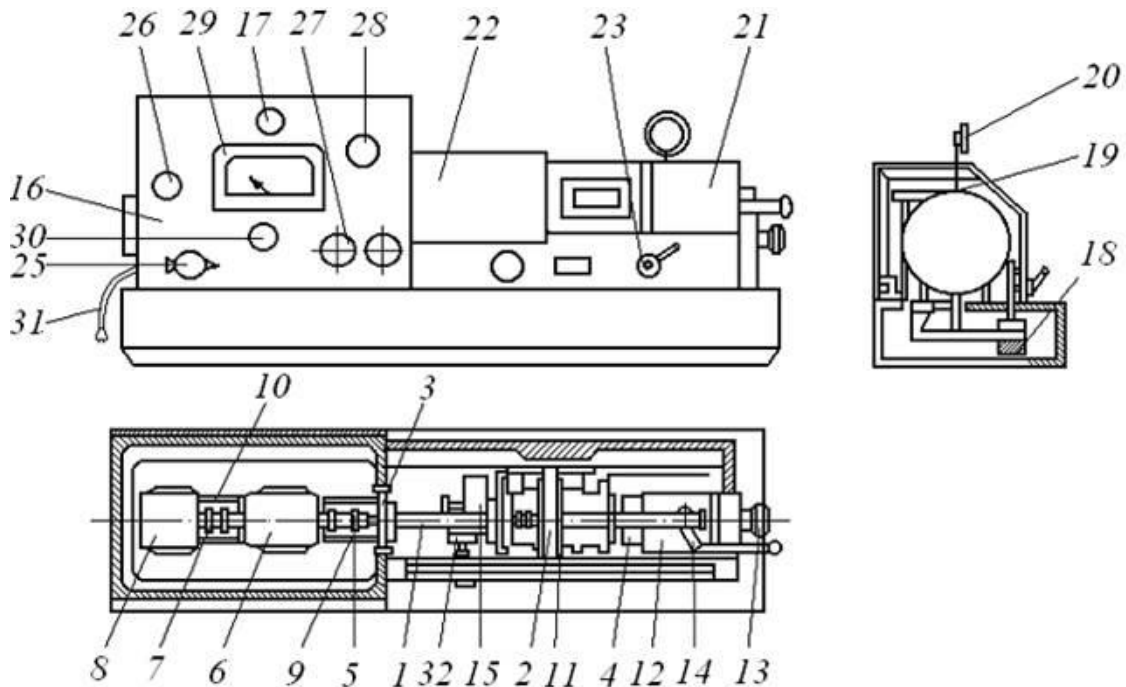


Рис. 10.3. Лабораторна установка ДМ - 36: 1 – вал; 2 – диск; 3 – кронштейн; 4 – задня опора; 5 – муфта; 6 – двигун; 7 – муфта; 8 – тахогенератор; 9 – захисний кожух; 10 – захисний кожух; 11 – додаткові вантажі; 12 – втулка; 13 – гвинт; 14 – ручка-фіксатор; 15 – кронштейн; 16 – пульт; 17 – індикатор появи резонансу; 18 – підвіска з вантажем; 19 – штанга; 20 – індикатор; 21 – рухомий кожух; 22 – нерухомий кожух; 23 – рукоятка; 24 – лампочка; 25 – вимикач; 26 – лампочка; 27 – кнопка; 28 – рукоятка; 29 – тахометр; 30 – індикатор ввімкнення; 31 – кабель живлення; 32 – контактне пристосування

Пульт 16 розташований над тахогенератором, електродвигуном і передньою опорою валу. На панелі пульта розташовані: пакетний вимикач 25 марки ПВ-10 для ввімкнення установки; лампочка 26 ввімкнення установки зеленого кольору; кнопка 27 «пуск – стоп» електродвигуна; рукоятка 28 автотрансформатора РНО-250-05 для плавного регулювання кількості обертів електродвигуна; міліамперметр 29 марки М-24, шкала якого проградуирована у хв^{-1} ; лампочка 17 сигналізації початку резонансу з червоного кольору; тумблер вимкнення лампочки сигналізації 30.

