

Міністерство освіти і науки України  
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ  
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

**Методичні вказівки  
до самостійної роботи**

**для студентів механічних спеціальностей  
усіх форм навчання**

Краматорськ  
ДДМА  
2019

УДК 621.81 (07)

Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності : методичні вказівки до самостійної роботи для студентів механічних спеціальностей усіх форм навчання / уклад. : С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 63 с.

Методична розробка призначена для допомоги студентам денного та заочного відділення при самостійному вивченні дисципліни «Деталі машин».

Представлено типовий робочий план, дано посилання на літературу та сформульований перелік контрольних запитань по кожній темі занять, надано приклади тестових завдань та розв'язок типових завдань.

Укладачі:

С. Г. Карнаух, доц.;  
М. Г. Таровик, асист.

Відп. за випуск

С. Г. Карнаух, доц.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
1 РОБОЧА ПРОГРАМА КУРСУ з посиланнями.....	10
2 ПРИКЛАДИ ЗАВДАНЬ ТА ЇХ РОЗВ'ЯЗАННЯ .....	45
ДОДАТОК А.....	68
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	69

## ВСТУП

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» завершує загальноінженерну підготовку студентів у вищих навчальних закладах машинобудівного профілю. Вона дає практичний додаток знанням, придбаним студентами при вивченні фізико–математичних і загальнотехнічних дисциплін: математики, фізики (механіки), опору матеріалів, теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, технології металів, машинобудівного креслення. Природно, що тверді знання з перерахованих дисциплін є неодмінною умовою розуміння й творчого сприйняття дисципліни.

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» – перша з розрахунково–конструкторських дисциплін, у якій комплексно вивчаються основи проектування машин і механізмів. У дисципліні «Деталі машин» вивчаються методи розрахунків і конструювання деталей загального застосування, тобто деталей і вузлів, що виконують у всіх машинах однакові службові функції (з'єднання, механічні передачі, вали, муфти, підшипники). Якщо врахувати, що будь–яка сучасна машина, незалежно від свого службового призначення, на 80...90 % складається з деталей загального застосування (болти, вали, підшипники, муфти, механічні передачі й т.п.), дисципліну «Деталі машин» слід розглядати як базову для всіх наступних спеціальних дисциплін розрахунково–графічного характеру.

Необхідно підкреслити значення дисципліни по суті досліджуваного в ній матеріалу. Деталі загального застосування виготовляються щорічно в дуже великих кількостях (сотні мільйонів зубчастих коліс, мільярди болтів, гайок, мільйони метрів ланцюгів і т.п.), тому будь–яке вдосконалення методів їх розрахунків, конструкцій дозволяє одержати величезний економічний ефект. Крім того, дуже важливо, що на прикладі цих деталей вивчаються загальні основи інженерних розрахунків і конструювання, складання конструктивних документів, застосування стандартів, уніфікованих вузлів, методологія виконання, твердження й захисту проектних розробок.

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» складається з лекційного курсу, вправ, лабораторних робіт і курсового проектування.

### ЛЕКЦІЙНИЙ КУРС

Зміст курсу регламентується робочою програмою навчальної дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності».

Як правило, курс будується на основі класифікації деталей за експлуатаційною ознакою (призначенню й виконуваним функціям у процесі експлуатації). Однаковість експлуатаційного призначення деталей веде до єдності пропонованих до них вимог і методів розрахунків.

Звичайно повний курс ділиться на наступні розділи: «Механічні передачі і їх деталі», «Деталі, обладнання, що забезпечують роботу передач (вали, муфти, підшипники)», «З'єднання», «Деякі спеціальні деталі (пружини,

станини, плити, коробки, що направляють прямолінійного руху, підйомно–транспортні, завантажувальні пристрої й т.п.)». Основне завдання лекційного курсу – відповісти на запитання чому деталі розраховуються саме так, а не інакше. При знайомстві з будь–якою деталлю, передачею слід мати на увазі, що технічний розрахунок далеко не просте виконання обчислень по відомих формулах. У будь–якому технічному розрахунку розрізняють дві частини: одержання формули для розрахунків і використання формули для виконання розрахунків.

Перша частина складається з наступних етапів:

1. Вибір критерію працездатності.
2. Складання розрахункової умови
3. Одержання з розрахункової умови (нерівності) розрахункового рівняння.
4. Отримання розрахункової формули.

Саме цю схему треба мати на увазі, знайомлячись із розрахунками будь–якої деталі.

Для вибору критерію працездатності треба дуже чітко представляти фізичну сутність роботи деталі. При цьому треба завжди пам'ятати, що не розміри деталі, а її функціональне призначення визначають критерій працездатності.

Деякі деталі можуть мати різні критерії працездатності в різних умовах експлуатації або паралельно кілька критеріїв. Наприклад, у зубчастих передачах критеріями працездатності можуть бути контактна і згинна втомна міцність, статична міцність в умовах перевантажень. Звичайно в підручниках, на лекції відзначається, який з можливих критеріїв є в тих або інших умовах найбільш імовірним. Основний розрахунок будується на цьому критерії, а по всіх інших робляться перевірочні розрахунки.

У якості розрахункової умови приймається відповідна нерівність. Записати її можна по–різному. Так, наприклад, при розрахунках на міцність можливі наступні варіанти:

$$\sigma \leq [\sigma],$$

де  $\sigma$  – робочі напруження в деталі, що виникають під дією зовнішніх навантажень;

$[\sigma]$  – напруження, що допускаються в матеріалі, з якого деталь зроблена.

Або

$$S \geq [S],$$

де  $S$  – дійсний запас міцності, тобто відношення граничних напружень до дійсних;

$[S]$  – мінімально допустимий запас міцності.

Або

$$F \geq [F],$$

де  $F$  – діючий на деталь силовий фактор (сила, момент і т.п.);  
 $[F]$  – максимальне значення силового фактора, який деталь у даних умовах експлуатації може сприймати.

Усі ці розрахункові умови рівноцінні й використовувати треба ті, які на наступному етапі розрахунків, одержанні розрахункового рівняння, потребують мінімальних перетворень.

Розрахункове рівняння одержують із розрахункової умови (розрахункової нерівності) шляхом заміни вхідних у нього величин різними залежностями, що зв'язують навантаження з геометричними розмірами деталі й характеристиками міцності матеріалу, з якого деталь виконана.

Мета перетворення розрахункової умови в розрахункове рівняння – одержати таку залежність, у якій була б невідома одна величина, тоді на наступному етапі розрахунків можна одержати для цієї величини розрахункову формулу.

Розрахункові рівняння в розрахунках на міцність завжди включають граничні характеристики міцності матеріалу або допустимі напруження, які знаходять розподілом граничних на запас міцності. При розрахунках на статичну міцність у якості граничних вибирають стандартні механічні характеристики: межа текучості (пластичні матеріали), межа міцності (крихкі матеріали). Переважна більшість деталей (передачі, вали, підшипники) працюють в умовах циклічного навантаження і їхня працездатність залежить від витривалості матеріалу. Студент, який вивчає дисципліну «Деталі машин» повинен мати дуже чітку уяву про необмежені й обмежені границі витривалості, впливи на величину межі витривалості характеру циклу, розмірів деталі, стану її поверхні, наявності концентраторів напружень, повинен уміти розраховувати межу витривалості для кожного конкретного випадку по деяких чисельних значеннях, що приводяться в довідковій літературі.

Запас міцності в значній мірі залежить від методу розрахунків, прийнятих при виводі розрахункових формул допущень і може коливатися в широких межах. Вказівки про рекомендовані запаси міцності при розрахунках конкретних деталей можна знайти в підручниках, довідниках. У середньому для деталей із пластичних матеріалів (у тому числі, сталь) він дорівнює 1,5...2,5, а для деталей з крихких матеріалів (у тому числі, чавун) – 2,5...3,5.

Третій етап розрахунків – одержання розрахункової формули із розрахункового рівняння.

Прийнято розрізняти два типи розрахункових формул: для попереднього й перевірного розрахунків.

Перевірочний розрахунок має на меті довести працездатність спроектованої або реально існуючої деталі.

У попередньому розрахунку, як правило, визначають один із розмірів деталі, відштовхуючись від якого можна почати її конструювання.

У якості розрахункової величини при виведенні розрахункової формули намагаються вибрати ту, на яку накладаються стандартні обмеження. Наприклад, діаметр різьблення в різьбових деталях, міжосьова відстань або модуль у зубчастих передачах, крок ланцюга в ланцюгових передачах і т.п.

У машинобудуванні багато стандартів. Прагнення обмежити стандартами параметри деталі безпосередньо впливає з масовості виробництва деталей загального застосування й економічних інтересів промисловості. Питанням стандартизації параметрів деталей при вивченні курсу «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» слід приділяти найпильнішу увагу, причому важливо не просто знати номери стандартів, а розбиратися в їхній сутності, спробувати зрозуміти, що стандартизоване й навіщо.

Загальний курс «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» – це не просто виведення розрахункових формул, а й ознайомлення студента з методологією отримання розрахункових залежностей.

Дуже корисно, проробивши матеріал по підручникові, конспекті, познайомитися додатково зі спеціальною й періодичною літературою у відповідній області. Останнє зовсім необхідно робити, якщо вивчаючий збирається виконувати самостійне дослідження. Матеріалу підручника або навчального курсу для наукової роботи, як правило, недостатньо.

Різні автори, лектори викладають матеріал на різних рівнях глибини. Іноді дуже корисно, коли досліджуваний матеріал сприймається важко, подивитися відповідний розділ в іншому підручнику іншого автора.

## **ПРАКТИЧНІ ЗАНЯТТЯ**

Основне завдання практичних занять, як складової частини дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності», відповістити на запитання, як розраховуються деталі машин.

Випадок, коли практичний розрахунок деталі зводиться до обчислення по одній формулі, дуже рідкий. Звичайно технічний розрахунок складається з декількох дослідницьких обчислень по різних формулах, при чому результати проміжних обчислень часто округляються до стандартних величин, перевіряються, уточнюються. Іншими словами, практичний розрахунок – це метод розрахунків, а не просте обчислення.

Дуже важливо зрозуміти внутрішню логіку розрахунків, причини, що диктують його послідовність. Найчастіше це – необхідність округляти розраховані значення параметрів до стандартних значень, іноді – виконання додаткових умов.

Одна з особливостей практичного розрахунку – його багатоваріантність. Спочатку це ставить студента у скрутний стан (можна так, але можна й інакше), тому розрахунок деталей обов'язково робляться відповідно до конструкції. Іноді просто необхідно до початку розрахунків познайомитися з конструктивними особливостями машини, для якої проектується деталь.

Дуже важливо правильно вибрати для деталі матеріал. Практика експлуатації машин відповідного типу виробила певні рекомендації щодо

матеріалів для деталей. Слід обов'язково познайомитися із цими рекомендаціями до розрахунків.

При виборі граничних напружень слід пам'ятати, що в умовах циклічного навантаження витривалість матеріалу залежить від числа циклів навантаження, тобто часу експлуатації деталі й режиму її навантаження.

Розрахунок будь-якої деталі можливий тільки при наявності певних вихідних даних. Треба знати, які саме вихідні дані треба мати, щоб скористатися тим або іншим методом розрахунків. Часто до основного розрахунку доводиться робити цілий ряд допоміжних розрахунків для визначення або призначення вихідних даних.

Необхідність знати стандарти, цілий ряд допоміжних відомостей про деталь, що розраховується, характеристики міцності матеріалів і т.п. роблять технічний розрахунок неможливим без використання довідкової літератури. Існують багато різних довідників, посібників для розрахунків, методичних вказівок. Необхідно до розрахунків познайомитися з ними й твердо знати, де, що можна знайти.

## **ЛАБОРАТОРНІ РОБОТИ**

Основна мета лабораторних робіт – проілюструвати одержання необхідних для розрахунків деталей машин експериментальних даних. Крім того, лабораторні роботи покликані навчити студентів методиці планування експерименту, познайомити із принципами конструювання експериментальних установок (стендів), вимірювальною апаратурою, приладами, методами обробки експериментальних даних.

Дуже важливо, що експериментальні установки виконані теж з деталей машин, отже, навіть на них можна знайомитися із принципами роботи різних деталей, типових вузлів, їх перевагами, недоліками й т.п.

Кожна лабораторна робота має свою власну конкретну мету, звичайно чітко сформульовану в інструкції до лабораторної роботи. Необхідно зрозуміти цю мету, тому що саме вона визначає всю структуру роботи, послідовність виконання операцій, точність приладів, інструментів, що використовуються. Вона ж визначає й метод обробки отриманих даних: статистичний, графічний, аналітичний.

Інструкцію треба ретельно вивчити до початку роботи, а не сліпо дотримуватися її у процесі виконання.

Лабораторні роботи покликано прищепити виконавцеві деякі навички експериментатора, тому важливо кожен передбачену навчальним планом роботу виконати самостійно, власними руками.

Робота з діючим устаткуванням завжди пов'язана з небезпекою травматизму. Виконання всіх правил охорони праці, як загальних, так і окремих, специфічних для певної роботи – непорушний закон роботи в лабораторії.

При складанні звіту про лабораторну роботу, а тим більше при його захисті, потрібно не тільки пояснити, що і як робилося, а, насамперед, навіщо робилося, чому без відповідних дій не можна було обійтися.



Наприкінці роботи повинен бути висновок, що відповідає поставленій меті.

# 1 РОБОЧА ПРОГРАМА КУРСУ З ПОСИЛАННЯМИ

## МОДУЛЬ 1

### Змістовий модуль 1. Загальні принципи конструювання машин і їх елементів

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 1.</b> Загальні вимоги, пропонувані до машин і їх елементам	[3, с. 18–19; 4, с. 9–19]		
<i>Лекція 1.</i> Вступ	[4, с. 7–8]		
<i>Лекція 2.</i> Основні характеристики машин	[3, с. 471–476]		
1. Працездатність деталей машин			
2. Міцність і надійність деталей і вузлів	[3, с. 69–75]		
3. Розрахунки на міцність	[3, с. 21–26]	[5, с. 4–9]	
<i>Лекція 3.</i> Допустимі напруження	[3, с. 37–56; 4, с. 9–19]	[5, с. 9–15]	
1. Граничні напруження при статичному й циклічному навантаженнях	[3, с. 42–47]		
2. Коефіцієнт запасу міцності	[3, с. 49–50; 4, с. 18–19]		
<i>Лекція 4.</i> Методи оцінки міцності деталей	[3, с. 37–56]	[5, с. 16–17]	
1. Наближена оцінка міцності по напругах, що допускаються	[3, с. 49–50]		
2. Уточнена оцінка міцності по напругах, що допускаються	[3, с. 49–50]		
3. Оцінка міцності деталі за коефіцієнтом безпеки	[3, с. 49–50]		
4. Імовірнісна оцінка міцності деталей	[3, с. 49–50]		

### Контрольні питання

1. Критерії працездатності: перерахуйте і приведіть приклади конструкцій, де той або інший критерій є головним.
2. Поясніть поняття номінального й розрахункового навантаження.

3. Конструкційні матеріали: фактори, які враховують при виборі матеріалу.

