

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

**С. Г. Карнаух
Н. В. Чоста**

**«ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ
ТА ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ»**

Навчальний посібник

**для самостійної роботи над дистанційним курсом
у середовищі MOODLE DDMA**

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Краматорськ
ДДМА
2024

УДК 621.81 (075.8)
К 24

Рецензенти:

Тітов В. А., д-р техн. наук, професор, зав. кафедри механіки пластичності матеріалів та ресурсозберігаючих процесів Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського»;

Алієв І. С., д-р техн. наук, професор, зав. кафедри обробки металів тиском Донбаської державної машинобудівної академії.

Карнаух, С. Г.

К 24 Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності : навчальний посібник для самостійної роботи над дистанційним курсом у середовищі Moodle DDMA : для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти / С. Г. Карнаух, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2024. – 140 с.
ISBN 978-617-7889-83-9

Навчальний посібник призначений для допомоги студентам денного та заочного відділення при вивченні дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» у дистанційному режимі в середовищі Moodle DDMA.

Представлено скорочений тематичний план дисципліни, дано посилання на літературу та сформульований перелік контрольних запитань до кожної теми занять, наведено приклади тестових завдань та типових задач, а також приклади розв'язання задач.

ISBN 978-617-7889-83-9

УДК 621.81 (075.8)
© С. Г. Карнаух,
Н. В. Чоста, 2024
© ДДМА, 2024

ЗМІСТ

Вступ	4
1 Основні положення про проектування і конструювання машин. Загальні вимоги до машин та їх елементів. Робочі й допустимі напруження	9
2 Механічні передачі	26
3 Передачі зачепленням	33
4 Передачі гнучким зв'язком	69
5 Вали й осі	80
6 Підшипники	92
7 Муфти	102
8 Різьбові сполучення	111
9 Шпонкові й шліцьові з'єднання	121
10 Нероз'ємні сполучення	131
11 Основи побудови системи допусків і посадок гладких з'єднань та вибір їхніх посадок	136
12 Основи побудови системи допусків і вибір посадок типових з'єднань виробів та їх нормування в креслениках	137
Перелік посилань	139

ВСТУП

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» завершує загальноінженерну підготовку студентів у вищих навчальних закладах машинобудівного профілю. Вона дає практичний аспект 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 тощо. Природно, що тверді знання з перерахованих дисциплін є неодмінною умовою розуміння й творчого сприйняття дисципліни.

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» – перша з розрахунково-конструкторських дисциплін, у якій комплексно вивчаються основи проектування машин і механізмів. У дисципліні 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.), цю дисципліну 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, затвердження й захисту проектних розробок.

Дисципліна «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» складається з лекційного курсу, лабораторно-практичних, лабораторних робіт та курсового проектування.

На жаль, зараз пандемія і війна внесли несподівані корективи і змусили терміново перейти до дистанційних форм вивчення дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності», застосовувати цифрові інструменти й нові педагогічні підходи та методики. Цей курс у повному обсязі розміщено у середовищі Moodle DDMA.

Лекційний курс

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

Як правило, курс будується на основі класифікації деталей за експлуатаційною ознакою (призначенням й виконуваними функціями

в процесі експлуатації). Однаковість експлуатаційного призначення деталей веде до єдності пропонованих до них вимог і методів розрахунків.

Зазвичай повний курс поділяється на наступні розділи: «Механічні передачі і їх деталі», «Деталі, обладнання, що забезпечують роботу передач (вали, муфти, підшипники)», «З'єднання», «Основи побудови системи допусків і вибір посадок типових з'єднань виробів та їх нормування в кресленнях». 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 – це далеко не просте виконання обчислень за відомими формулами. 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. Зазвичай у підручниках, на лекції відзначається, який із 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 σ – 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 – силовий фактор, що діє на деталь (сила, момент і т. п.);

$[F]$ – максимальне значення силового фактора, який деталь у певних умовах експлуатації може сприймати.

Усі ці розрахункові умови рівноцінні, і 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 неї 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 діленням 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, теорія механізмів та основи взаємозамінності», повинен мати дуже чітку уяву про необмежені й обмежені межі 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 за деякими чисельними значеннями, 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. Указівки 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 із крихких матеріалів (у тому числі чавун) – 2,5...3,5.