Технічні характеристики установки

1. Потужність електродвигуна $P = 0,18$ кВт;
2. Частота обертання – в діапазоні 0-3000 об/хв. регулюється автотрансформатором;
3. Діаметр досліджуваного валу $d = 12$ мм. Матеріал валу – сталь 45;
4. Осьовий момент інерції перерізу валу $I_x = 1020$ мм⁴;
5. Вага валу $G_v = 5$ Н;
6. Вага диска $G_d = 20$ Н;
7. Вага додаткового вантажу $G_{dv} = 7$ Н;
8. Вага контрольного вантажу $G_k = 100$ Н;
9. Відстань між опорами валу $L = 500; 550$ мм.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою лабораторної установки, методикою визначення досліджуваних.

2. Зафіксувати відстань між опорами $L = 550$ мм. Встановити диск без додаткового вантажу на відстані $a = 250$ мм від лівої опори.

3. Визначити розрахункове значення величини статичного прогину валу $y_{ст.р}$ в місці посадки диска за формулою (10.7) і обчислити за формулою (10.5) теоретичне значення критичної частоти обертання валу. В цю формулу величини статичного прогину підставити у см; модуль пружності сталі прийняти $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; осьовий момент інерції перерізу валу – $I_x = 0,102$ см⁴. В процесі визначення навантаження врахувати сумарну вагу валу і диска: $G = G_v + G_d$.

4. Визначити експериментальне значення величини статичного прогину валу $y_{ст.е}$ в місці посадки диска, порівняти його з розрахунковим значенням і за формулою (10.5) обчислити значення критичної частоти

обертання валу. Податливість валу розрахувати за результатами вимірювання прогину валу y (см) від дії ваги контрольного вантажу ($G_k = 100$ Н). Для цього встановити індикатор на "нуль", за допомогою гачка підвісити контрольний вантаж, записати прогин і обчислити податливість системи:

$$\lambda = \frac{y}{G_k}. \text{ Тоді за формулою (7.4) } y_{cme} = \lambda(G_\delta + 0,5G_b).$$

5. Включити електродвигун і, плавно збільшуючи частоту його обертання, довести вал до резонансу, про що сповістить загорання сигнальної лампи червоного кольору. Зафіксувати частоту обертання під час входження в резонанс n_1 і перейти в закритичну область. Зменшуючи частоту обертання, ввести вал у стан резонансу під час повернення в докритичну область і зафіксувати частоту обертання n_2 . Дослід повторити не менш трьох раз. Порахувати середнє значення експериментально визначеної критичну частоту обертання: $n_{кр.е} = \frac{n_1 + n_2}{2}$ і порівняти з розрахунковими значеннями за п.п. 3-5.

6. Перемістити диск на відстань $a = 275$ мм від лівої опри. Провести дослідження у послідовності за п.п. 3-5.

7. Перемістити диск на відстань $a = 300$ мм від лівої опри. Провести дослідження у послідовності за п.п. 3-5.

8. Перемістити диск на відстань $a = 275$ мм від лівої опри. Збільшити за рахунок нагвинчування додаткового вантажу вагу диска до 27 Н. Вивчити вплив збільшення маси диска на критичну частоту обертання валу. Провести дослідження у послідовності за п.п. 3-5.

9. Зафіксувати відстань між опорами $L = 500$ мм. Встановити диск без додаткового вантажу на відстані $a = 250$ мм від лівої опори. Вивчити вплив збільшення жорсткості валу на критичну частоту його обертання. Провести дослідження у послідовності за п.п. 3-5.

10. Створити дисбаланс, загвинтивши в додатковий вантаж гвинт. Вивчити вплив дисбалансу на критичну частоту обертання валу. Провести дослідження у послідовності за п.п.3-5.