4. Імовірнісні методи розрахунків: приклади використання в курсі «Деталі машин», мета таких розрахунків.

5. Поясніть поняття надійності. Способи підвищення надійності.

6. Якими методами здійснюється оптимізація конструкції? Приведіть приклади з курсу «Деталі машин» або інші (свої).

7. Основне призначення проектувальних і перевірочних розрахунків на міцність і твердість деталей машин.

8. Охарактеризуйте основні причини виникнення постійних і змінних навантажень елементів машин.

9. Приведіть приклади основних типових режимів навантаження різних машин.

10. Перерахуйте основні групи машинобудівних матеріалів.

11. Проведіть порівняння міцності матеріалів, використовуваних у машинобудуванні.

## Змістовий модуль 2. Передачі

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 2.1. Механічні передачі</b>			
<i>Лекція 1.</i> Передачі обертового руху	[1, с. 119–128; 2, с. 230–232; 3, с. 199–204; 4, с. 19–22]	[5, с. 17–22]	
1. Класифікація механічних передач	[1, с. 119–121; 4, с. 19–20]		
2. Загальні характеристики передач обертового руху	[1, с. 121–125; 3, с. 200–203; 4, с. 20–22]		

### Контрольні питання

1. Типи механічних передач, їх призначення й характеристики.
2. Дайте визначення механічної передачі. Назвіть основну функцію механічних передач.
3. Перерахуйте дві основні групи механічних передач, приведіть приклади передач кожної групи.
4. Дайте визначення передаточного числа механічної передачі. Запишіть формули для визначення передаточного числа.
5. Дайте визначення коефіцієнта корисної дії механічної передачі. Що він характеризує?

6. Запишіть і проаналізуйте формулу для визначення крутного моменту на валах механічної передачі.

7. Як визначається сумарне передаточне число й коефіцієнт корисної дії механізму, що полягає з послідовно з'єднаних механічних передач?

8. Перерахуйте характерні риси приводів, по яких проводиться вибір номінального навантаження механічних передач.

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
1	2	3	4
<b>Тема 2.2</b> Передачі зачепленням			
<i>Лекція 1.</i> Зубчасті передачі	[1, с. 119–208; 2, с. 230–329; 3, с. 256–309 4, с. 23–25]	[5, с. 22–25]	
1. Принцип дії й класифікація	[1, с. 119–121; 2, с. 230–232; 3, с. 256–258; 4, с. 23–25]		
2. Основні розмірні характеристики зубчастих передач	[1, с. 121–126; 2, с. 232–250; 3, с. 258–263]		
3. Вплив числа зубів на форму й міцність зубів. Поняття про корегування	[1, с. 126–133; 2, с. 254–264; 3, с. 268–284]		
<i>Лекція 2.</i> Умови роботи зубчастої передачі й критерії її працездатності	[1, с. 126–133; 2, с. 254–264; 3, с. 268–284; 4, с. 25–26]		
1. Коефіцієнт торцевого перекриття й навантаження зуба по робочому профілю	[1, с. 121–125; 2, с. 232–247]		
2. Ковзання й тертя в зачепленні	[1, с. 121–125; 2, с. 232–241]		
3. Напруження в зубах коліс працюючої передачі	[1, с. 121–125; 2, с. 232–247]		
4. Види ушкодження зубів	[1, с. 128–132; 2, с. 259–263]		
5. Основні критерії працездатності	[1, с. 128–151]		



1	2	3	4
<i>Лекція 3. Розрахункове навантаження</i>	[1, с. 133–139; 2, с. 264–273; 3, с. 295–302]		
1. Загальні положення			
2. Динамічні навантаження в зачепленні	[2, с. 268–273]		
3. Розподіл навантаження по довжині контактної лінії	[1, с. 133–139; 2, с. 268–273]		
4. Розподіл навантаження між зубами	[1, с. 133–139; 2, с. 268–273]		
5. Матеріали зубчастих коліс	[2, с. 254–258; 3, с. 276–279]		
6. Напруження, що допускаються	[2, с. 254–258; 3, с. 284–288]		
<i>Лекція 4. Передачі прямозубими циліндричними колесами</i>	[1, с. 139–157; 2, с. 232–285; 3, с. 289–314; 4, с. 34–50]	[5, с. 25–35]	[8, с. 5–17]
1. Особливі розмірні характеристики	[1, с. 139–151; 2, с. 232–242; 3, с. 289–295]	[5, с. 25–27]	
2. Сили в зачепленні	[1, с. 139–151; 2, с. 250–254; 3, с. 295–302]	[5, с. 27–29]	
3. Розрахунки на контактну та згинну міцність	[1, с. 139–151; 2, с. 273–285; 3, с. 302–309]	[5, с. 29–35]	
4. Розрахунки на статичну контактну й згинну міцність	[1, с. 133–139]		
<i>Лекція 5. Передачі косозубими циліндричними колесами</i>	[1, с. 119–157; 2, с. 229–296; 3, с. 289–309; 4, с. 50–57]	[5, с. 36–46]	
1. Особливі розмірні характеристики	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254; 3, с. 289–295]	[5, с. 36–39]	
2. Сили в зачепленні косозубих циліндричних коліс	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254; 3, с. 295–302]	[5, с. 39–41]	
3. Особливості роботи пари косозубих циліндричних коліс	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254]		

1	2	3	4
4. Розрахунки передач косозубими циліндричними колесами	[1, с. 151–157; 2, с. 264–285; 3, с. 295–309]	[5, с. 42–46]	
5. Особливості передач шевронними циліндричними колесами	[1, с. 151–157; 2, с. 229–254; 3, с. 295–296]		
<i>Лекція 6. Передачі конічними колесами</i>	[1, с. 157–166; 2, с. 302–313; 3, с. 314–330; 4, с. 59–66]	[5, с. 46–54]	
1. Особливі розмірні й кінематичні характеристики	[1, с. 157; 2, с. 302–306; 3, с. 314–319]	[5, с. 46–49]	
2. Сили в зачепленні прямозубих конічних коліс	[1, с. 159; 2, с. 310–313; 3, с. 319–322]	[5, с. 49–51]	
3. Розрахунки на міцність конічних зубчастих коліс	[1, с. 159–163; 2, с. 312–313; 3, с. 322–325]	[5, с. 51–54]	
4. Передачі із круговими зубами	[1, с. 163–159; 3, с. 325–326]		
<i>Лекція 7. Черв'ячні передачі</i>	[1, с. 210–230; 2, с. 345–375; 3, с. 348–377; 4, с. 69–79]	[5, с. 55–65]	[8, с. 18– 27]
1. Геометричні й кінематичні характеристики черв'ячних передач	[1, с. 210–217; 2, с. 345–357; 3, с. 348–356]	[5, с. 55–58]	
2. Сили в зачепленні черв'ячної передачі	[1, с. 217; 2, с. 357–358; 3, с. 360–363]	[5, с. 58–60]	
3. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі	[1, с. 215–217; 2, с. 355–357; 3, с. 368–370]	[5, с. 61–62]	
4. Матеріали черв'ячної передачі. Допустимі напруження	[1, с. 222–225; 2, с. 349–350; 3, с. 356–358]		
<i>Лекція 8. Розрахунки черв'ячних передач на міцність</i>	[4, с. 79–83]		
1. Умови роботи й критерії працездатності	[1, с. 217–222; 2, с. 348–349; 3, с. 356–360]		

1	2	3	4
2. Розрахунки на міцність	[1, с. 218–222; 2, с. 360–368; 3, с. 363–368]	[5, с. 63–64]	
3. Тепловий розрахунок	[1, с. 225–227; 2, с. 368–375; 3, с. 368–370]	[5, с. 65]	

### Контрольні питання

1. Основні геометричні параметри зубчастих передач. Як вони між собою пов'язані?
2. Ковзання в зачепленні. Як воно розподіляється по профілю зуба?
3. Коефіцієнт торцевого перекриття. Як з ним пов'язаний розподіл навантаження по профілю зуба?
4. Поняття про ступені точності зубчастих передач і їх вплив на якісні характеристики передач.
5. Контактні напруження.
6. Критерії працездатності й види руйнування зубів зубчастих передач. З якими напруженнями вони пов'язані?
7. Поняття про розрахункове навантаження зубчастих передач. Основні фактори, що впливають на коефіцієнт концентрації навантаження й коефіцієнт динамічного навантаження.
8. Основні переваги й недоліки зубчастих передач у порівнянні з іншими передачами.
9. Перерахуйте ознаки, по яких класифікують зубчасті передачі. Дайте класифікацію зубчастих передач по цих ознаках.
10. Чому зубчасті передачі з евольвентним зачепленням набули широкого застосування?
11. Дайте визначення кроку й модуля зубів.
12. Які окружності зубчастих коліс називаються початковими, а які ділільними? Коли вони збігаються?
13. Стандартний початковий профіль рейки евольвентного зачеплення. Перерахуйте основні параметри профілю.
14. Що таке корегування? Як змінюється профіль зубів зубчастих коліс при корегуванні?
15. Які види корекції зубчастих передач використовуються на практиці? Опишіть кожний вид корекції. Які переваги мають кореговані зубчасті колеса?
16. Визначення швидкості ковзання зубів у зачепленні. Запишіть формулу для визначення швидкості ковзання й проаналізуйте її.
17. Перерахуйте основні показники точності функціонування зубчастих передач і охарактеризуйте їх.



18. Назвіть основні фактори, що впливають на вибір ступені точності при виготовленні зубчастих передач. Які ступені точності використовуються для передач загального машинобудування?

19. Які основні групи матеріалів використовуються для виготовлення зубчастих коліс?

20. Чому всі сталеві зубчасті колеса залежно від твердості зубів підрозділяють на дві групи?

21. Назвіть основні види термічної, хіміко–термічної обробки зубчастих коліс.

22. Перерахуйте й охарактеризуйте основні види руйнування зубів зубчастих коліс.

23. Які види розрахунків на міцність зубів циліндричних евольвентних передач передбачені стандартом?

24. Які фактори впливають на припустимі контактні напруження для активних поверхонь зубів? Як впливає режим навантаження передачі на припустимі контактні напруження?

25. Перерахуйте й проаналізуйте фактори, що впливають на припустимі контактні напруження вигину для зубів зубчастих коліс.

26. Які втрати визначають коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі і яке його наближене значення?

27. Від яких характеристик матеріалу переважно залежать опір контактної утоми та допустимі контактні напруження?

28. Як ураховують зміни режиму навантаження при визначенні напружень, що допускаються?

29. Як записують умову підсумовування ушкоджень і як її пояснюють?

30. Що таке типові режими навантаження?

31. По яких параметрах оптимізують конструкцію зубчастих передач? Що приймають за узагальнений критерій оптимізації?

32. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі.

33. Розрахунки міцності зубів циліндричної прямозубої передачі по контактних напругах.

34. Як впливають модуль і число зубів на контактні напруги?

35. Як впливає ширина колеса на контактні напруги й чому її обмежують?

36. Як впливає корегування зубів на контактні напруження?

37. Розрахунки прямозубої циліндричної передачі по напруженням вигину.

38. Коефіцієнт форми зуба. Від яких параметрів і як залежить його величина.

39. Перерахуйте фактори, що впливають на величину розрахункового навантаження на зуби циліндричних зубчастих передач.

40. Порядок розрахунків зубів на міцність при вигині максимальними навантаженнями.

41. Приведіть методику проектного розрахунків циліндричної зубчастої передачі. Запишіть основну розрахункову формулу й проаналізуйте вплив окремих параметрів передачі на її розміри.

42. Запишіть формули для розрахунків основних розмірів циліндричних косозубих коліс. Укажіть ці розміри на відповідних рисунках.
43. Чому в зачепленні змінюється довжина лінії контакту зубів? Запишіть формулу для визначення довжини лінії контакту зубів.
44. Сили в зачепленні косозубої циліндричної (шевронної) передачі.
45. Особливості розрахунків косозубих (шевронних) передач. Чим пояснюється підвищення навантажувальної здатності цих передач у порівнянні із прямозубими? Причини плавності й безшумності роботи. Приведення косозубого колеса до еквівалентного прямозубого.
46. Запишіть формулу для визначення контактних напружень у косозубому зачепленні. Проаналізуйте вплив основних параметрів на величину контактних напружень.
47. Особливості розрахунків косозубих передач по напругах вигину. Як ураховується багатопарність зачеплення й нахилу лінії контакту до підстави зуба?
48. Поясніть, чому для косозубих передач зі значною різницею твердості поверхні зубів шестірні й колеса ухвалюють більші припустимі контактні напруження.
49. Конічні зубчасті передачі, їх оцінка в порівнянні із циліндричними. Области застосування. Основні геометричні параметри конічної передачі.
50. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі.
51. Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного циліндричного.
52. Особливості розрахунків нормальних контактних напружень і напружень вигину при розрахунках конічних прямозубих коліс.
53. Приведіть особливості конічних передач із непрямыми зубами.
54. Відмінні риси кінематики черв'ячної передачі в порівнянні із зубчастою. Переваги й недоліки черв'ячних передач.
55. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони відрізняються між собою?
56. Перерахуйте основні параметри черв'яка й запишіть формули для їхнього визначення.
57. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.
58. Основні причини великого ковзання в черв'ячній передачі і його наслідку.
59. Чому коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі менше, чим у зубчастої? Способи його підвищення.
60. Сили в зачепленні черв'ячної передачі.
61. Запишіть і проаналізуйте формулу для визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячної передачі.
62. Критерії працездатності для розрахунків черв'ячних передач.
63. Чому для черв'ячних передач передбачається тепловий розрахунок? Порядок теплового розрахунку черв'ячної передачі.
64. Які матеріали застосовують для черв'яка й колеса черв'ячної передачі?

65. Як здійснюються охолодження й змащення черв'ячних передач?
66. Методика розрахунків черв'яка на твердість.
67. Відмінність глобоїдної черв'ячної передачі від циліндричної. Чому у глобоїдної черв'ячної передачі більша несуча здатність?

### Тестові завдання за матеріалом вивченої теми

- 1 Для яких цілей не можна застосувати зубчасту передачу?
- а) Передача обертового руху з одного вала на іншій;
  - б) дискретна зміна частоти обертання одного вала в порівнянні з іншим;
  - в) безступінчата зміна частоти обертання одного вала в порівнянні з іншим;
  - г) перетворення обертового руху вала в поступальне.
- 2 Чи можна при незмінній переданій потужності за допомогою зубчастої передачі одержати більший крутний момент?
- а) Не можна;
  - б) можна, зменшуючи частоту обертання веденого вала;
  - в) можна, збільшуючи частоту обертання веденого вала;
  - г) можна, але із частотою обертання валів це не пов'язане.
- 3 Що в зубчастих колесах повинне бути однаковим, щоб вони могли бути введені в зачеплення?
- а) Діаметри;
  - б) ширина;
  - в) число зубів;
  - г) крок.
- 4 Повна висота зуба в нормальному (нарізаному без зсуву) зубчастому колесі рівна 9 мм. Чому рівний модуль?
- а) 2 мм;
  - б) 2.5 мм;
  - в) 3 мм;
  - г) 4 мм.
- 5 Механізм має кілька послідовних передач; при обертанні ведучого вала зі швидкістю  $1000 \text{ хв}^{-1}$  ведений обертається зі швидкістю  $80 \text{ хв}^{-1}$ . Як правильно назвати цей механізм?
- а) Коробка швидкостей;
  - б) варіатор;
  - в) мультиплікатор;
  - г) редуктор.
- 6 Який з наведених можливих критеріїв працездатності зубчастих передач вважають найбільш імовірним для передач у редукторному (закритому) виконанні?
- а) Поломка зубів;

- б) втомне викришування поверхневих шарів;
- в) абразивне зношування;
- г) заїдання зубів.