Третій етап розрахунків – одержання розрахункової формули з 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 різі в різбових 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 та 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 та основи взаємозамінності» – це не просто виведення розрахункових формул, а й ознайомлення студента з методологією отримання розрахункових залежностей.

Дуже корисно, проробивши матеріал за підручником, конспектом, познайомитися додатково зі спеціальною й періодичною літературою у відповідній сфері. Останнє зовсім необхідно робити, якщо студент 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.

Лабораторно-практичні заняття

На жаль, виконання лабораторних робіт у дистанційному режимі вивчення дисципліни «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» дуже ускладнено. Тому у курсі передбачено виконання лабораторно-практичних робіт, в основі яких лежать практичні завдання з елементами лабораторного практикуму.

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

Випадок, коли практичний розрахунок деталі зводиться до обчислення за однією формулою, дуже рідкий. Зазвичай технічний розрахунок складається з декількох дослідницьких обчислень за різними формулами, причому 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 розрахунку, 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 розрахунки 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 кількості 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 розрахунку познайомитися з ними й твердо знати, де і що можна знайти.

1 ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРО ПРОЄКТУВАННЯ І КОНСТРУЮВАННЯ МАШИН. ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО МАШИН ТА ЇХ ЕЛЕМЕНТІВ. РОБОЧИ Й ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції		Практичні заняття	Лабораторно- практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу		
1.1. Загальні вимоги, які ставляться до машин і їх елементів	[3, с. 18–19; 4, с. 9–19]		
1.2. Основні характеристики машин	[3, с. 471– 476]		
1.3. Працездатність деталей машин	[3, с. 471– 476]		
1.4. Міцність і надійність деталей і вузлів	[3, с. 69–75]		
1.5. Розрахунки на міцність	[3, с. 21–26]	[5, с. 4–9]	
1.6. Допустимі напруження	[3, с. 37–56; 4, с. 9–19]	[5, с. 9–15]	
1.7. Граничні напруження при статичному й циклічному навантаженнях	[3, с. 42–47]		
1.8. Коефіцієнт запасу міцності	[3, с. 49–50; 4, с. 18–19]		
1.9. Методи оцінки міцності деталей	[3, с. 37–56]	[5, с. 16–17]	
1.10. Наближена оцінка міцності за допустимими напруженнями	[3, с. 49–50]		
1.11. Уточнена оцінка міцності за допустимими напруженнями	[3, с. 49–50]		
1.12. Оцінка міцності деталі за коефіцієнтом безпеки	[3, с. 49–50]		
1.13. 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, теорія механізмів та основи взаємозамінності», мета таких розрахунків.
5. Поясніть поняття надійності. Способи підвищення надійності.
6. Якими методами здійснюється оптимізація конструкції? Приведіть приклади з курсу «Деталі машин, теорія механізмів та основи взаємозамінності» або інші (свої).
7. Основне призначення проєктувальних і перевірочних розрахунків на міцність 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, що використовуються у машинобудуванні.

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Кришка моторного циліндра кріпиться до корпусу болтами кількістю $z = 6$ із внутрішнім діаметром різі (у небезпечному перерізі) $d_1 = 4,918 \text{ мм}$. 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. 1.1).

Розв'язання

1. Робочі напруження розтягання, що діють на болт у небезпечному перерізі, дорівнюють

$$\sigma_p = \frac{F}{A},$$

де F – зосереджена сила, що діє на 1 болт:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z} = 5 \cdot \frac{\pi \cdot 60^2}{4 \cdot 6} \cong 2355 \text{ Н};$$

A – площа поперечного перерізу болта:

$$A = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 4,918^2}{4} \cong 19 \text{ мм}^2.$$