11. Результати дослідів і розрахунків занести у звіт з лабораторної роботи. Оцінити похибки вимірювань. Проаналізувати результати експериментів і зробити висновки з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи повинні бути відображені:

1. Назва лабораторної роботи, її мета.
2. Схема лабораторної установки та її технічна характеристика.
3. Таблиця з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. В чому полягають причини виникнення коливань валів?
2. Які види коливань можуть виникати у валах?
3. Які є причини виникнення поперечних коливань і резонансу валів?
4. Що таке критична частота обертання валу?
5. Які вали називають жорсткими, а які гнучкими?
6. Від чого залежить критична частота обертання валу?
7. Чому амплітуда коливань під час резонансу не стає нескінченною?
8. Якими способами можна визначити статичний прогин валу?
9. Як впливає на прогин валу з ексцентричним розташуванням центру мас кутова швидкість?
10. Яким є співвідношення власних і вимушених частот коливань валу під час резонансу?
11. Як в лабораторній роботі визначають статичний прогин валу?

12. Що таке податливість валу? Як її визначають?
13. Як критична частота обертання валу залежить від відстані між опорами валу? Чому?
14. Як критична частота обертання валу залежить від розташування диска на валу? Чому?

Лабораторна робота № 11

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГВИНТОВОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи – провести дослідження залежності коефіцієнту корисної дії гвинтового механізму від величини корисного навантаження при різних способах навантаження.

Основні теоретичні відомості

Гвинтові механізми [3] призначені для перетворення обертового руху в поступальний, а також для одержання значного виграшу в силі. Більш поширеною назвою цих механізмів є передачі гвинт – гайка. Завдяки простій конструкції і компактності вони широко застосовуються в різних машинах, апаратах і приладах.

Істотним недоліком гвинтових механізмів є низький коефіцієнт корисної дії (ККД), що пояснюється значними втратами на тертя в спряженні гвинт-гайка.

Теоретичне значення ККД гвинтового механізму може бути визначене як ККД гвинтової пари за формулою:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho')} , \quad (11.1)$$

де β - кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру;
 ρ' - зведений кут тертя в різьбі.

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{p \cdot Z}{\pi \cdot d_2} ,$$

де p - крок різьби; Z - число заходів різьби; d_2 - середній діаметр різьби.

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

де f - коефіцієнт тертя гвинтової пари; α - кут профілю різьби.

Видно, що формула (11.1) враховує тільки геометрію гвинтової лінії і коефіцієнт тертя ковзання у гвинтовім спряженні. Фактичні значення ККД можуть значно відрізнятися від розрахункових. Це пояснюється тим, що вказана формула не враховує втрати в опорах гвинта і в інших елементах конструкції. Крім того, величина коефіцієнту тертя ковзання у гвинтовому спряженні може змінюватися в широких межах в залежності від багатьох факторів таких, як: поєднання матеріалів гвинта й гайки; стан їхніх поверхонь тертя; наявності змащення; склад мастильного матеріалу тощо, а також, в значній мірі від реальної картини розподілу сил у гвинтовому сполученні. Останній визначає ступінь навантаження поверхонь контакту гвинта і гайки і є обумовленим, за інших рівних умов, величиною корисного навантаження і конструктивними особливостями, зокрема тим, яким чином діє прикладене навантаження - вздовж осі гвинта чи ексцентрично.

Оскільки достовірних аналітичних залежностей для розрахунків ККД гвинтових механізмів, що враховують все різноманіття перерахованих факторів не існує, тому в інженерній практиці значення ККД для кожної конкретної конструкції гвинтового механізму визначають експериментально. Для цього найчастіше використовують формулу:

$$\eta = \frac{A_{\text{к.с.}}}{A_{\text{р.с.}}}, \quad (11.2)$$

де $A_{\text{к.с.}}$ — робота сил корисного опору на деякій переміщенні, $A_{\text{р.с.}}$ - робота рушійних сил на тому ж переміщенні.

$$A_{\text{к.с.}} = Qp, \quad (11.3)$$

$$A_{p.c.} = 2\pi T, \quad (11.4)$$

де Q - корисна осьова сила; p - крок різьби; T - рушійний обертовий момент.

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДП-19А, індикатор годинникового типу.

Установка для експериментального дослідження

Дослідження проводяться на лабораторній установці ДП-19А, схема якої показана на рисунку 11.1. Основою лабораторної установки є гвинтова пара з різьбою трапецієподібного профілю. Матеріал гвинта – сталь 45, гайки - бронза Бр. О5Ц5С5.