7 Зі збільшенням діаметра зубчастого колеса за рахунок більшого числа зубів за інших рівних умов як зміниться його згинна навантажувальна здатність?

- а) Росте пропорційно;
- б) росте, але не пропорційно;
- в) зменшується пропорційно;
- г) зменшується, але не пропорційно.

8 Із чим зв'язують вибір допустимих контактних напружень для розрахунків зубчастих передач?

- а) Із твердістю матеріалу;
- б) характеристиками механічної міцності;
- в) мікроструктурою;
- г) характеристиками зносостійкості.

9 Якої форми не бувають зуби в конічних зубчастих колесах?

- а) Прямі;
- б) косі;
- в) кругові й криволінійні;
- г) шевронні.

10 Які з перерахованих параметрів виявляють найбільш істотний вплив на коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі?

- а) Втрати, пов'язані з ковзанням елементів, що сполучаються;
- б) втрати, пов'язані з обкатуванням елементів, що сполучаються;
- в) втрати в підшипниках валів черв'яка й черв'ячного колеса;
- г) втрати на перемішування масла.

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
1	2	3	4
<b>Тема 2.3</b> Передачі гнучким зв'язком			
<i>Лекція 1.</i> Пасові й фрикційні передачі	[1, с. 256–293; 2, с. 393–416; 3, с. 222–256; 4, с. 120–136]	[5, с. 66–76]	[8, с. 28–36]
1. Загальні характеристики пасових передач	[1, с. 267–269; 2, с. 393–398; 3, с. 222–225]	[5, с. 66–67]	

1	2	3	4
2. Пружне ковзання й кінематичні характеристики. Коефіцієнт тяги	[1, с. 276–278; 2, с. 398–406; 3, с. 233–245]	[5, с. 67–69]	
3. Розрахунки пасових передач	[1, с. 269–282; 2, с. 404–408; 3, с. 243–250; 4, с. 127–132]	[5, с. 69–76]	
<i>Лекція 2. Ланцюгові передачі</i>	[1, с. 293–310; 2, с. 375–393; 3, с. 377–395; 4, с. 101–120]	[5, с. 76–79]	
1. Конструкція ланцюгових передач, їх геометричні й кінематичні параметри	[1, с. 293–296; 2, с. 376–379; 3, с. 377–386; 4, с. 101–107]		
2. Види ушкоджень і критерії працездатності	[1, с. 293–302; 2, с. 375–379; 3, с. 386–389]		
3. Розрахунки ланцюга по зносостійкості шарніра й по втомній міцності елементів ланцюга	[1, с. 307–310; 2, с. 384–387; 3, с. 389–392; 4, с. 108–110]		
4. Розрахунки статичної міцності ланцюга при перевантаженнях	[1, с. 389–391; 4, с. 110–111]		

### Контрольні питання

1. Пасові передачі – принцип дії, типи пасів. Які паси найпоширеніші?
2. Переваги й недоліки пасових передач, області їх застосування.
3. Перелічіть основні типи приводних пасів, опишіть конструкцію й використовувані матеріали.
4. Як зв'язані сила натягу гілок паса й корисне навантаження з попереднім натягом паса?
5. Сили в гілках паса. Як їх розраховують?
6. Напруження в пасі. Запишіть формули для визначення напружень у поперечних перерізах гілок паса. У якому перетині паса діють максимальні напруження?
7. Які напруження і як впливають на працездатність передач і довговічність паса?
8. Чому в пасових передачах обмежують відношення діаметра меншого шківця до товщини паса?
9. Які види ковзання спостерігаються в пасовій передачі? Від чого залежить відносне пружне ковзання і як воно впливає на передаточне число передач?

10. Дайте визначення коефіцієнта тяги пасової передачі.
11. Чому клинові паси здатні передати більші навантаження чим плоскі?
12. Які переваги мають зубчасті пасові передачі в порівнянні зі звичайними?
13. Які переваги ланцюгової передачі забезпечують їй широке застосування й у яких областях?
14. Які типи ланцюгів найпоширеніші?
15. Охарактеризуйте конструкцію роликкових і зубчастих ланцюгів. У яких випадках використовують багаторядні роликкові ланцюги?
16. Чому доцільно використовувати ланцюги з малим кроком? Як можна зменшити крок ланцюга в передачі із заданим навантаженням?
17. Із чим зв'язані нерівномірність ходу ланцюгової передачі, удари шарнірів ланцюга по зубах зірочки й коливання галузей ланцюга?
18. Від чого залежить інтенсивність зношування шарнірів ланцюга?
19. Чому зношений ланцюг втрачає зачеплення із зірочкою (спадає із зірочок) і як це враховують при виборі числа зубів зірочок?
20. За яким критерієм виконують розрахунки ланцюгової передачі?
21. По яких параметрах оптимізують конструкцію ланцюгової передачі?

### **Тестові завдання за матеріалом вивченої теми**

- 1 До якого з перерахованих видів треба віднести пасову передачу?
  - а) Зачепленням з безпосереднім торканням робочих тіл;
  - б) зачепленням із проміжним гнучким зв'язком;
  - в) тертям з безпосереднім торканням робочих тіл;
  - г) тертям із проміжним гнучким зв'язком.
- 2 У якому типі пасової передачі (за формою перетину паса) часто застосовують декілька паралельно працюючих пасів?
  - а) Плоскопасовій;
  - б) клинопасовій;
  - в) круглопасовій;
  - г) поліклиновій.
- 3 Яку передачу переважно застосовують при малій міжосьовій відстані й великому передатному числі?
  - а) Клинопасову;
  - б) плоскопасову;
  - в) плоскопасову з натяжним роликом;
  - г) плоскопасову перехресну.
- 4 Які паси випускаються промисловістю тільки замкненими (нескінченної довжини)?
  - а) Плоскі;
  - б) круглі;
  - в) клинові;
  - г) жоден з перерахованих.

5 Який з наведених клинових пасів має найбільший перетин?

- а) Тип О;
- б) тип В;
- в) тип Б;
- г) тип А.

6 До якого виду механічних передач відносяться ланцюгові передачі?

- а) Тертям із проміжним гнучким зв'язком;
- б) зачепленням із проміжним гнучким зв'язком;
- в) тертям з безпосереднім торканням робочих тіл;
- г) зачепленням з безпосереднім торканням робочих тіл.

7 Які з перерахованих ланцюгів не відносяться до приводних?

- а) Круглоланцюгові;
- б) роликові;
- в) втулкові;
- г) зубчасті.

8 Укажіть, з яким кроком приводні ланцюги стандартизовані. Із кроком, кратним...?

- а) 1 мм;
- б) 5 мм;
- в) 10 мм;
- г) 25.4 мм (один дюйм).

9 Укажіть інтервал, у якому рекомендується призначати найменше число зубів зірочок:

- а) 6...10;
- б) 10...13;
- в) 13...25;
- г) 25...35.

10 Який з перерахованих критеріїв працездатності ланцюгової передачі є найбільш імовірним?

- а) Зношування (подовження) ланцюга;
- б) втомне руйнування пластин;
- в) викришування або розколювання роликів;
- г) зношування зубів зірочок.



## МОДУЛЬ 2

### Змістовий модуль 3. Осі і вали. підшипники і напрямні, муфти

Лекції	Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу	
<b>Тема 3.1</b> Вали та осі		
<i>Лекція 1.</i> Вали й осі	[1, с. 314–330; 2, с. 428–447; 3, с. 405–428; 4, с. 136–145]	[6, с. 4–26]
1. Загальні відомості про вали й осі	[1, с. 314–315; 2, с. 428–434; 3, с. 405–409]	[9, с. 4–10]
2. Розрахунки осей	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	
3. Розрахунки трансмісійних валів	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 4–13]
4. Розрахунки машинних валів	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 13–36]
4.1 Попередній розрахунки	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 13–28]
4.2 Перевірочний розрахунки	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 28–36]

### Контрольні питання

1. Укажіть основну відмінність між валом і віссю.
2. Перелічіть й охарактеризуйте основні конструктивні форми валів.
3. Чому розрахунки вала розділяють на два етапи: проектний і перевірочний?
4. Як схематизують реальні умови роботи вала, його конструкцію, опори й навантаження при розробці розрахункової схеми?
5. По яких напруженнях виконують проектний розрахунки вала й чому при цьому зменшують напруження, що допускаються?
6. Чому вал розраховують на опір втоми навіть при постійному навантаженні?
7. Які фактори враховують при визначенні запасу опору втоми вала й по яких напруженнях його розраховують?

8. Навіщо потрібна перевірка статичної міцності вала й по яких напруженнях її виконують?

9. Навіщо потрібна перевірка твердості вала і які параметри при цьому визначають?

10. Що може бути причиною коливань валів?

11. Яку частоту вала називають власною, а яку вимушеною? Якого співвідношення цих частот слід уникати?

12. Дайте визначення критичної швидкості обертання вала. Запишіть умову запобігання поперечних коливань вала.

13. Назвіть матеріали, використовувані для виготовлення осей і валів. Які види термообробки застосовуються для осей і валів?

### Тестові завдання за матеріалом вивченої теми

1 Для чого призначені вали?

- а) Для з'єднання різних деталей;
- б) для підтримування в просторі обертових деталей;
- в) для підтримування обертових деталей і передачі до них моменту;
- г) для забезпечення синхронності роботи окремих деталей машин і механізмів.

2 Для чого призначені осі?

- а) Для з'єднання різних деталей;
- б) для підтримування в просторі обертових деталей;
- в) для підтримування обертових деталей і передачі до них моменту;
- г) для забезпечення синхронності роботи окремих деталей машин і механізмів.

3 Яке з перерахованих напружених станів характерно для валів передач?

- а) Нормальні напруги розтягування – стиску;
- б) нормальні напруги розтягування – стиску й згину;
- в) дотичні напруження кручення;
- г) нормальні й дотичні напруження.

4 Порівнюються вали: гладкий і з галтельним переходом у середній частині, причому менший діаметр вала дорівнює діаметру гладкого. Який з валів міцніше?

- а) Гладкий;
- б) з галтельним переходом;
- в) при заданих умовах міцність валів однакова;
- г) залежно від форми галтелі вал може бути й більш, і менш міцний, чим гладкий.

5 З якою метою застосовується обдування дробом валів великих діаметрів?

- а) Уточнення розміру;
- б) одержання заданої чистоти поверхні;
- в) зниження чутливості матеріалу до концентрації напруг;
- г) підвищення корозійної стійкості матеріалу.

6 Який з критеріїв працездатності валів редукторів найбільш імовірний?

- а) Витривалість (втомна міцність);
- б) статична міцність в умовах одиничних пікових навантажень;
- в) крихке руйнування;
- г) твердість.

7 Від яких сил міняються в часі напруження по знакозмінному симетричному циклу?

- а) Осьові сили;
- б) радіальні сили;
- в) відцентрові сили від неврівноважених мас;
- г) обертаючий момент.

8 Яка з формул, що використовуються для визначення попереднього (орієнтовного) діаметра вала ( $d$ , мм), отримана шляхом обмеження напружень кручення у валу?

- а)  $d \approx (100 \dots 110) \sqrt[4]{P/n}$ ;
- б)  $d \approx (120 \dots 150) \sqrt[3]{P/n}$ ;
- в)  $d \approx (0.3 \dots 0.25) a_\omega$ ;
- г)  $d \approx (1.1 \dots 1.2) \sqrt[3]{M_{из}}$ .

9 Якщо відомі запаси міцності вала по нормальних  $s_\sigma$  і дотичних  $s_\tau$  напруженнях, яку залежність використовують для визначення сумарного запасу міцності?

- а)  $s_\sigma + s_\tau$ ;
- б)  $\frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$ ;
- в)  $s_\sigma s_\tau$ ;
- г)  $\frac{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}{s_\sigma s_\tau}$ .

10 Які рекомендується мати значення запасу міцності у валах?

- а)  $s = 0.8 \dots 1$ ;
- б)  $s = 1 \dots 1.5$ ;
- в)  $s = 1.5 \dots 2.5$ ;
- г)  $s = 2.5 \dots 3.5$ .

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 3.2. Підшипники</b>			
<i>Лекція 1. Підшипники</i>	[1, с. 330–366; 2, с. 448–504; 3, с. 428–467; 4, с. 146–163]	[5, с. 27–49] [9, с. 41–86]	
1. Загальні характеристики	[1, с. 330–332; 2, с. 484–486; 3, с. 428–429, 452–453]	[9, с. 53–56]	
2. Підшипники ковзання. Підп'ятники ковзання	[1, с. 332–348; 2, с. 497–499; 3, с. 452–467]		
3. Підшипники кочення	[1, с. 348–366; 2, с. 448–484; 3, с. 428–452]		[8, с. 37–45]
3.3 Класифікація й маркування підшипників кочення	[1, с. 418–350; 2, с. 448–457; 3, с. 429–432]	[9, с. 49–53]	
3.4 Розрахунки підшипників кочення по динамічній вантажопідйомності	[1, с. 357–365; 2, с. 455–476; 3, с. 443–445]	[9, с. 70–78]	
3.5 Розрахунки підшипників кочення по статичній вантажопідйомності	[1, с. 351–365; 2, с. 458–461; 3, с. 443–445]	[9, с. 78–79]	

### Контрольні питання

1. Як класифікують підшипники по виду тертя й напрямку навантаженню?
2. Що таке рідинне й напіврідинне тертя в підшипниках ковзання?
3. Які основні умови необхідні для утворювання рідинного тертя?
4. Які параметри конструкції визначають при розрахунках підшипників ковзання?
5. Які матеріали застосовують для підшипників ковзання?
6. Чому підшипники кочення одержали переважне поширення? Їхні переваги й недоліки.
7. Основні типи підшипників кочення.
8. Перерахуйте класи точності підшипників кочення.
9. Навіщо потрібний сепаратор у підшипнику?
10. Як розподіляється радіальне навантаження по тілах кочення підшипника?