2. Звідки

$$\sigma_p = \frac{2355}{19} \cong 124 \text{ МПа}.$$

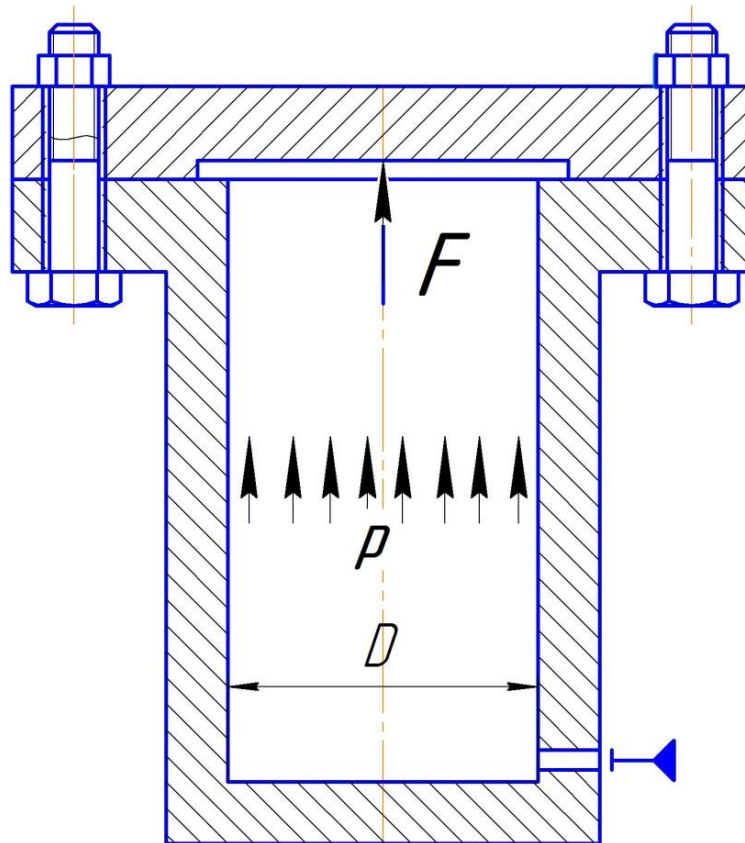


Рисунок 1.1

Приклад 2. 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. 1.2). Розрахуйте напруження в тілі штока.

Розв'язання

1. Робочі напруження стискання, що діють у перерізі штоку, дорівнюють

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{A},$$

де F – зосереджена сила, що діє на шток:

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

A – площа поперечного перерізу штока:

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 30^2}{4} \cong 706,5 \text{ мм}^2.$$

2. Звідки

$$\sigma_{cm} = \frac{78500}{706,5} \cong 111,1 \text{ МПа}.$$

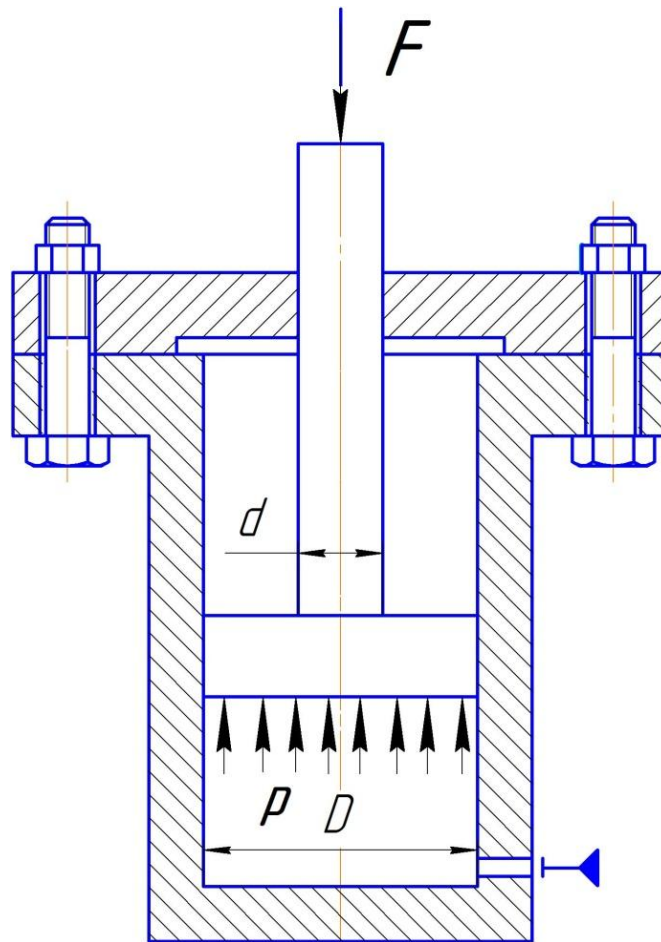


Рисунок 1.2

Приклад 3. Визначити внутрішній діаметр заклепки d з умови її міцності на зрізання і перевірити заклепку на зминання (рис. 1.3). Вихідні дані: $\delta_1 = \delta_2 = 8$ мм, діаметр заклепки $D = 15$ мм, допустимі напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 120$ МПа, $[\tau]_{зр} = 70$ МПа. З'єднання навантажується силою $F = 11$ кН.