Установка [8] змонтована на стійці, укріпленій на литій підставі. У верхній частині стійки розташований привод, який складається з електродвигуна 3 і редуктора, що здатен повертатися навколо своєї осі спільно зі статором електродвигуна відносно стійки на підшипниках кочення. Під час повороту корпус взаємодіє з тензOMETричною пружиною 6 і індикатором годинникового типу 7 (на рис. умовно розгорнуте на 90°). В середині підшипників кочення розташований вихідний вал редуктора, який за допомогою муфти з'єднується з гвинтом 1. Нижньою опорою гвинта служить кульковий підп'ятник. До гайки 2 прикріплена платформа, на яку встановлюються вантажі 4 осьового навантаження і яка має важіль для підвішування вантажу 5 з метою створення ексцентричного навантаження. Для запобігання від провертання гайки служить повзун 10 з підшипником кочення на кінці, який переміщається уздовж паза стійки.

Гвинт 1 приводиться в обертання електродвигуном 3. При цьому реактивний момент, відповідний до величини обертального моменту на

гвинті, провертає статор у протилежному напрямку. Призматичний упор, закріплений на статорі, деформує динамометричну пружину 6, а величину деформації фіксують індикатором 7.

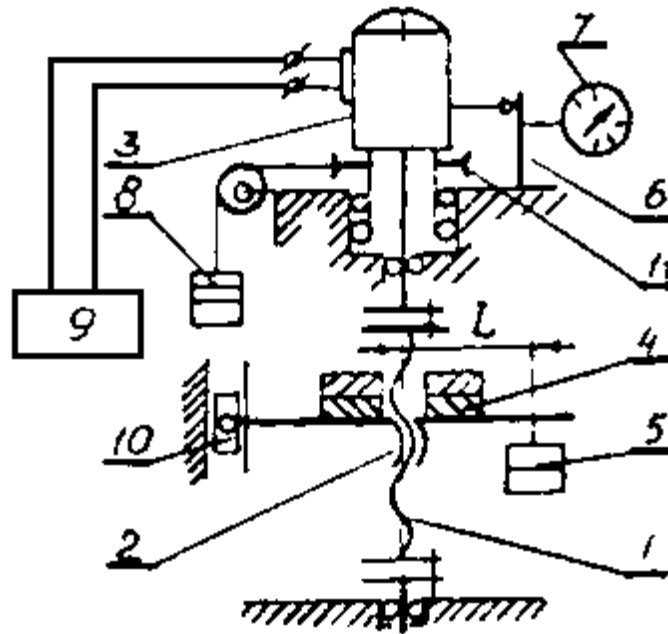


Рис. 11.1. Схема лабораторної установки ДП19А: 1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – електродвигун; 4 – упор; 5 – муфта; 6 – пружина; 7 – індикатор; 8 – вантаж; 9 – пульт керування; 10 – повзун; 11 – диск

Для тарування динамометричної пружини 6 на установці передбачений спеціальний тарувальний пристрій, що складається з диска 11 і нитки з вантажами 8. Тарування виконується в такий спосіб. Нитка з гачком для підвіски вантажів укладається в канавку тарувального диска 11, охоплюючи його, і перекидається через ролик. На гачок послідовно підвішуються вантажі 8. При цьому упори динамометра не повинні затискати пружину 6 (лишається зазор 0,1-0,2 мм). Показники індикатора 7 заносяться на тарувальний графік відповідно до величини вантажів, що підвішуються. Робочий гвинт 1 з гайкою 2 при таруванні повинні бути знятимися з установки. Для цього необхідно послабити гвинтовий затискач муфти й підняти її, утримуючи гвинт від падіння.

Керування приладом автоматизоване. Робочий цикл - хід гайки нагору, реверсування двигуна, хід гайки вниз і вимикання двигуна - відбувається після натискання пускової кнопки на пульті керування 9. На стійці установки змонтовані кінцеві вимикачі, на які в крайніх положеннях гайки впливає упор, що розташований на повзуні 10.