11. Де більше контактні напруги: на внутрішньому або зовнішньому кільцях радіального підшипника і чому?
12. Чому вигідніше обертання внутрішнього кільця?
13. Чому рівна окружна швидкість сепаратора залежно від окружної швидкості вала?
14. До яких шкідливих наслідків приводить різнорозмірність діаметрів тіл кочення?
15. Із чим пов'язані обмеження частоти обертання підшипників у ДСТУ? Для яких типів підшипників, що допускаються значення менше?
16. Які види руйнування спостерігаються в підшипниках кочення й за якими критеріями працездатності їх розраховують?
17. Що таке динамічна й статична вантажопідйомності підшипника?
18. Що таке еквівалентне динамічне навантаження підшипника?
19. Запишіть формулу для визначення ресурсу роботи підшипника кочення.
20. Як враховують надійність, якість матеріалу й умови експлуатації при визначенні ресурсу роботи підшипника?
21. Умова вибору підшипника по динамічній вантажопідйомності.
22. Як враховують змінність режиму навантаження?
23. При яких умовах експлуатації підшипники підбирають по статичній вантажопідйомності?
24. Умова вибору підшипника при статичній вантажопідйомності.
25. Які особливості розрахунків осьового навантаження пари радіально–упорних підшипників?
26. Які існують основні способи установки підшипників на валах і в корпусах? Зробіть необхідні ескізи.
27. Приведіть приклади монтажу опор валів з радіальними підшипниками.
28. Від чого залежить вибір посадки підшипників кочення на вали й у гнізда корпусу?
29. Які види мастила застосовують для підшипників кочення?

### **Тестові завдання за матеріалом вивченої теми**

- 1 У чому основна відмінність підшипників кочення від підшипників ковзання?
  - а) Підвищені радіальні габарити;
  - б) більша навантажувальна здатність на одиницю ширини;
  - в) більша точність центрування деталі;
  - г) наявність проміжних між деталями, що сполучаються, тіл кочення.
- 2 Без якої з основних деталей підшипник не може працювати?
  - а) Зовнішнє кільце;
  - б) внутрішнє кільце;
  - в) тіла кочення;
  - г) сепаратор.



3 Укажіть, які тіла кочення не застосовуються в підшипниках кочення.

- а) Кульки;
- б) циліндричні ролики;
- в) ролики з випуклою утворюючою;
- г) ролики з увігнутою утворюючою.

4 Який підшипник може сприймати тільки радіальне навантаження?

- а) Кульковий радіальний однорядний;
- б) кульковий радіальний дворядний сферичний;
- в) роликовий радіальний;
- г) роликовий дворядний радіальний сферичний.

5 Укажіть, який підшипник може сприймати тільки осьове навантаження?

- а) конічний;
- б) упорний;
- в) гольчастий;
- г) дворядний сферичний.

6 Для підшипників кочення кожного типу передбачені різні серії (легка, середня, важка і т.д.). У чому відмінність підшипників різних серій?

- а) При однаковому діаметрі внутрішнього кільця різні діаметри зовнішніх кілець;
- б) при однаковому діаметрі зовнішнього кільця різні діаметри внутрішніх кілець;
- в) різні розміри тіл кочення при однакових діаметрах;
- г) різне число тіл кочення при однакових діаметрах.

7 Вкажіть розмір отвору внутрішнього кільця підшипника 210:

- а) 10 мм;
- б) 50 мм;
- в) 100 мм;
- г) 210 мм.

8 При однакових розмірах радіальна вантажопідйомність роликових підшипників у порівнянні з кульковими може бути...

- а) менше;
- б) така ж;
- в) більше;
- г) і менше, і більше, залежно від довжини ролика.

9 За яким критерієм працездатності ведеться перевірочний розрахунок підшипників кочення при частоті обертання одного з кілець понад  $10 \times 10^3 \text{ хв}^{-1}$ ?

- а) Втомне викришування робочих поверхонь;
- б) зношування кілець і тіл кочення;
- в) утворення вм'ятин на робочих поверхнях;
- г) руйнування сепаратора.

10 Укажіть найбільш високий з перерахованих клас точності підшипників кочення:

- а) 6;            в) 4;  
б) 5;            г) 2.

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 3.3. Муфти</b>			
<i>Лекція 1. Муфти</i>	[1, с. 366–403; 2, с. 504–538; 3, с. 483–505; 4, с. 163–178]	[6, с. 50–63]	[8, с. 46–56]
1. Призначення й класифікація муфт	[1, с. 366–367; 2, с. 504–505; 3, с. 483–485]		
2. Сполучні муфти	[1, с. 367–389; 2, с. 505–525; 3, с. 485–494]	[6, с. 50–55]	
3. пружні муфти, Що компенсують і	[1, с. 368–388; 2, с. 505–524; 3, с. 485–493]	[6, с. 55–59]	
4. Зчіпні муфти	[1, с. 389–396; 2, с. 525–529; 3, с. 494–498]	[6, с. 59–62]	
5. Запобіжні муфти	[1, с. 396–401; 2, с. 529–538; 3, с. 498–505]	[6, с. 63]	

### Контрольні питання

- Для чого використовують муфти?
- На які групи й по яких ознаках класифікують муфти?
- Переваги й недоліки глухих муфт, приклади конструкцій.
- Види неспіввісності валів. Як муфти компенсують їхній шкідливий вплив?
- Які функції виконують пружні муфти?
- Які пружні муфти найпоширеніші?
- Які функції виконують зчіпні муфти? Їхні різновиди.
- Самокеровані муфти. Їхня класифікація по призначенню.
- Приведіть приклад самокерованих муфт. Які види розрахунків передбачені для таких муфт?
- По яких параметрах роботи машини можна здійснити регулювання роботи самокерованих муфт?



## Тестові завдання за матеріалом вивченої теми

1 Основне призначення муфт – передача крутного моменту. У якому випадку не може бути застосована муфта?

- а) З'єднуються співвісні вали;
- б) з'єднуються паралельні вали;
- в) з'єднується з валом вільно посаджена на нього деталь;
- г) з'єднуються один з одним деталі, вільно посаджені на один вал.

2 Який класифікаційний підрозділ муфт записаний помилково?

- а) Муфт запобіжні;
- б) муфти керовані;
- в) муфти фрикційні;
- г) муфти самодіючі.

3 З перерахованих функцій, які можуть виконувати муфти, указати головну.

- а) Компенсувати неспіввісність валів, що з'єднуються;
- б) охороняти механізм від аварійних перевантажень;
- в) зм'якшувати (демпфірувати) шкідливі різкі коливання навантаження;
- г) передавати обертаючий момент.

4 Що є головним критерієм працездатності зубчастої муфти?

- а) Згинна міцність зубів;
- б) Втомна контактна міцність зубів;
- в) зріз зубів;
- г) зносостійкість зубів.

5 Укажіть неправильний пункт характеристики дискової фрикційної муфти.

- а) Муфта керована;
- б) компенсуюча;
- в) дозволяє здійснювати плавний розгін мас, що підключаються;
- г) запобіжна.

6 Який запис не може бути використана для характеристики кулачкової зчіпної муфти?

- а) Муфта компактна;
- б) може використовуватися як запобіжна;
- в) зменшує шкідливий вплив різких змін переданого моменту;
- г) виключає взаємне провертання з'єднаних елементів.

7 При якому профілі кулачків кулачкових муфт найменша ймовірність включення муфти?

- а) Трикутному;
- б) трапецеїдальному;
- в) прямокутному;
- г) несиметричному трикутному.

8 Який з перерахованих матеріалів не можна застосувати у фрикційній масляній муфті?

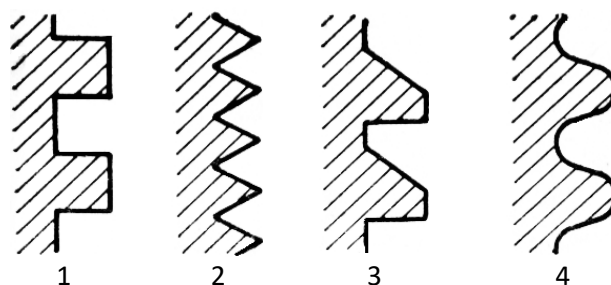
- а) Накладки із фрикційного матеріалу на основі азбесту;
- б) металокерамічні накладки;
- в) загартовані сталі;
- г) текстоліт.

9 Яка з наведених муфт може компенсувати найбільший кутовий поворот валів, що з'єднуються?

- а) Пружна втулково–пальцева;
- б) шарнірна;
- в) пружна з зірочкою;
- г) зубчаста.

10 Яка форма кулачків не знайшла застосування в кулачкових муфтах?

- а) Варіант 1;
- б) варіант 2;
- в) варіант 3;
- г) варіант 4.



#### Змістовий модуль 4. З'єднання

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
1	2	3	4
<b>Тема 4.1</b> Різьбові з'єднання	[1, с. 21–61; 2, с. 32–70; 3, с. 102–131]	[7, с. 4–8]	[8, с. 57–63]
<i>Лекція 1.</i> Різьбова пара. Розрахунки різьблень на міцність	[4, с. 178–182]		
1. Загальні геометричні характеристики	[1, с. 21–28; 2, с. 32–35; 3, с. 102–105]	[7, с. 4]	
2. Різьбова пара	[1, с. 28–33; 2, с. 37–44; 3, с. 109–111]	[7, с. 4–6]	

1	2	3	4
3. Розрахунки різьб на міцність	[1, с. 33–35; 2, с. 35–37, 43–44; 3, с. 111–113]	[7, с. 6–8]	
<i>Лекція 2.</i> Розрахунки нарізних сполучень на міцність	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131; 4, с. 183–190]	[7, с. 8–17]	
1. Незатягнуте болтове з'єднання	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 8–10]	
2. Болтове з'єднання, що навантажується силою, що зрушує	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 11–15]	
3. Затягнуте болтове з'єднання з урахуванням піддатливості стику	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 15–17]	
4. Ексцентрично навантажене болтове з'єднання	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70]	[7, с. 14]	

### Контрольні питання

1. Класифікація, типи й основні вимоги до з'єднань.
2. Основні типи різьб і області їх застосування.
3. Перерахуйте основні геометричні параметри метричної різьби.
4. Основні види кріпильних деталей і способів стопоріння.
5. Які матеріали використовуються для виготовлення кріпильних нарізних сполучень? Охарактеризуйте класи їх точності.
6. Як залежить момент, прикладений до гайки, від осьової сили гвинта?
7. Чи завжди потрібне самогальмування гвинтової пари?
8. Як підвищити коефіцієнт корисної дії гвинтової пари?
9. Як підвищити рівномірність розподілу навантаження по витках різьби гайки?
10. По яких напругах розраховують різьби? Які напруження є головними для кріпильних і ходових різьб?
11. По якій умові визначають висоту стандартної гайки?
12. Типові випадки навантаження болта. У яких конструкціях такі випадки зустрічаються?
13. Як розраховувати болти, поставлені із зазором і без зазору в з'єднаннях при навантаженні, що зрушує?
14. Як визначають розрахункове навантаження на болт, якщо зовнішнє навантаження розкриває стик деталей?
15. Якими засобами забезпечують надійність з'єднання за умовою нерозкриття стику?

16. Від чого залежить значення коефіцієнта зовнішнього навантаження?
17. Які існують способи підвищення втомної міцності болтів при змінному зовнішньому навантаженні?
18. До чого приводить ексцентричне навантаження болта?
19. Приведіть порядок розрахунків групового болтового з'єднання для випадків: з'єднання навантажене осьювою силою ваги, що проходить через центр, стику; з'єднання навантажене силою, що діє в площині стику; загальний випадок навантаження з'єднання.

### Тестові завдання за матеріалом вивченої теми

1 Нижче перераховані циліндричні деталі, використовувані для створення з'єднань. Які з них не відносяться до різьбових?

- а) Штифт;    в) шпилька;  
б) гвинт;    г) болт.

2 Яку з перерахованих різьб необхідно застосувати у гвинтовому домкраті?

- а) Метричну (трикутну);  
б) круглу;  
в) трапецеїдальну;  
г) упорну.

3 Який кут профілю має стандартна трапецеїдальна різьба?

- а)  $\alpha = 60^\circ$ ;  
б)  $\alpha = 55^\circ$ ;  
в)  $\alpha = 30^\circ$ ;  
г)  $\alpha = 15^\circ$ .

4 Відомо, що в стандартної трикутної метричної різьби кут профілю рівний  $60^\circ$ . Який він у стандартного трикутної дюймової різьби?

- а) Теж рівний  $60^\circ$ ;  
б) незначно ( у межах допуску) відрізняється від  $60^\circ$ ;  
в) більше  $60^\circ$ ;  
г) менше  $60^\circ$ .

5 Однозахідна різьба має крок  $t$ . По який з формул можна розрахувати кут підйому різьби  $\varphi$ ?

- а)  $\varphi = \arctg \frac{t}{\pi d}$ ;  
б)  $\varphi = \arctg \frac{t}{\pi d_1}$ ;  
в)  $\varphi = \arctg \frac{t}{\pi d_2}$ ;

г) по кожній, якщо крок вимірювати на відповідному діаметрі, де  $d, d_1, d_2$  – відповідно, зовнішній, внутрішній і середній діаметр різьби.



6 Яка кількість заходів характерно для кріпильних різьб?

- а) Один;
- б) два;
- в) три;
- г) чотири.

7 У різьбовій парі (гвинт – гайка) деталі повернулися одна до другої на один оберт. Як вони змістилися в осьовому напрямку?

- а) На величину кроку різьби;
- б) на величину ходу різьби;
- в) на величину ходу, збільшеного в число заходів раз;
- г) на величину ходу, зменшеного в число заходів раз.

8 Кут симетричного профілю різьби  $\alpha$ , коефіцієнт тертя в різьбі  $f$ . По який з формул розраховується приведений кут тертя в різьбі  $\rho'$ ?

- а)  $\rho' = \operatorname{arctg} f \cos \alpha$ ;
- б)  $\rho' = \frac{\operatorname{arctg} f}{\cos \alpha}$ ;
- в)  $\rho' = \operatorname{arctg} \left( f \cos \frac{\alpha}{2} \right)$ ;
- г)  $\rho' = \frac{\operatorname{arctg} f}{\cos(\alpha/2)}$ .

9 Кут симетричного профілю різьби  $\alpha$ , коефіцієнт тертя в різьбі  $f$ , кут підйому різьби  $\varphi$ . Як правильно записати умову самогальмування в різьбі (без врахування тертя на торці)?

- а)  $\varphi < \rho$ ;
- б)  $\varphi > \rho$ ;
- в)  $\varphi < \rho'$ ;
- г)  $\varphi > \rho'$ ,

тут  $\rho = \operatorname{arctg} f$ ;  $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha/2)}$ .

10 Який з наведених критеріїв найбільш імовірний для ходових (вантажних) гвинтів?

- а) Зріз витків гвинта;
- б) зріз витків гайки;
- в) змінання робочих поверхонь різьби;
- г) зношування робочих поверхонь різьби.