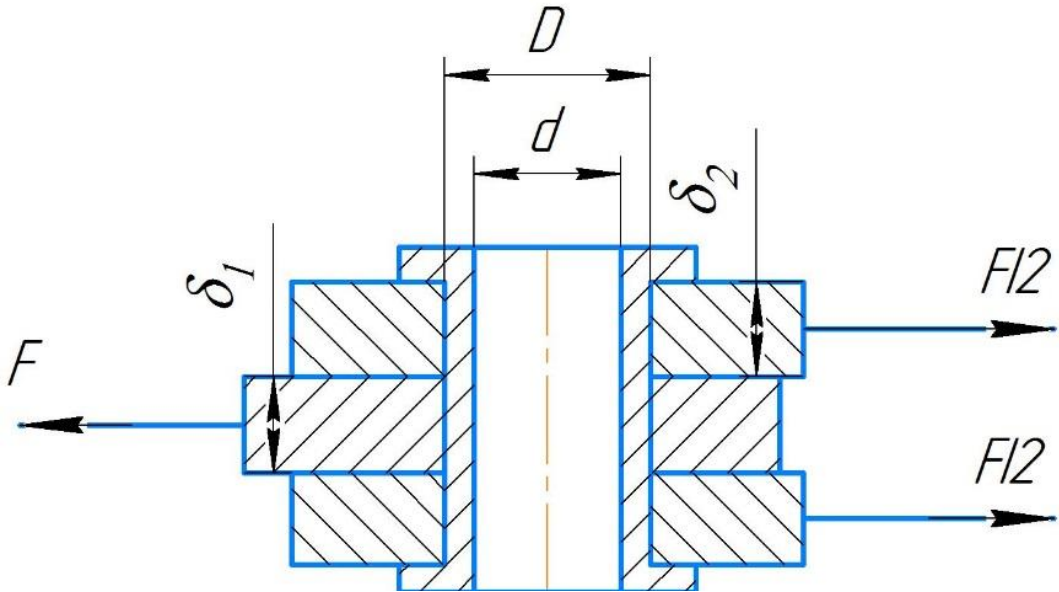


Рисунок 1.3

Розв'язання

1. Умова міцності заклепки на зрізання

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A} \leq [\tau]_{зр},$$

де F – сила зрізання;

A – площа поперечного перерізу заклепки.

Звідки

$$A \geq \frac{F}{[\tau]_{зр}} = \frac{11000}{70} \cong 157,1 \text{ мм}^2.$$

Приймаємо $A = 157,1 \text{ мм}^2$.

2. Внутрішній діаметр заклепки знаходимо із рівняння

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2).$$

$$\text{Звідки } d = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{15^2 - \frac{4 \cdot 157,1}{\pi}} \cong 5 \text{ мм}.$$

Із ряду нормальних лінійних розмірів приймаємо $d = 5 \text{ мм}$.

3. Умова міцності заклепки на зминання

$$\sigma_{з.м} = \frac{F}{A} \leq [\sigma]_{з.м},$$

де $F = 11000 \text{ Н}$ – сила зминання;

$A = D \cdot \delta_1 = 15 \cdot 8 = 120 \text{ мм}^2$ – площа зминання.

Звідки

$$\sigma_{з.м} = \frac{11000}{120} \cong 91,7 \text{ МПа.}$$

$$91,7 \text{ МПа} < 120,0 \text{ МПа},$$

$\sigma_{з.м} < [\sigma]_{з.м}$ – міцність заклепки на зминання забезпечена.