Технічні характеристики установки

1. Напруга живлення - 127 В, струм - змінний - 50 Гц.
2. Електродвигун - АСМ 400 з потужністю - 50 Вт.
3. Частота обертання гвинта - 60 об/хв.
4. Робочий хід гайки 2-80 мм.
5. Різьба трапецієподібна одноходова.
6. Вага вантажів для створення осьового навантаження 5; 10; 15, 20Н.
7. Вага підвісного вантажу для створення ексцентричного навантаження – 10 Н.
8. Плече підвіски вантажу - $L = 50; 60; 70; 80; 90$ і 100 мм.
9. Діаметр тарувального диска $D_m = 60$ мм.
10. Максимальний обертовий момент на вихідному валу – 450 Н·м.
11. Габаритні розміри - 280x265x605 мм.
12. Вага установки – 220 Н.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою лабораторної установки її технічними характеристиками.

2. Провести тарування динамометра за величиною обертального моменту. Вимірювання виконати не менше 3 разів, і за середніми значеннями вимірювань побудувати тарувальний графік. Обертальний момент T визначити за формулою:

$$T = \frac{Q_T \cdot D_T}{2}, \quad (11.5)$$

де Q_T - вага тарувального вантажу; D_T - діаметр тарувального диска.

3. Зняти з установки гвинт із гайкою, ввімкнути двигун і визначити обертальний момент на холостому ході, значення якого відповідає внутрішнім втратам у приводі, і повинне в подальшому відніматися з одержуваних обертових моментів на гвинті.

4. Встановити гвинт із гайкою на місце і, по чергово навантажуючи гайку осьовими вантажами, визначити обертальний момент на гвинті, знімаючи показання індикатору й керуючись тарувальним графіком. Кожне вимірювання виконати не менше трьох разів.

5 За формулами (11.2), (11.3) і (11.4) визначити роботу сил корисного опору, рушійних сил і ККД, результати вимірювань і розрахунків занести в таблицю, визначити середнє значення і відносну похибку вимірювань, побудувати графік залежності ККД від величини корисного осьового навантаження.

6. Зняти осьове навантаження і встановити на плечі підвісний вантаж. У цих умовах осьове навантаження на гвинт буде дорівнювати вазі підвісного вантажу, а гвинтова пара отримає додаткове навантаження згинальним моментом:

$$T_u = Q \cdot L, \quad (11.6)$$

де $Q = 5 \text{ Н}$ - вага вантажу; L - плече підвіски вантажу, мм.

7. Визначити обертовий момент на гвинті в умовах дії різних значеннях T_u . Кожне вимірювання виконати не менше трьох разів.

8. За формулами (11.2); (11.3) і (11.4) визначити роботу сил корисного опору, рушійних сил і ККД за дії ексцентрично прикладеного

навантаження. Результати вимірювань і розрахунків занести в таблицю. Визначити середнє значення і відносну погрішність вимірювань, побудувати графік залежності ККД від величини моменту ексцентрично прикладеного навантаження T_u ;

9. За формулою (11.1) визначити теоретичне значення ККД і побудувати графік $\eta = f(Q)$.

10. Провести аналіз отриманих результатів, зробити висновки, оформити звіт з роботи.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті з лабораторної роботи слід відобразити:

1. Назву лабораторної роботи, її мету.
2. Схему лабораторної установки та її технічну характеристику.
3. Таблицю з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки з роботи.

Контрольні запитання

1. З якою метою використовують гвинтові механізми?
2. В чому полягає основний недолік гвинтових механізмів?
3. Чому фактичні значення ККД можуть суттєво відрізнятися від розрахункових?
4. Які фактори впливають на величину ККД?
5. Як провести тарування динамометричної пружини?
6. Як на лабораторній установці створюється ексцентричне навантаження?
7. Для чого визначають обертальний момент на холостому ході?
8. Для чого при проведенні роботи використовують індикатор годинникового типу?

Лабораторна робота № 12

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ У РІЗЬБІ Й НА ТОРЦІ ГАЙКИ

Мета роботи - дослідити залежність коефіцієнтів тертя в різьбі й на торці гайки від навантаження: визначити коефіцієнт тертя в різьбі f_p ; побудувати графік залежності f_p від середнього тиску на витках різьби; визначити коефіцієнт тертя на торці гайки f_T ; побудувати графік залежності f_T від питомого тиску на торці гайки; встановити залежність $F_{\text{зат}} = f(T_{\text{зав}})$.