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 4.2 Шпонкові і шліцьові з'єднання</b>			
<i>Лекція 1. Шпонкові з'єднання і їх розрахунки.</i>	[1, с. 91–95; 2, с. 127–135; 3, с. 131–141; 4, с. 190–196]	[7, с. 17–20]	
1. Призначення й класифікація шпонкових з'єднань	[1, с. 91–94; 3, с. 131–135]		
2. З'єднання призматичною шпонкою	[1, с. 94–95; 3, с. 136–138]		
3. З'єднання сегментною шпонкою	[2, с. 133–134]		
4. З'єднання врізною клинковою й тангенціальною шпонкою	[3, с. 135–139]		
5. Матеріали шпонок. Напруження, що допускається при розрахунках	[1, с. 94]		
<i>Лекція 2. Шліцьові з'єднання</i>	[1, с. 98–103; 2, с. 135–154; 4, с. 196–200]	[7, с. 21–23]	
1. Конструкція й класифікація	[2, с. 135–154]		
2. З'єднання із прямокутним профілем шліців і їх розрахунки	[2, с. 135–154]		
3. З'єднання з евольвентним профілем шліців і їх розрахунки	[2, с. 135–154]		
4. Допустимі напруження при розрахунках	[2, с. 135–154]		

### Контрольні питання

1. Основні види шпонкових з'єднань, їх застосування.
  2. Переваги й недоліки шпонкових з'єднань.
  3. Чому шпонки розраховують по напруженнях зминання, а не зрізу?
  4. Перерахуйте основні напружені й ненапружені шпонкові з'єднання.
  5. Приведіть ескізи напружених і ненапружених шпонкових з'єднань.
- Проаналізуйте принцип роботи таких з'єднань.

6. Запишіть формулу для розрахунків міцності з'єднання призматичною шпонкою.

7. Які фактори впливають на допустимі напруження зминання для шпонкових з'єднань?

8. У чому переваги шліцьового з'єднання в порівнянні зі шпонковим?

9. Критерії працездатності шліцьових з'єднань. Чому вони зношуються і як це враховується при розрахунках?

10. Запишіть і проаналізуйте умову міцності на зминання шліцьового з'єднання, що передає тільки крутний момент.

11. Які фактори впливають на допустимі напруження для шліцьових з'єднань?

### **Тестові завдання за матеріалом вивченої теми**

1 Для чого, в основному, призначене шпонкове з'єднання?

- а) Для передачі розтягувальних сил;
- б) для передачі сил, що зрушують;
- в) для передачі згинального моменту;
- г) для передачі крутного моменту.

2 Залежно від чого вибирають перетин шпонки по стандарту?

- а) Величини переданого моменту;
- б) характеру навантаження;
- в) матеріалу шпонки;
- г) діаметра вала.

3 Як виконуються шпонкові канавки на валах?

- а) Свердлінням і розгортанням;
- б) фрезеруванням (дисковою й торцевою фрезою);
- в) довбанням;
- г) протяганням.

4 Що є основним критерієм працездатності ненапруженого шпонкового з'єднання?

- а) Згинна міцність шпонки;
- б) відсутність зминання робочої грані шпонки;
- в) міцність шпонки на зріз;
- г) міцність шпонки на стиск.

5 Яка шпонка найбільше послабляє вал?

- а) Призматична заставна;
- б) фрикційна;
- в) клинова урізна;
- г) сегментна.

6 Який профіль шліців не стандартизований?

- а) Усі;
- б) прямобічний;



- в) евольвентний;
- г) трикутний.

7 Яку з перерахованих характеристик прямобочного шліцевого профілю не включають у стандартне позначення?

- а) Внутрішній діаметр;
- б) зовнішній діаметр;
- в) число шліців;
- г) довжина шліца.

8 Стандарт передбачає три серії з'єднань прямобочного профілю: легку, середню, важку. У чому основна відмінність профілів різних серій?

- а) Різний зовнішній діаметр при однаковому внутрішньому;
- б) різний внутрішній діаметр при однаковому зовнішньому;
- в) різне число зубів при однакових діаметрах;
- г) різний матеріал ( для більш важкої серії кращий матеріал).

9 Сталева загартована деталь закріплюється на термічно неопрацьованому валу за допомогою шліцевого з'єднання. Яку систему центрування доцільно призначити?

- а) По зовнішньому діаметру;
- б) по внутрішньому діаметру;
- в) по бічних гранях;
- г) байдуже яку.

10 Що є основним критерієм працездатності нерухливого шліцевого з'єднання?

- а) Зріз шліців;
- б) згин шліців;
- в) зминання шліців;
- г) зношування шліців.

Лекції		Практичні заняття	Лабораторні заняття
Зміст	Посилання на літературу		
<b>Тема 4.3</b> Нероз'ємні з'єднання			
<i>Лекція 1.</i> Зварні з'єднання	[1, с.66–88; 2, с.78–103, 169–180; 3, с.160–183; 4, 202–209]	[7, с.23–28]	[8, с.64–67]
1. Загальні відомості про зварні з'єднання	[1, с.66; 2, с.78; 3, с.160–165]		
2. Стикове з'єднання деталей	[1, с.66–82; 2, с.81–83; 3, с.165]	[7, с.23–25]	
3. Напусткове з'єднання	[1, с.66–82; 2, с.83–90; 3, с.165–167]	[7, с.25–27]	
4. Таврове з'єднання	[1, с.66–82; 3, с.168]	[7, с.27]	
5. З'єднання контактним зварюванням	[1, с.76–78; 2, с.90–92; 3, с.168–169]	[7, с.28]	

6. Допустимі напруження для швів зварних з'єднань	[1, с.78–80; 2, с.92–93; 3, с.170–171]		
---	---	--	--

### Контрольні питання

1. Перелічіть переваги й недоліки зварних з'єднань.
2. Порівняйте з'єднання стикове і напусткове, відзначте їхні переваги й недоліки.
3. У чому переваги ввігнутої форми поперечного перерізу кутового шва?
4. Чому не рекомендують застосовувати довгі флангові шви?
5. Перелічіть області застосування точкового й шовного контактного зварювання.
6. Які фактори впливають на міцність зварних з'єднань?
7. Приведіть порядок розрахунків на міцність зварних стикових і напусткових з'єднань.
8. Які конструкції швів застосовуються для збільшення коефіцієнта міцності?

### Тестові завдання за матеріалом вивченої теми

- 1 Які з перерахованих якостей можуть бути віднесені до недоліків з'єднань зварюванням?
  - а) Висока продуктивність процесу зварювання;
  - б) Висока чутливість зварного шва до вібраційних навантажень;
  - в) Можливість істотного зниження маси складних деталей при виготовленні їх з наступним зварюванням;
  - г) Можливість комбінування різних матеріалів в одній деталі.
- 2 Який з перерахованих матеріалів найкраще зварюється?
  - а) Вуглецеві сталі;
  - б) Низьколеговані сталі;
  - в) Леговані сталі;
  - г) Сплави кольорових металів.
- 3 Виберіть зварне з'єднання, у якому зберігається загальна площинність.
  - а) Стиконе з'єднання;
  - б) Напусткове з'єднання;
  - в) Таврове з'єднання;
  - г) Кутове з'єднання.
- 4 По якій формулі слід вести розрахунки навантажувальної здатності з'єднання дуговим стиковим зварюванням?
  - а)  $F = bs [\tau]_{\text{ср.св.}}$  ;
  - б)  $F = bs [\tau]_{\text{ср.дет.}}$  ;
  - в)  $F = bs [\sigma]_{\text{р.св.}}$  ;
  - г)  $F = bs [\sigma]_{\text{р.дет.}}$  .



5 Вкажіть рекомендовані норми обмеження довжини флангових швів (  $k$  – катет шва).

- а)  $(30 \dots 40)k$ ;
- б)  $(40 \dots 50)k$ ;
- в)  $(50 \dots 60)k$ ;
- г)  $(60 \dots 70)k$ .

6 Яким вибирають діаметр звареної точки при зварюванні точковим швом?

- а) Не зв'язують із товщиною деталей, що зварюються;
- б) менше товщини деталей, що зварюються;
- в) рівним товщині деталей, що зварюються;
- г) більшим, ніж ця товщина.

7 Для підвищення міцності з'єднання дуговим стиковим зварюванням при змінному навантаженні запропоновано кілька заходів. Який захід включений у цей перелік помилково?

- а) Механічною обробкою зняти стовщення;
- б) поставити накладки;
- в) застосувати попереднє оброблення кромки;
- г) поліпшити технологію зварювання, виключити непровар.

8 При якому зварюванні, допустимі напруження для розрахунків зварного шва можна приймати рівними допустимим напруженням для матеріалу деталей, що зварюються (навантаження статичне)?

- а) Газової;
- б) дуговий ручний;
- в) дуговий напівавтоматичної;
- г) дуговий автоматичної.

9 Які з перерахованих заходів найменш ефективні з погляду підвищення міцності з'єднань зварюванням при змінних навантаженнях?

- а) Природне старіння;
- б) наклеп дробом;
- в) карбування;
- г) механічна обробка з метою одержання плавної ввігнутості швів.

## 2 ПРИКЛАДИ ЗАВДАНЬ ТА ЇХ РОЗВ'ЯЗАННЯ

### Критерії працездатності. Розрахунки напружень

#### Завдання 1

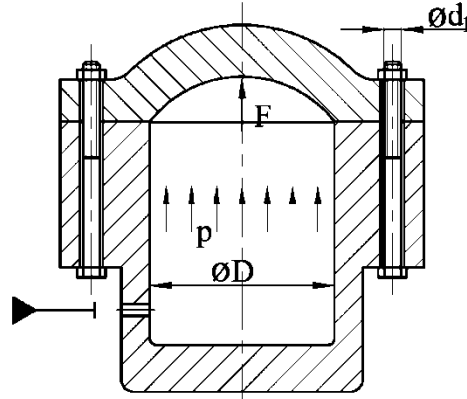


Рисунок 2.1

Кришка моторного циліндра кріпиться до корпусу болтами із внутрішнім діаметром різьби (діаметром «живого перетину»)  $d_1 = 4,918 \text{ мм}$ . Робочий діаметр циліндра  $D = 60 \text{ мм}$ , тиск у циліндрі  $p = 5 \text{ МПа}$ . Розрахуйте максимальні напруження в тілі болтів, викликані тиском у циліндрі (рис. 2.1).

Міцність болта на розтяг

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$
$$F = p \frac{\pi D^2}{4Z} = 5 \frac{\pi \cdot 60^2}{4 \cdot 6} = 2355 \text{ Н}.$$
$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 2355}{\pi \cdot (4,918)^2} \cong 124 \text{ МПа}.$$

#### Завдання 2

Пристрій для виміру моменту, що навантажує, у лабораторній установці являє собою пластину із пружинної сталі. Навантаження на пластину прикладається на відстані  $L = 60 \text{ мм}$  від місця кріплення пластини до стійки. Прогин пластини під навантаженням вимірюється індикатором (рис. 2.2). Розрахуйте максимальні напруження в пластині.

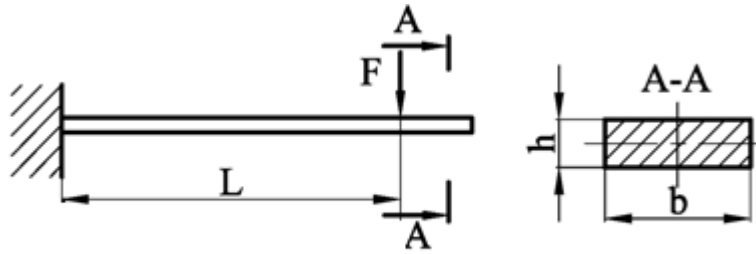


Рисунок 2.2

Міцність пластини на згин

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W} = \frac{F \cdot L \cdot 6}{b \cdot h^2} \leq [\sigma]_p.$$

$$\sigma_{зг} = \frac{45 \cdot 60 \cdot 6}{20 \cdot 2,5^2} = 124 \text{ МПа}.$$

### Завдання 3

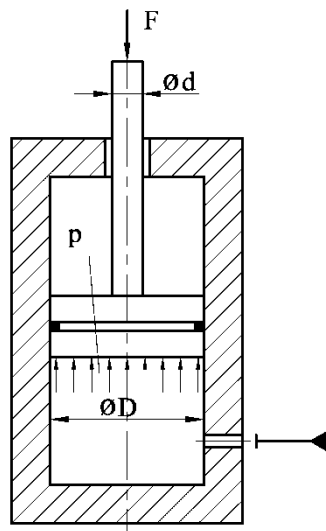


Рисунок 2.3

Робочий діаметр гідроциліндра  $D = 100 \text{ мм}$ . У циліндрі переміщується поршень, шток якого має діаметр  $d = 30 \text{ мм}$ . Робочий тиск у гідроциліндрі  $p = 10 \text{ МПа}$  (рис. 2.3). Розрахуйте напруження в тілі штока.

Міцність штока на стискання

$$\sigma_{ст} = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d^2} \leq [\sigma]_{сж}.$$

$$F = p \frac{\pi^2 D}{4} = 10 \frac{\pi \cdot 100^2}{4} = 78500 \text{ Н}.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{78500 \cdot 4}{\pi \cdot (30)^2} \cong 111,1 \text{ МПа.}$$

#### Завдання 4

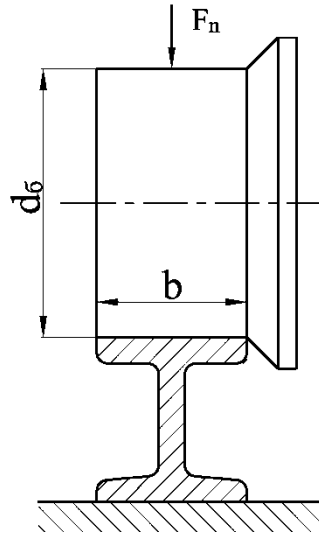


Рисунок 2.4

Чавунне циліндричне колесо вагонетки котиться по плоскій сталевій рейці. Діаметр колеса  $d_с = 220 \text{ мм}$ , ширина рейки  $b = 40 \text{ мм}$ , навантаження на ковзанку  $F_n = 2 \text{ кН}$  (рис. 2.4). Розрахуйте максимальні напруження в зоні контакту колеса з рейкою. При розрахунках прийняти: поздовжній модуль пружності сталі  $-2,15 \cdot 10^5$ , чавуну  $-1,5 \cdot 10^5$ , коефіцієнт Пуассона  $-0,3$ .

Поверхнева міцність колеса

$$\sigma_n = Z_m \sqrt{\frac{F}{b \cdot 2\rho_{np}}} \leq [\sigma]_n.$$

$$Z_m = \sqrt{\frac{2E_1E_2}{\pi(1-\mu^2)(E_1+E_2)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2,15 \cdot 10^5 \cdot 1,5 \cdot 10^5}{\pi(1-0,3^2)(2,15 \cdot 10^5 + 1,5 \cdot 10^5)}} = 247,74 \text{ МПа}^{1/2}.$$

$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_1} + \frac{2}{d_2} = \frac{2}{d_1} \rightarrow \rho_{np} = \frac{d_1}{2} = \frac{220}{2} = 110 \text{ мм}$  – приведений радіус кривизни поверхонь деталей у зоні контакту (колесо по рейці).

$$\sigma_n = 247,74 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^3}{40 \cdot 2 \cdot 110}} \cong 118,1 \text{ МПа.}$$

### Завдання 5

Вентилятор має  $n=12$  лопастей, закріплених у кільці із середнім діаметром  $D_{cp} = 500\text{мм}$ . Сила опору повітряної маси на кожній лопасті становить  $F = 60\text{Н}$ . Діаметр валу вентилятора  $d = 25\text{мм}$  (рис. 2.5). Розрахуйте напруження в тілі валу.