Приклад 4. Чавунний циліндр 1 діаметром $D = 250 \text{ мм}$ і довжиною $l = 500 \text{ мм}$ підвішений на двох тросах і притискається до вертикальної сталюї стінки 2 (рис. 1.4). Кут між тросами і вертикальною сталюю стінкою $\alpha = 30^\circ$. Розрахувати величину контактних напружень на контактї циліндра 1 і стінки 2, якщо: щільність чавуна $\rho = 7200 \text{ кг/м}^3$, модуль пружності чавуна $E_1 = 0,8 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, для сталї – $E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Коефіцієнт Пуассона – $\mu = 0,3$. Тертям між циліндром і стінкою знехтувати.

Розв'язання

1. Робочі контактні напруження за формулою Герца дорівнюють

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{\omega}{2 \cdot \rho_{\text{пр}}} \cdot \frac{\pi}{(1 - \mu^2)} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(E_1 + E_2)}},$$

де $\omega = F_n/l$ – питоме навантаження;

F_n – нормальна сила, яку знаходимо із вирішення трикутника (див. рис. 1.4):

$$F_n = G \cdot \text{tg} \alpha,$$

де G – вага циліндра:

$$G = V \cdot \rho \cdot g;$$

$V = (\pi \cdot D^2/4) \cdot l = (\pi \cdot 250^2/4) \cdot 500 = 24531250 \text{ мм}^3 \cong 0,025 \text{ м}^3$ – об'єм циліндра;

$\rho = 7200 \text{ кг/м}^3$;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Звідси вага циліндру дорівнює

$$G = 0,025 \cdot 7200 \cdot 9,81 \cong 1766 \text{ Н.}$$

$$\text{Тоді } F_n = 1766 \cdot \text{tg}30^\circ \cong 1020 \text{ Н.}$$

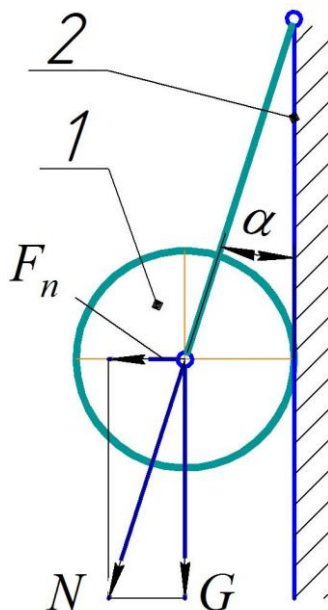


Рисунок 1.4

2. Питоме навантаження дорівнює

$$\omega = 1020/500 \cong 2,04 \text{ Н/мм.}$$

3. Приведений радіус кривизни $\rho_{\text{пр}}$ контактуючих деталей – циліндра 1 і стінки 2

$$1/\rho_{\text{пр}} = 1/\rho_1 + 1/\rho_2,$$

де $\rho_1 = D/2 = 250/2 = 125$ мм – радіус циліндра 1;

$\rho_2 = \infty$ – радіус кривизни стінки. $1/\rho_2 = 1/\infty = 0$.

Звідси $\rho_{\text{пр}} = \rho_1 = 125$ мм.

4. Робочі контактні напруження дорівнюють

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2,04}{2 \cdot 125} \cdot \frac{\pi}{(1 - 0,3^2)} \cdot \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 2,1 \cdot 10^5}{(0,8 \cdot 10^5 + 2,1 \cdot 10^5)}} \cong 57 \text{ МПа.}$$

Приклад 5. Робітник переміщує заготовку вагою $G = 1000 \text{ Н}$ сталевим гаком із діаметром стрижня $d = 5 \text{ мм}$ по горизонтальній підлозі. Кут нахилу стрижня гака $\alpha = 30^\circ$. Прийняти коефіцієнт тертя ковзання заготовки по підлозі $f = 0,1$ й розрахувати напруження, що виникають у тілі стрижня (рис. 1.5).