Основні теоретичні відомості

Коефіцієнти тертя в різьбі f_p й на торці гайки f_T змінюються в досить широких межах і залежать від впливу багатьох факторів: сполучення матеріалів деталей різьбового з'єднання, стану поверхонь тертя, наявності й сорту мастила, температури тощо [2].

Для загвинчування гайки різьбового з'єднання необхідно прикласти з боку ключа на гайку обертовий момент T_z , що долає моменти в різьбі T_p й на торці гайки T_T .

$$T_z = T_p + T_T$$

У результаті затягування болта моментом T_z виникає осьове зусилля Q , яке пов'язане з T_p і T_T співвідношеннями:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot Q_3 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \rho') \quad (12.1)$$

$$T_T = \frac{1}{2} \cdot Q_3 \cdot f_T \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^3 - d_0^2} \quad (12.2)$$

або, якщо допустити, що рівнодіюча сила тертя прикладена до середнього діаметра опорної поверхні гайки d_{cp} , то

$$T_T = \frac{1}{2} \cdot Q_3 \cdot d_{cp} \cdot f_T \quad (12.3)$$

де d_2 - середній діаметр різьби, β - кут підйому різьби, $\beta = \arctg \frac{p}{\pi d_2}$,

p - крок різьби; ρ' - приведений кут тертя в різьбі

$$f_p = f' = \tg \rho' \quad (12.4)$$

D - зовнішній діаметр опорної поверхні гайки (рівний зеву ключа);
 d_0 - внутрішній діаметр опорної поверхні (дорівнює отвору під болт);
 d_{cp} - середній діаметр опорної поверхні гайки

$$d_{cp} = \frac{D + d_0}{2},$$

f_T - коефіцієнт тертя на торці гайки.

Для різьб з кутом профілю α наведений коефіцієнт тертя f' й дійсний коефіцієнт тертя f зв'язані залежністю

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}.$$

Тому що для метричних кріпильних різьблень з трикутним профілем різьби $\alpha = 60^\circ$, а $\cos \frac{\alpha}{2} = \cos 30^\circ = 0,866$ те $f' = \frac{f}{0,866}$ або

$$f = 0,866 f'. \quad (12.5)$$

В процесі визначення коефіцієнтів тертя f й f_T по величині крутних моментів у різьбі T_p й на торці гайки T_T з формули (12.1) одержимо:

$$\rho' = \arctg \left(\frac{2 \cdot T_p}{Q_3 \cdot d_2} \right) - \beta \quad (12.6)$$

і з формули (12.3)

$$f_T = \frac{2 \cdot T_T}{Q_3 \cdot d_{cp}}. \quad (12.7)$$

Далі за формулами (12.4) і (12.5) визначають коефіцієнт тертя.

Середнє значення тиску P_p , що виникає від осьової сили Q на витках різьби, за допущенням про рівномірний розподіл його на витках різьби, визначають зі співвідношення:

$$P_p = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot Z} = \frac{4 \cdot Q_3 \cdot p}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2) \cdot H}, \quad (12.8)$$

де Z - число витків різьби у висоті гайки; H - висота гайки.

Тиск на торці гайки P_T , що виникає від осьової сили Q_3 визначають за формулою:

$$P_T = \frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}. \quad (12.9)$$

Коефіцієнт тертя в різьбі визначається на спеціальній установці ДМ- 27 на основі вимірювань моменту загвинчування гайки й осьової сили на болті. Обертовий момент виміряється динамометричним ключем, а сила затягування болта - за його деформацією, вимірюваною за допомогою індикатору годинникового типу. Для зменшення тертя на торці гайки, під останню підкладається упорний кульковий підшипник. Якщо підшипник кочення обертається вільно, то, зневажаючи моментом тертя, можна записати $\frac{T'_3}{T_3} = T_p$. Якщо підшипник застопорений, тобто не обертається, то

T_3 визначається за формулою $T_3 = T_p + T_T$.