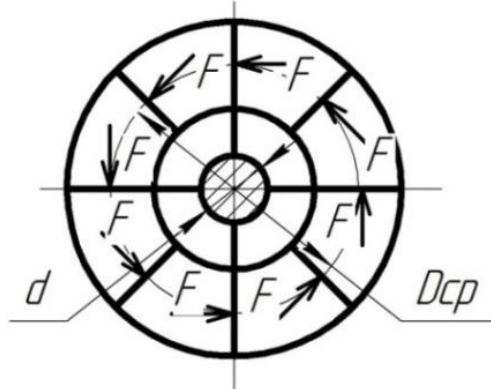


Рисунок 2.5

Міцність валу вентилятора на крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{T_{вп}}{W_{\rho}} = \frac{F \cdot D_{cp} \cdot n}{2 \cdot 0,2d^3} \leq [\tau]_{кр}; \quad \tau_{кр} = \frac{60 \cdot 500 \cdot 12}{2 \cdot 0,2 \cdot 25^3} \cong 57,6\text{МПа}.$$

### Завдання 6

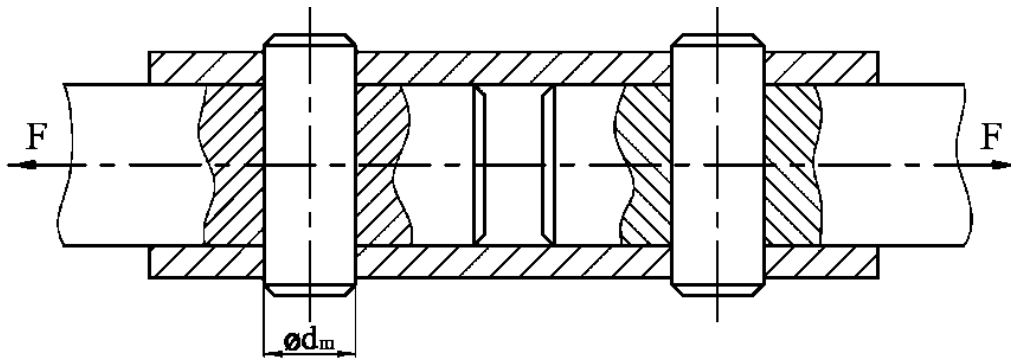


Рисунок 2.6

Циліндричний палець діаметром  $d_{ui} = 10\text{мм}$  кріпить у провущині тягу, на яку діє сила  $F = 5\text{кН}$ , як показано на ескізі (рис. 2.6). Розрахуйте напруження в пальці.

Міцність пальця на зріз

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot 4}{2 \cdot \pi d_{ui}^2} \leq [\tau]_{cp}.$$
$$\tau_{cp} = \frac{5 \cdot 10^3 \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot 10^2} \cong 31,8\text{МПа}.$$



### Завдання 7

Робітник переміщає заготовку вагою  $G=1000H$  сталевим гаком з діаметром стрижня  $d=5mm$  по горизонтальній підлозі. Кут нахилу стрижня гака  $\alpha=30^\circ$ . Прийняти коефіцієнт тертя ковзання заготовки по підлозі  $f=0,1$  й розрахувати напруження в тілі стрижня (рис. 2.7).

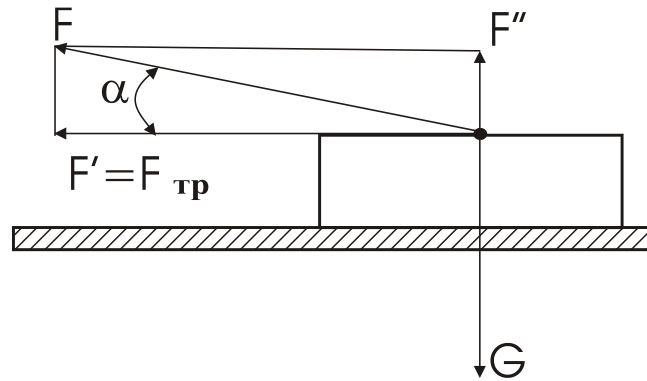


Рисунок 2.7

Міцність стрижня гака на розтягання

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot 4}{\pi d^2} \leq [\sigma]_p.$$

$$F' = F_{mp} = G \cdot f; \quad F' = F \cdot \cos \alpha \rightarrow F = \frac{F'}{\cos \alpha};$$

$$\sigma_p = \frac{G \cdot f \cdot 4}{\cos \alpha \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{1000 \cdot 0,1 \cdot 4}{\cos 30^\circ \cdot \pi \cdot 5^2} \cong 5,9 \text{ МПа}.$$

### Розрахунки допустимих напружень при статичному навантаженні

#### Завдання 8

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр валика 2 механізму керування кулачкової зчпної муфти 3 (рис. 2.8), якщо відома сила  $F=300H$ , що діє на плечі  $l=250mm$ . Валик виготовлено зі сталі 45 ( $\sigma_T=321MПа$ ). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним  $S=1,5$ . Навантаження деталей вважати статичним. Прийняти  $\tau_{Tкр} \cong 0,6\sigma_T$ .

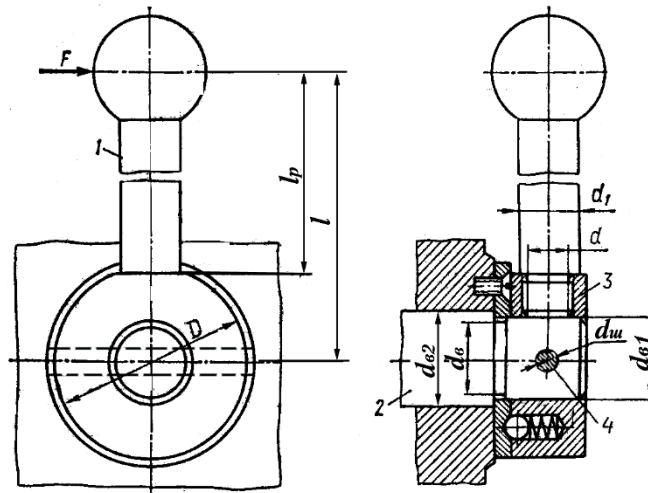


Рисунок 2.8

Допустимі напруження на крутіння

$$[\tau]_{кр} = \frac{\tau_{Tкр}}{S} = \frac{192,6}{1,5} \cong 128,4 \text{ МПа},$$

де  $\tau_{Tкр} \approx 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 321 = 192,6 \text{ МПа}$  – границя текучості на крутіння для сталі 45.

Міцність валика на крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho} = \frac{F \cdot l}{0,2d_e^3} \leq [\tau]_{кр}.$$

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{F \cdot l}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 250}{0,2 \cdot 128,4}} \cong 14,3 \text{ мм}.$$

Приймаємо  $d_e = 15 \text{ мм}$ .

### Завдання 9

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр штифта 4 механізму керування кулачкової зчпної муфти 3 (рис. 2.8), якщо відома сила  $F = 300 \text{ Н}$ , що діє на плечі  $l = 250 \text{ мм}$ . Діаметр валика в місці установки штифта  $d_{e1} = 17 \text{ мм}$ . Штифт виготовлено з термообробленої сталі 50 ( $\sigma_T = 620 \text{ МПа}$ ). Коефіцієнт безпеки прийняти рівним  $S = 1,5$ . Навантаження вважати статичним. Прийняти  $\tau_{Tcr} \cong 0,6\sigma_T$ .

Міцність штифта на зріз (зріз відбувається по двом площинам)

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F \cdot l \cdot 4}{d_{e1} \cdot \pi d_{ш}^2} \leq [\tau]_{ср}.$$

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{F \cdot l \cdot 4}{d_{с1} \cdot \pi [\tau]_{ср}}} = \sqrt{\frac{300 \cdot 250 \cdot 4}{17 \cdot 3,14 \cdot 248}} \cong 4,76 \text{ мм},$$

$$\text{де } [\tau]_{ср} = \frac{0,6 \sigma_T}{1,5} = \frac{0,6 \cdot 620}{1,5} = 248 \text{ МПа} - \text{ допустимі напруження на зріз}$$

для сталі 50.

Приймаємо  $d_{ш} = 5 \text{ мм}$ .

### Завдання 10

Визначити з умови міцності мінімальний діаметр стрижня 1 ручки механізму керування кулачкової зчіпної муфти 3 (рис. 2.8), якщо відома сила  $F = 300 \text{ Н}$ , що діє на плечі  $l = 220 \text{ мм}$ . Конструктивно прийняти розмір  $l_p$  рівним  $l - 30 \text{ мм}$ . Ручка керування виготовлена зі сталі 45 ( $\sigma_T = 321 \text{ МПа}$ ). Коефіцієнт запасу міцності прийняти рівним 2. Навантаження деталей вважати статичним. Прийняти  $\sigma_{Tu} \cong 1,2 \sigma_T$ .

Міцність стрижня рукоятки керування на вигин:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{F \cdot l_p}{0,1d^3} \leq [\sigma]_u.$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{F \cdot l_p}{0,1[\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 220}{0,1 \cdot 192,6}} \cong 15,1 \text{ мм},$$

$$\text{де } l_p = l - 30 = 250 - 30 = 220 \text{ мм}.$$

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{Tu}}{S} \approx \frac{1,2 \cdot \sigma_T}{S} = \frac{1,2 \cdot 321}{2} = 192,6 \text{ МПа} - \text{ допустимі напруження на}$$

згин,

$$\sigma_T = 321 \text{ МПа} - \text{ межа текучості на розтягання для сталі 45.}$$

Приймаємо  $d = 16 \text{ мм}$  ( з ряду нормальних лінійних розмірів).

### Зв'язок характеристик циклу із межею витривалості

#### Завдання 11

На обертову вісь діаметром  $d = 18 \text{ мм}$  діють сили: радіальна  $F_r = 400 \text{ Н}$  й осьова  $F_a = 320 \text{ Н}$ , прикладені посередині осі між опорами. Відстань між опорами  $l = 200 \text{ мм}$ . Визначити характеристики циклу зміни напружень у серединному (небезпечному) перетині осі.

$\sigma_m = \sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 320}{\pi \cdot 18^2} \cong 1,26 \text{ МПа}$  – середні напруження циклу зміни напружень (вони ж напруження розтягання).

$\sigma_a = \sigma_u = \frac{F_r \cdot l}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 d^3} = \frac{400 \cdot 200}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 18^3} \cong 34,3 \text{ МПа}$  – амплітудні напруження циклу зміни напружень (вони ж напруження вигину).

Максимальні напруження циклу:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a = 1,26 + 34,3 = 35,6 \text{ МПа} .$$

Мінімальні напруження циклу:

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a = 1,26 - 34,3 = -33 \text{ МПа} .$$

Характеристика циклу:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{-33}{35,6} \cong -0,93 .$$

## Загальні характеристики передач

### Завдання 12

Сила натягу канату на барабані лебідки  $F_t = 3000 \text{ Н}$ , діаметр барабана  $d_{\sigma} = 500 \text{ мм}$ , частота обертання барабана  $n_{\sigma} = 120 \text{ хв}^{-1}$ , передаточне число редуктора  $U = 8$ , ККД лебідки  $\eta = 0,8$  (рис. 2.9). Розрахуйте частоту обертання вала електродвигуна, крутний момент і потужність на його валу.

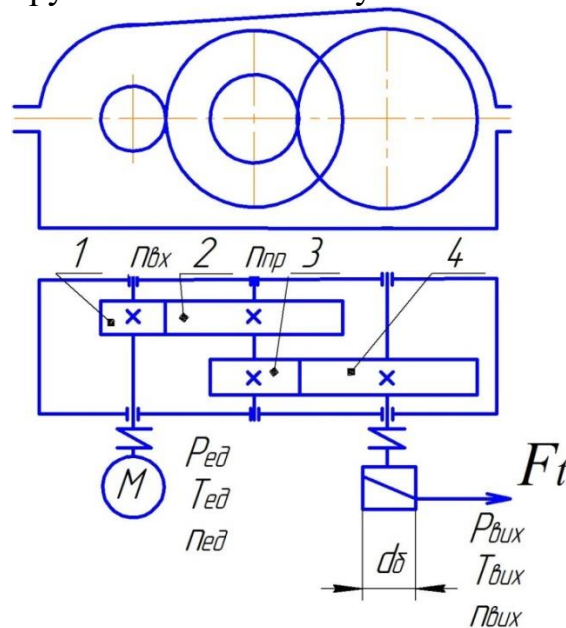


Рисунок 2.9

Крутний момент на барабані

$$T_{\delta} = \frac{F_t \cdot d_{\delta}}{2} = \frac{3000 \cdot 500}{2} = 750 \cdot 10^3 \text{ Нмм};$$

$$P_{\delta} = \frac{T_{\delta} \cdot n_{\delta}}{9550} = \frac{750 \cdot 10^3 \cdot 120}{9550} \cong 9,4 \text{ кВт} - \text{потужність на барабані.}$$

$n_{e\delta} = n_{\delta} \cdot u = 120 \cdot 8 = 960 \text{ хв}^{-1}$  – частота обертання валу електродвигуна.

$$T_{e\delta} = \frac{T_{\delta}}{u \cdot \eta} = \frac{750 \cdot 10^3}{8 \cdot 0,8} = 117187,9 \text{ Нмм} \cong 117,2 \text{ Нм} - \text{крутний момент на}$$

валу електродвигуна.

$$P_{e\delta} = \frac{T_{e\delta} \cdot n_{e\delta}}{9550} = \frac{117188 \cdot 960}{9550} \cong 11,8 \text{ кВт}.$$

### Завдання 13

Стрічка конвеєра огинає приводний барабан діаметром  $d_{\delta} = 400 \text{ мм}$ . Натяг гілок стрічки: ведучої –  $F_1 = 5000 \text{ Н}$ , веденої –  $F_2 = 2500 \text{ Н}$ , швидкість стрічки  $V = 1,5 \text{ м/с}$  (рис. 2.9). Розрахуйте частоту обертання барабана, крутний момент і потужність на його валу. Примітка:  $F_t = F_1 - F_2$ .

Корисне окружне зусилля на барабані:

$$F_t = F_1 - F_2 = 5000 - 2500 = 2500 \text{ Н}.$$

Швидкість стрічки на барабані:

$$V = \frac{\pi d_{\delta} \cdot n_{\delta}}{60 \cdot 1000} \rightarrow n_{\delta} = \frac{V \cdot 60 \cdot 1000}{\pi d_{\delta}} \cong \frac{1,5 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 400} = 71,6 \text{ хв}^{-1}.$$

$$T_{\delta} = \frac{F_{\delta} \cdot d_{\delta}}{2} = \frac{2500 \cdot 400}{2} = 500 \cdot 10^3 \text{ Нмм} = 500 \text{ Нм} - \text{крутний момент на}$$

барабані.

$$P_{\delta} = \frac{T_{\delta} \cdot n_{\delta}}{9550} = \frac{500 \cdot 71,6}{9550} \cong 3,7 \text{ кВт} - \text{потужність на барабані.}$$

### Завдання 14

У передачах двоступінчастого редуктора із циліндричними зубчастими колесами початкові діаметри: шестірні першої ступені –  $d_1 = 32 \text{ мм}$ , шестірні другої ступені  $d_3 = 52 \text{ мм}$ . Частоти обертання валів: вхідного –  $n_{ex} = 1420 \text{ хв}^{-1}$ ,

проміжного –  $n_{np} = 284 \text{ хв}^{-1}$ , вихідного –  $n_{вих} = 90 \text{ хв}^{-1}$ . Розрахуйте: передаточні числа пар першої та другої ступенів, початкові діаметри коліс першої та другої ступенів, окружні швидкості коліс першої та другої ступенів (рис. 2.9).