Ця обставина дозволяє визначити по моменту затягування T_3 моменти в різьбі T_p й T_T на торці гайки, а отже f_p й f_T .

Устаткування, прилади та інструменти

Лабораторна установка ДМ-27, динамометричний ключ, індикатор годинникового типу.

Будова установки

Установка складається з пристосування для навантаження болтів (рис. 12.1) і торсіонного динамометричного ключа.

Болт 1, що підлягає випробуванню, встановлюється в пристосування для навантаження болтів (рис. 12.1). Затягування гайки 2 болта, що випробується, виконується торсіонним динамометричним ключем. Обертовий момент вимірюється індикатором годинникового типу. В корпусі розміщена динамометрична пружина 5, яка дозволяє визначити силу, що діє на болт за його деформацією. Сила затягування болта 1 передається динамометричній пружині 5 через сферичну шайбу 7. Деформація вимірюється за допомогою індикатора 8. Для запобігання повороту болта встановлений стопорний сухар 6.

Під час визначення коефіцієнту тертя в різьбі [8] гайка 2 спирається через втулку 3 і упорний кульковий підшипник 4 на динамометричну пружину. Таким чином тертя на торці гайки виключається.

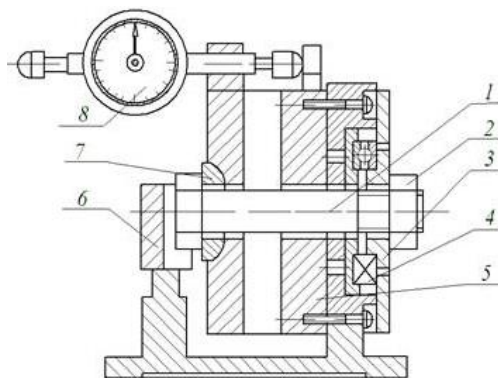


Рис. 12.1. Схема установки: 1 – болт; 2 – гайка; 3 – втулка; 4 – підшипник; 5 – пружина; 6 – стопорний сухар; 7 – шайба; 8 – індикатор

Під час визначення коефіцієнту тертя на торці гайки втулка 3 замінюється іншою спеціальною втулкою. В цьому випадку упорний кульковий підшипник не працює.

Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися з будовою установки.

2. Шляхом обмірювання визначити зовнішній діаметр різьби d , крок різьби p , висоту гайки H , зовнішній діаметр опорної поверхні гайки (розмір під ключ D) і діаметр отвору під болт в (шайбі) d_0 .

Внутрішній діаметр різьби d_1 й середній діаметр різьби визначити за таблицями стандарту. Дані вимірювань занести у звіт р робіт.

3. З умови міцності болта визначити допустиму силу затягування:

$$[Q]_3 = \frac{K \pi d_1^2}{4} [\sigma]_p ,$$

де $[\sigma]_p$ - допустиме напруження на розтягання для матеріалу болта (для сталі Ст4 $[\sigma]_p = 1200 \text{ кгс} / \text{см}^2$), $K = 1,3$ - коефіцієнт, що враховує напруження кручення у гвинті.

4. Визначити момент тертя в різьби. Для цього випробуваний болт необхідно закріпити в пристосуванні. Підшипник 7 повинен обертатися вільно, значно зменшуючи тертя на торці гайки. Перед випробуванням перевірити положення стрілок індикаторів як на установці, так і на динамометричному ключі, які до навантаження виставляються на нульових позначках шкали.

5. Задати чотири значення сили затягування:

$$Q_3 = (0,25; 0,5; 0,75; 1) \cdot Q_{\max}$$

Одночасно врахувати, що за умовами міцності максимальна сила затягування не повинна перевищувати допустиму силу затягування для даного болта.

6. За допомогою динамометричного ключа затягувати послідовно болт до обраних значень сил затягування, записати щораз показання стрілки індикатору на ключі. Звідки одержимо:

$$T'_3 = T_p$$

7. Для кожного значення сили затягування Q_3 й відповідного значення $T'_3 = T_p$ визначити зведений кут тертя в різьбі за формулою (12.6), а потім зведений коефіцієнт тертя в різьбі $f' = f_p = \arctg \rho'$, а по формулі (12.5) дійсний коефіцієнт тертя.