Передаточні числа першої та другої ступенів

$$U_{1-2} = \frac{n_{вих}}{n_{np}} = \frac{1420}{284} = 5; \quad U_{3-4} = \frac{n_{np}}{n_{вих}} = \frac{284}{90} \cong 3,16.$$

Ділильні діаметри коліс

$$d_2 = d_1 \cdot U_{1-2} = 32 \cdot 5 = 160 \text{ мм}; \quad d_4 = d_3 \cdot U_{3-4} = 52 \cdot 3,16 \cong 164,32 \text{ мм}.$$

Окружні швидкості в полюсі зачеплення

$$V_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_{вих}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 1420}{60 \cdot 1000} \cong 2,38 \text{ м/с};$$

$$V_3 = \frac{\pi d_3 \cdot n_{np}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 52 \cdot 284}{60 \cdot 1000} \cong 0,77 \text{ м/с}.$$

### Основні параметри зачеплення коліс з евольвентними зубами

#### Завдання 15

Механізм подачі заготовок у штамп складається з штовхача з нарізаною на ньому зубчастою рейкою. Штовхач приводиться в рух прямозубим циліндричним колесом, яке при ході штовхача  $h = 145 \text{ мм}$  робить 0,25 обороту. Розрахуйте ділильний діаметр колеса, його число зубів і частоту обертання, якщо модуль зачеплення  $m = 3 \text{ мм}$ , а час подачі заготовки 1 с.

Якщо час подачі заготовки 1 с, а зубчасте колесо робить за цей час чверть обороту, то повний оборот воно зробить за 4 с, а за хвилину в  $60/4 = 15$  раз більше, тому  $n_k = 15 \text{ хв}^{-1}$ .

Ділильний діаметр колеса

$$d = \frac{4h}{\pi} = \frac{4 \cdot 145}{3,14} \cong 184,7 \text{ мм}.$$

Число зубів

$$Z = \frac{d}{m} = \frac{184,7}{3} = 62.$$

## Передачі прямозубими циліндричними колесами

### Завдання 16

Міжосьова відстань пари прямозубих циліндричних коліс  $a = 160 \text{ мм}$ , зовнішній діаметр (діаметр кола виступів) шестірні  $d_{a1} = 88 \text{ мм}$ , число зубів шестірні  $z_1 = 20$ . Розрахуйте передатне число зубчастої пари  $U$ .

$$d_{a1} = m(Z_1 + 2) \rightarrow m = \frac{d_{a1}}{Z_1 + 2} = \frac{88}{22} = 4 \text{ мм}$$

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм.}$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} \rightarrow d_2 = 2a - d_1 = 2 \cdot 160 - 80 = 240 \text{ мм.}$$

$$d_2 = mZ_2 \rightarrow Z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{240}{4} = 60.$$

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{60}{20} = 3.$$

### Завдання 17

Передатне число прямозубої циліндричної передачі  $U = 2,8$ . Контактна витривалість зубів забезпечується при міжосьовій відстані  $a = 140 \text{ мм}$ , а згинна витривалість – при модулі  $m = 2 \text{ мм}$ . Розрахуйте числа зубів коліс пари, її фактичне передатне число й погрішність передатного числа у відсотках до заданого.

$$a = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \rightarrow Z_1 + Z_2 = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140.$$

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1}; \quad Z_2 = Z_1 \cdot U_{1-2}; \quad Z_1(1 + U_{1-2}) = 140.$$

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{1 + U_{1-2}} = \frac{140}{1 + 2,8} = 36,8. \text{ Приймаємо } Z_1 = 37.$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 140 - 37 = 103.$$

$$U_\phi = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{103}{37} = 2,784.$$

$$\Delta \cdot U = \frac{U_n - U_\phi}{U_n} \cdot 100 = \frac{2,8 - 2,784}{2,8} \cdot 100 = 0,57\%.$$





### Завдання 18

Пара прямозубих циліндричних коліс передає потужність  $P_1 = 4 \text{ кВт}$  при частоті обертання шестірні  $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$ . Міжосьова відстань пари  $a = 160 \text{ мм}$ , передатне число  $U = 4$ . Розрахуйте сили в зачепленні.

$$d_1 = \frac{2a}{U_{1-2} + 1} = \frac{2 \cdot 160}{4 + 1} = 64 \text{ мм}.$$

$$T_1 = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^3 \frac{4}{960} = 39,8 \text{ Нм}.$$

Колова сила на шестірні:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 39,8 \cdot 10^3}{64} = 1243 \text{ Н}.$$

Радіальна сила на шестірні:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg } \alpha = 1243 \cdot \text{tg } 20^\circ = 453 \text{ Н},$$

де  $\alpha$  – кут зачеплення.

### Завдання 19

Визначити контактні напруження, що виникають у зубах коліс одноступінчастого прямозубого циліндричного редуктора й дати висновок про придатність редуктора для передачі заданої потужності, якщо відомі: передана потужність  $P_1 = 22 \text{ кВт}$ , частота обертання вхідного вала  $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$ , модуль зачеплення  $m = 5 \text{ мм}$ , числа зубів шестірні й колеса –  $z_1 = 22$  і  $z_2 = 78$ , ширина зубчастого вінця колеса  $b_2 = 62 \text{ мм}$ , коефіцієнт навантаження  $K_H = 1,5$ , допустимі напруження на контактну міцність  $[\sigma]_H = 195 \text{ МПа}$ , коефіцієнт матеріалу коліс –  $275 \text{ МПа}^{1/2}$ ,  $Z_\varepsilon = 0,9$ .

Контактні напруження на зубах коліс:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{P_1 K_H (U + 1) \cdot 2 \cdot 9,55 \cdot 10^6}{n_1 \cdot b \cdot U}} = \\ &= 1,76 \cdot 275 \cdot 0,88 \frac{1}{110} \sqrt{\frac{22 \cdot 1,5 (3,5 + 1) \cdot 2 \cdot 9,55 \cdot 10^6}{960 \cdot 62 \cdot 3,5}} \cong 451 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

$$\text{де } U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{78}{22} = 3,5;$$

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 22 = 110 \text{ мм};$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 0^\circ}{\sin 2 \cdot 20^\circ}} \cong 1,76;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{22} + \frac{1}{78} \right) \right] \cos 0^\circ = 1,69 -$$

торцевий коефіцієнт перекриття.

$$K_\varepsilon = \frac{3}{4 - \varepsilon_\alpha} = \frac{3}{4 - 1,69} = 1,298.$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,298}} = 0,88 - \text{коефіцієнт, що враховує сумарну}$$

довжину контактних ліній.

$[\sigma]_H = 195 \text{ МПа}; \quad \sigma_H < [\sigma]_H - \text{контактна втомна міцність забезпечена}$   
(передача придатна).

## Передачі косозубими циліндричними колесами

### Завдання 20

У передачі косозубими циліндричними колесами повинно бути: міжосьова відстань  $a = 125 \text{ мм}$ , кут нахилу зуба  $\beta = 16,2602^\circ$ , передаточне число  $U = 2,8$ , стандартний модуль  $m = 2 \text{ мм}$ . Розрахувати числа зубів коліс і уточнити передаточне число.

$$Z_1 + Z_2 = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 16,2602}{2} = 120.$$

$$Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{U_{1-2} + 1} = \frac{120}{(2,8 + 1)} = 31,6, \text{ приймаємо } Z_1 = 32.$$

$$Z_2 = (Z_1 + Z_2) - Z_1 = 120 - 32 = 88.$$

$$U_{1-2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{88}{32} = 2,75.$$

### Завдання 21

Передача косозубими циліндричними колесами має міжосьову відстань  $a = 200 \text{ мм}$ , передатне число  $U = 3,55$ , торцевий модуль  $m_s = 4,39 \text{ мм}$ , стандартний модуль  $m = 4 \text{ мм}$ . Шестерня навантажується крутним моментом  $T_1 = 40 \text{ Нм}$ . Розрахуйте сили в зачепленні.

$$\beta = \arccos\left(\frac{m}{m_s}\right) - \arccos\left(\frac{4}{4,39}\right) = 24,3336^\circ.$$

$$d_{s1} = \frac{2a}{U + 1} = \frac{2 \cdot 200}{3,55 + 1} = 87,912 \text{ мм}.$$

Колова сила на шестерні

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_{s1}} = \frac{2000 \cdot 40}{87,912} = 910 \text{ Н}.$$

Радіальна сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{910 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 24,3336^\circ} = 364 \text{ Н}.$$

Осьова сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 910 \cdot \operatorname{tg} 24,3336^\circ = 412 \text{ Н}.$$

## Завдання 22

Передача прямозубими циліндричними колесами з передатним числом  $U = 3,55$  має характеристики: стандартний модуль зачеплення  $m = 2\text{мм}$ , число зубів шестірні  $z_1 = 21$ , ширину зубчастого вінця  $b = 30\text{мм}$ . Шестерня навантажується крутним моментом  $T_1 = 50\text{Нм}$  і в небезпечному перерізі зуба виникають напруження згину  $\sigma_F$ , а їх допустима величина  $[\sigma]_F = 204\text{МПа}$ . При цьому шестерня непрацездатна. Чи буде забезпечуватися її працездатність, якщо при тих же характеристиках зуб нарізати з нахилом  $\beta = 10^\circ$ ? При розрахунках урахувати:  $K_F = 1,48$ ;  $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_E}$ ;  $z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}$ ;  $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$ .

Напруження згину на зубі косозубої шестерні

$$\sigma_F = Y_{F1} Y_\beta \frac{2000 T_1 K_F}{d_{s1} b m} = 4,07 \cdot 0,9 \frac{2000 \cdot 50 \cdot 1,48}{43,956 \cdot 30 \cdot 2} = 211,8 \text{ МПа},$$

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_E} = 3,47 \frac{13,2}{22} = 4,07;$$

$$d_{s1} = \frac{2a}{U + 1} = \frac{2 \cdot 100}{3,55 + 1} = 43,956 \text{ мм}$$

$$z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ} = 22;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{10^\circ}{140^\circ} = 0,9;$$

$[\sigma]_F = 204 \text{ МПа}$ .  $\sigma_F > [\sigma]_F$  – згинна втомна міцність не забезпечена.

## Конічні прямозубі передачі

### Завдання 23

У пари прямозубих конічних коліс зовнішній (торцевий) модуль зачеплення  $m = 3\text{мм}$ , число зубів шестерні  $z_1 = 24$ , число зубів колеса  $z_2 = 60$ . Розрахуйте зовнішню конусну відстань передачі.

Зовнішня конусна відстань передачі

$$R_e = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{180}{2 \cdot \sin 68,1986^\circ} = 96,93 \text{ мм},$$

де  $\delta_2 = \arctg U = \arctg 2,5 = 68,1986^\circ$  – половина кута початкового конуса колеса,

$$d_2 = mZ_2 = 3 \cdot 60 = 180 \text{ мм} \text{ – зовнішній ділительний діаметр колеса.}$$

### Завдання 24

У передачі конічними прямозубими колесами передатне відношення  $U = 2,5$ , ділительний діаметр колеса в зовнішньому торцевому перетині  $d_2 = 200 \text{ мм}$  й колесо навантажується крутним моментом  $T_2 = 300 \text{ Нм}$ . Розрахуйте сили в зачепленні в середньому торцевому перетині, якщо коефіцієнт ширини зубчастого вінця  $K_{be} \cong 0,285$ .

$$\delta_2 = \arctg U = \arctg 2,5 = 68,1986^\circ.$$

$$R_e = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{200}{2 \cdot \sin 68,1986^\circ} = 107,7 \text{ мм.}$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,1986^\circ = 21,8014^\circ; \quad b = K_{be} \cdot R_e = 0,285 \cdot 107,7 = 31 \text{ мм.}$$

$$d_{cp2} = d_2 \frac{R_e - 0,5b}{R_e} = 200 \frac{107,7 - 0,5 \cdot 31}{107,7} = 171,2 \text{ мм.}$$

Сили в зачепленні в середньому торцевому перетині

$$F_{t\,cp} = F_{t\,cp1} = F_{t\,cp2} = \frac{2000T_2}{d_{cp2}} = \frac{2000 \cdot 300}{171,2} = 3504,7 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t\,cp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3504,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 21,8014^\circ = 473,7 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t\,cp} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3504,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 21,8014^\circ = 1184,4 \text{ Н.}$$

### Завдання 25

У конічній прямозубій передачі з міжосьовим кутом  $90^\circ$  обоє зубчастих сталевих колеса мають по  $z = 20$  зубів і обертаються із частотою  $n$ . Модуль на зовнішньому торці  $m = 5 \text{ мм}$ , довжина зуба  $b = 20 \text{ мм}$ . Переданий крутний момент  $T_1 = 100 \text{ Нм}$ . Коефіцієнт навантаження в розрахунках контактної та згинної міцності зубів прийняти рівним 1,2. У розрахунках прийняти:  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ ;  $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha} = \sqrt{2/(\sin 2 \cdot 20^\circ)} \cong 1,77$ ;  $Z_\varepsilon \cong 0,9$ ; коефіцієнт змінності кроку  $K_p \cong 0,72$ . Коефіцієнт форми зуба розрахувати по формулі:  $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$ . Розрахувати зуби коліс по контактним та згинним напруженням.

При  $Z_1 = Z_2$   $U = 1$ ;  $d_1 = d_2 = mZ = 5 \cdot 20 = 100$  мм.

Розрахункові контактні напруження

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2000 T_1 K_H \sqrt{1+U^2}}{b_\omega U K_p}} = \\ &= 1,77 \cdot 275 \cdot 0,9 \frac{1}{100} \sqrt{\frac{2000 \cdot 100 \cdot 1,2 \sqrt{1+1^2}}{20 \cdot 1 \cdot 0,72}} = 672,6 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Розрахункові згинні напруження

$$\sigma_F = Y_{F1} \frac{2000 T_1 K_F}{d_1 m b K_p} = 3,94 \frac{2000 \cdot 100 \cdot 1,2}{100 \cdot 5 \cdot 20 \cdot 0,72} = 131,3 \text{ МПа},$$

де  $Y_{F1} \rightarrow Z_E = \frac{Z}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 45^\circ} = 28$  – число зубів еквівалентного колеса.

$$Y_{F1} = 3,47 + \frac{12,2}{Z_K} = 3,47 + \frac{13,2}{28} = 3,94 \quad \text{– коефіцієнт форми зуба для}$$

конічного колеса.