8. За формулою (12.8) визначити середній тиск на витках різьби й побудувати графік у координатах $[P_{p1} f]$.

9. Втулку 6 замінити на обмежник обертання підшипника. Цим робота підшипника буде блокована й до тертя в різьбі дододеться тертя на торці гайки.

10. Аналогічно п.6, поступово загвинчуючи гайку болта динамометричним ключем, зафіксувати значення моментів загвинчування T_3 відповідних обраним у п.5 значенням сили затягування.

11. Визначити момент тертя на торці гайки T_T як різниця значень моменту загвинчування T_3 й моменту тертя у різьбі T_p . Момент тертя в різьбленні $T_T = T_3 - T_p$ підібрати згідно дослідів п.6. За формулою (12.7) визначити для чотирьох значень сил затягування болта коефіцієнт тертя на торці гайки.

12. За формулою (12.9) визначити тиск на торці гайки й побудувати графік у координатах $(P_T; f_T)$.

13. Досліди за п.п. 9-11 виконуються у двох варіантах - без змащення й зі змащенням мастильним матеріалом, наприклад, солідолом. Знежирення поверхонь тертя виконується промиванням деталей у бензині.

Варіант дослідів задається викладачем.

14. Обробити результати вимірювань, оцінити похибку експериментів, зробити висновки з роботи й оформити звіт.

Зміст звіту з лабораторної роботи

У звіті по лабораторній роботі повинно відобразити:

1. Назву лабораторної роботи, її мету.
2. Схему лабораторної установки та її технічну характеристику.
3. Таблицю з результатами вимірювань і розрахунків.
4. Аналіз отриманих результатів дослідження і висновки по роботі.

Контрольні запитання

1. Яку мету мають випробування різьбового з'єднання?
2. Який профіль має болт, що досліджується в лабораторній роботі, і які він має основні геометричні параметри?
3. Які складові моменту опору діють під час загвинчування гайки? Що зміниться, якщо гайку відгвинчувати під дією навантаження?
4. Яка існує залежність між кроком, середнім діаметром різьби і кутом підйому?
5. Як визначається зведений кут тертя?
6. Як визначити допустиму силу затягування болта?
7. Навіщо в конструкції лабораторної установки використовується упорний кульковий підшипник?
8. Як визначити момент тертя на торці гайки?
9. Як працює динамометричний ключ?

10. Яка залежність існує між осьовою силою на болту і моментом загвинчування?
11. Чому для кріпильних деталей застосовують різьби з трикутним профілем?
12. Який вплив має змащення на коефіцієнт тертя в різьбі і на торці гайки?
13. Назвіть причини нерівномірного розподілу навантаження на витках гайки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Павлице, В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів, 2003. 560 с.
2. Деталі машин : Розрахунок та конструювання : підручник / Г. В. Архангельський та ін. Київ : Талком, 2014. 683 с.
3. Рудь Ю.С. Основи конструювання машин : підручник. Кривий Ріг : ФО-П Чернявський Д.О ., 2015. 492 с.
4. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання : навч. посіб. до лабораторних робіт / Гевко Р. Б., Хомик Н. І., Жаровський О. С., Довбуш Т. А. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2021. 256 с.
5. Карнаух С. Г., Таровик М. Г. Деталі машин : курс лекцій для студентів технічних спеціальностей : Краматорськ : ДДМА, 2017. 26 с.
6. Баласанян, Р.А. Атлас деталей машин : навч. посіб. для вузів. Харків : Основа, 1996. 256 с.
7. Полешко О.П., Блощин М. С. Деталі машин : Лабораторний практикум : навч. посіб. Київ : НТУУ «КПІ», 2011. 86 с.
8. Пастушенко, С. І., Ярошенко В. Ф., Гольдшмідт О. В. Лабораторний практикум з деталей машин : навч. посібн. Київ : Аграрна освіта, 2005. 240 с.
9. Дереза О. О., Коломієць С. М. Лабораторний практикум з інженерної механіки (деталей машин) : навч. посіб. Мелітополь : ТДАТУ, 2019. 159 с.