## Черв'ячні передачі

### Завдання 26

Відомі наступні параметри черв'ячної передачі: міжосьова відстань  $a = 280$  мм, передатне число  $U = 12,5$ , число заходів черв'яка  $z_1 = 4$  та коефіцієнт діаметра черв'яка  $q = 20$ . Розрахувати ділильні діаметри черв'яка та черв'ячного колеса, а також модуль зачеплення.

Модуль зачеплення черв'ячної передачі:

$$m = \frac{2a}{q + Z_2} = \frac{2 \cdot 280}{20 + 50} = 8 \text{ мм}.$$

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \rightarrow Z_2 = Z_1 \cdot U = 4 \cdot 12,5 = 50 \quad \text{– число зубів колеса.}$$

Ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = m q = 8 \cdot 20 = 160 \text{ мм}.$$

Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = m Z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм}.$$

### Завдання 27

Розрахувати швидкість ковзання в передачі, якщо число заходів черв'яка  $z_1 = 2$ , коефіцієнт діаметра черв'яка  $q = 8$ , модуль зачеплення  $m = 10 \text{ мм}$  й частота обертання черв'яка  $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$ .

Швидкість ковзання в черв'ячній передачі:

$$Y_S = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{4,02}{\cos 14,04^\circ} = 4,14 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

де  $V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 4,02 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – колова швидкість на черв'яку;

$d_1 = m q = 10 \cdot 8 \text{ мм}$  – ділильний діаметр черв'яка;

$\gamma = \arctg \frac{Z_1}{q} = \arctg \frac{2}{8} = 14,04^\circ$  – кут підйому гвинтової лінії на черв'яку.

### Завдання 28

Контактна витривалість зуба черв'ячного колеса дозволяє навантажувати його нормальної силою  $F_{n2} = 730 \text{ Н}$ . Чи може черв'ячна пара передати потужність  $P_{2 \max} = 1 \text{ кВт}$  при частоті обертання колеса  $n_2 = 30 \text{ хв}^{-1}$ , якщо міжосьова відстань рівна  $a = 125 \text{ мм}$ , а модуль зачеплення  $m = 4 \text{ мм}$  при коефіцієнті діаметра  $q = 12,5$ ?

Ділильний діаметр черв'яка:

$$d_1 = m q = 4 \cdot 12,5 = 50 \text{ мм}.$$

Ділильний діаметр колеса:

$$d_2 = 2a - d_1 = 2 \cdot 125 - 50 = 200 \text{ мм}.$$

Колова сила на колесі:

$$F_{t2} = F_{n2} \cdot \cos \alpha = 730 \cdot \cos 20^\circ = 686 \text{ Н}.$$

Крутний момент на колесі:

$$T_2 = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 1000} = \frac{686 \cdot 200}{2 \cdot 1000} = 68,6 \text{ Нм}.$$

Потужність на колесі:

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{68,6 \cdot 30}{9550} = 0,22 \text{ кВт}.$$

### Завдання 29

Черв'як черв'ячної передачі обертається із частотою  $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$  та навантажується силою  $F_{t1} = 400 \text{ Н}$ . Параметри черв'ячної пари: міжосьова відстань  $a$ , модуль зачеплення  $m = 8 \text{ мм}$ , коефіцієнт діаметра черв'яка  $q = 20$ , число заходів нарізки черв'яка  $z_1 = 4$ . Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні  $f = 0,028$ , розрахуйте потужність на черв'яку та черв'ячному колесі.

Потужність на черв'яку

$$P_1 = \frac{F_{t1} \cdot V_1}{1000} = \frac{400 \cdot 8,04}{1000} = 3,22 \text{ кВт},$$

$$\text{де } V_1 = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 960}{60 \cdot 1000} \cong 8,04 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$d_1 = m q = 8 \cdot 20 = 160 \text{ мм} - \text{діаметр ділильного черв'яка.}$$

Потужність колеса

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{чп}} = 3,22 \cdot 0,87 = 2,8 \text{ кВт},$$

$$\text{де } \eta_{\text{чп}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\text{tg } 11,31^\circ}{\text{tg}(11,31^\circ + 1,71^\circ)} = 0,87 - \text{ККД черв'ячної передачі;}$$

$$\gamma = \text{arctg} \frac{Z_1}{q} = \text{arctg} \frac{4}{20} = 11,31^\circ - \text{кут підйому витка;}$$

$$\rho' = \text{arctg} \frac{f}{\cos \alpha} = \text{arctg} \frac{0,028}{\cos 20^\circ} = 1,71^\circ - \text{приведений кут тертя.}$$

### Завдання 30

Черв'ячний одноступінчастий редуктор установлений у приводі лебідки, у якої діаметр барабана  $d_\sigma = 250 \text{ мм}$ . Розрахуйте вантажопідйомність лебідки, якщо міжосьова відстань черв'ячної передачі  $a = 100 \text{ мм}$ , число зубів колеса  $z_2 = 32$ , коефіцієнт діаметра черв'яка  $q = 8 \text{ мм}$ . При розрахунках прийняти сумарний коефіцієнт у розрахунках міжосьової відстані по обертаючому моменту  $K'_{a_T} = 300 \text{ МПа}^{1/2}$ , коефіцієнт навантаження  $K_H = 2,2$  допустимі контактні напруження для зуба  $[\sigma]_H = 221 \text{ МПа}$  черв'ячного колеса.



Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a \geq K'_{aT} (q + Z_2) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_H}{q Z_2^2 [\sigma]_H^2}},$$

вирішуючи рівняння відносно  $T_2$  (момент на черв'ячному колесі), маємо:

$$T_2 \leq \frac{a^3 \cdot q \cdot Z_2^2 [\sigma]_H^2}{(K'_{aT})^3 (q + Z_2)^3 \cdot K_H} = \frac{100^3 \cdot 8 \cdot 32^2 \cdot 221^2}{(300)^3 \cdot (8 + 32)^3 \cdot 2,2} = 105,2 \text{ Нм}.$$

Момент на барабані

$$T_{\delta} = T_2 \cdot \eta_{n.k}^2 = 105,2 \cdot 0,99^2 = 103,1 \text{ Нм},$$

де  $\eta_{n.k} = 0,99$  – ККД пари підшипників кочення (враховані підшипники кочення вала черв'ячного колеса й барабана).

Колова сила на барабані

$$F_{t\delta} = \frac{T_{\delta} \cdot 2}{d_{\delta}} = \frac{103,1 \cdot 10^3 \cdot 2}{250} = 824,8 \text{ Н}.$$

## Пасові передачі

### Завдання 31

Розрахувати коефіцієнт тяги плоскопасової передачі, що передає потужність  $P_1 = 4 \text{ кВт}$ , при частоті обертання провідного шківів  $n_1 = 1440 \text{ хв}^{-1}$  й діаметрі  $d_1 = 160 \text{ мм}$ . У передачі використаний плоский пас шириною  $b = 56 \text{ мм}$  й товщиною  $\delta = 4,5 \text{ мм}$ . Напруження від попереднього натягу ремня  $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ .

Коефіцієнт тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_o} = \frac{331,3}{2 \cdot 453,6} = 0,37,$$

де  $F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 26,5}{160} = 331,3 \text{ Н}$  – корисна колова сила.

$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1440} = 26,5 \text{ Нм}$  – крутний момент на ведучому шківі.

$F_o = \sigma_0 b \delta = 1,8 \cdot 56 \cdot 4,5 = 453,6 \text{ Н}$  – сила попереднього натягу в пасі.

### Завдання 32

Прогумований плоский пас на основі бельтингу 320 має число прокладок  $i$ , товщину  $\delta = 4,5 \text{ мм}$  й ширину  $b = 63 \text{ мм}$ . Питоме зусилля попереднього натягу  $p_o = 8,5 \text{ Н/мм}$ . Діаметр ведучого шківa  $d_1 = 160 \text{ мм}$ , частота його обертання  $n_1 = 965 \text{ хв}^{-1}$ . Умови роботи передачі: кут обхвату ременем провідного шківa  $\alpha_1 = 180^\circ$ ; кут нахилу лінії центрів до обрїю  $\theta = 0^\circ$ ; коефіцієнт режиму роботи  $C_p = 1$ . Розрахувати максимальну потужність, яку може передати пасова передача.

Максимальна потужність, яку може передати ремінь:

$$P_{\max} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{345,2 \cdot 8}{1000} = 2,76 \text{ кВт},$$

$$\text{де } V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 965}{60 \cdot 1000} = 8 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ – швидкість ременя.}$$

$F_{t \max} = [p] \cdot b = 5,48 \cdot 63 = 345,2 \text{ Н}$  – максимальна сила, яку може передати пас.

$[p] = p_o C_o C_\alpha C_v C_p = 8,5 \cdot 1 \cdot 0,94 \cdot 1,01 \cdot 0,68 = 5,48 \text{ Н/мм}$  – колове зусилля, що допускається.

### Завдання 33

Розрахувати потужність, яку може передати клинопасова передача  $z = 1$  ременями заданого профілю, якщо ведучий шків діаметром  $d_1 = 140 \text{ мм}$  обертається із частотою  $n_1 = 1430 \text{ хв}^{-1}$  й охоплюється пасом на кут  $\alpha_1 = 160^\circ$ . Довжина ременя  $L = 1800 \text{ мм}$ . Коефіцієнт режиму навантаження  $C_p = 0,87$ .

Потужність, яку може передати один пас

$$P_1 = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p = 2,7 \cdot 0,89 \cdot 0,93 \cdot 0,87 = 1,94,$$

де  $P_o = 2,7 \text{ кВт}$  – потужність, передана одним клиновим пасом еталонної передачі (профіль Б;  $L_o = 2240 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 140 \text{ мм}$ ;  $V = 10 \text{ м/с}$ ).

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} = 10,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$C_\alpha = 0,89; \quad C_l = 0,93 \left( \frac{L_1}{L_o} = \frac{1800}{2240} = 0,8 \right); \quad C_p = 0,87.$$

## Ланцюгові передачі

### Завдання 34

Розрахувати потужність, яку може передати приводний роликівий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, у передачі із коловою швидкістю ведучої зірочки  $V = 2,92 \text{ м/с}$ , коефіцієнтом інтенсивності навантаження  $K_H = 0,8$ , коефіцієнтом динамічності навантаження  $K_A = 2$ .

Припустимий питомий тиск, що забезпечує зносостійкість ланцюга  $[p]_{зн} = 28 \text{ МПа}$ .

Зносостійкість шарніра ланцюга

$$p = \frac{F_{t\varepsilon} \cdot k_A}{A_{on} \cdot k_m} \leq [p]_{зн},$$

$$\text{звідки } F_{t\varepsilon \max} = \frac{[p]_{изм} \cdot A_{on} \cdot k_m}{k_A} = \frac{28 \cdot 395 \cdot 1,7}{2} = 9401 \text{ Н},$$

де  $A_{on} = 395 \text{ мм}^2$  – площа опорної поверхні шарніра.

$k_m = 1,7$  – коефіцієнт, що враховує число рядів ланцюга.

Колова сила на ведучій зірочці

$$F_t = \frac{F_{t\varepsilon}}{k_H} = \frac{9401}{0,8} = 11751,3 \text{ Н}.$$

Потужність, яку може передати приводний роликівий ланцюг:

$$P = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{11751,3 \cdot 2,92}{1000} = 34,3 \text{ кВт}.$$

## ДОДАТОК А

### Відповіді на тестові завдання

#### Тема 2.2. Передачі зачепленням

1 – в; 2 – б; 3 – г; 4 – г; 5 – г; 6 – б; 7 – б; 8 – а; 9 – г; 10 – а.

#### Тема 2.3. Передачі гнучким зв'язком

1 – г; 2 – б; 3 – а; 4 – в; 5 – б; 6 – б; 7 – а; 8 – г; 9 – в; 10 – а.

#### Тема 3.1. Вали та осі

1 – в; 2 – б; 3 – г; 4 – а; 5 – в; 6 – а; 7 – б; 8 – б; 9 – б; 10 – в.

#### Тема 3.2. Підшипники

1 – г; 2 – в; 3 – г; 4 – в; 5 – б; 6 – а; 7 – б; 8 – в; 9 – а; 10 – г.

#### Тема 3.3. Муфти

1 – б; 2 – г; 3 – г; 4 – г; 5 – б; 6 – в; 7 – в; 8 – а; 9 – б; 10 – г.

#### Тема 4.1. Різьбові з'єднання

1 – а; 2 – г; 3 – в; 4 – г; 5 – в; 6 – а; 7 – б; 8 – г; 9 – в; 10 – г.

#### Тема 4.2. Шпонкові і шліцьові з'єднання

1 – г; 2 – г; 3 – б; 4 – б; 5 – г; 6 – г; 7 – г; 8 – а; 9 – б; 10 – в.

#### Тема 4.3. Нероз'ємні з'єднання

1 – б; 2 – а; 3 – а; 4 – в; 5 – в; 6 – г; 7 – б; 8 – г; 9 – г; 10 – а.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1 **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : Высш. шк., 2002. – 408 с.

2 **Андриенко, Л. А.** Детали машин : учебник для вузов / Л. А. Андриенко, Б. А. Байков, И. К. Ганулич и др. ; под ред. О. А. Ряховского. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. – 544 с.

3 **Павлище, В. Т.** Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.

4 Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності : конспект лекцій / сост.: С. Г. Карнаух. – Краматорск : ДГМА, 2012. – 212 с. (переутверждено на методическом семинаре каф. ОПМ протокол № 5 от 26.01.2016)

5 Збірник задач з дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів і основи взаємозамінності» для студентів механічних спеціальностей. Ч. 1 / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 57 с.

6 Сборник задач по дисциплине «Детали машин» для студентов механических специальностей. Ч. 2 / сост.: Л. Н. Новицкая, А. В. Чумаченко. – Краматорск : ДГМА, 2003. – 64 с. (переутверждено на методическом семинаре каф. ОПМ протокол № 5 от 26.01.16)

7 Сборник задач по дисциплине «Детали машин» для студентов механических специальностей. Ч. 3 / сост.: С. Г. Карнаух, А. В. Чумаченко. – Краматорск : ДГМА, 2005. – 36 с. (переутверждено на методическом семинаре каф. ОПМ протокол № 5 от 26.01.16)

8 Методические указания для самостоятельной работы студентов технических специальностей при подготовке к лабораторным работам по дисциплине "Детали машин" / сост.: С. Г. Карнаух, Л. Н. Новицкая, И. В. Барановский, С. К. Добряк, Н. Г. Таровик. – Краматорск : ДГМА, 2011. – 88 с. (переутверждено на методическом семинаре каф. ОПМ протокол № 5 от 26.01.16)

9 Деталі машин. Вали (осі) і підшипники кочення : методичні вказівки для студентів механічних спеціальностей / укл. : С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 85 с.

*Навчальне видання*

**ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ  
І ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ**

**Методичні вказівки  
до самостійної роботи**

студентів механічних спеціальностей  
усіх форм навчання

Укладачі:                   КАРНАУХ Сергій Григорович,  
                                  ТАРОВИК Микола Георгійович.

За авторським редагуванням

36/2016. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 3,6.  
Обл.–вид. арк. 2,57. Тираж       пр. Зам. №

Видавець і виготівник  
Донбаська державна машинобудівна академія  
84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
ДК №1633 від 24.12.2003