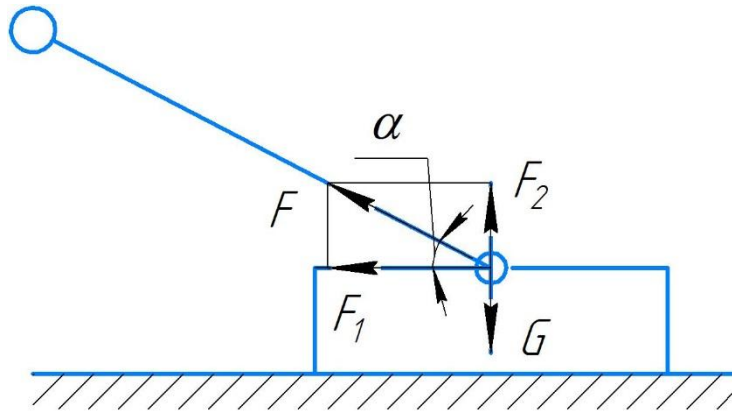


Рисунок 1.5

Розв'язання

1. Робочі напруження розтягання, що діють у тілі стрижня, дорівнюють

$$\sigma_p = \frac{F}{A},$$

де F – сила розтягання, що діє у тілі стрижня, яку знаходимо з вирішення трикутника (див. рис. 1.5):

$$F = F_1 / \cos \alpha,$$

де $F_1 = F_{\text{тр}} = f \cdot G = 0,1 \cdot G = 0,1 \cdot 1000 = 100 \text{ Н}$. Звідки $F = 100 / \cos 30^\circ \cong 115,5 \text{ Н}$;

$A = \pi \cdot d^2 / 4 = \pi \cdot 5^2 / 4 \cong 19,6 \text{ мм}^2$ – площа поперечного перерізу стрижня.

2. Робочі напруження розтягання

$$\sigma_p = 115,5 / 19,6 \cong 5,9 \text{ МПа}.$$

Приклад 6. Вентилятор має $n = 12$ лопатей, закріплених у кільці із середнім діаметром $D_{\text{ср}} = 500 \text{ мм}$. Сила опору повітряної маси на кожній лопаті становить $F = 60 \text{ Н}$. Діаметр вала вентилятора $d = 25 \text{ мм}$ (рис. 1.6). Розрахуйте напруження в тілі вала.

Розв'язання

1. Робочі напруження крутіння, що діють у тілі вала, дорівнюють

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{T}{W_\rho},$$

де T – обертовий момент, що діє у тілі вала.

$$T = \frac{F \cdot D_{cp} \cdot n}{2} = 60 \cdot 500 \cdot 12 \frac{60 \cdot 500 \cdot 12}{2} = 180000 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$W_{\rho} = 0,2 \cdot d^3 = 0,2 \cdot 25^3 = 3125 \text{ мм}^3$ – полярний момент опору перетину вала.

2. Міцність вала вентилятора на крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{180000}{3125} = 57,6 \text{ МПа}.$$

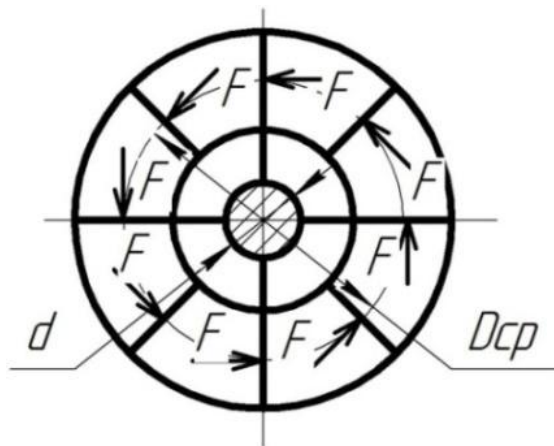


Рисунок 1.6

Приклад 7. Визначити з умови міцності мінімальний діаметр стрижня 1 ручки механізму керування кулачкової зчїпної муфти 3 (рис. 1.7), якщо відома сила $F = 300 \text{ Н}$, що діє на плечі $l = 220 \text{ мм}$. Ручка керування виготовлена зі сталі 45 ($\sigma_T = 321 \text{ МПа}$). Коефіцієнт запасу міцності прийняти рівним 2. Навантаження деталей вважати статичним. Прийняти $\sigma_{Tu} \cong 1,2\sigma_T$.

Розв'язання

Умова міцності стрижня рукоятки керування на згинання:

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W} \leq [\sigma]_{32},$$

де $M = F \cdot l = 300 \cdot 220 = 66000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – згинальний момент у небезпечному перерізі (епюра згинальних моментів представлена на рис. 1.7);

$W \cong 0,1 \cdot d^3$ – осьовий момент опору стрижня у небезпечному перерізі;

$$\sigma_{32} = \frac{M}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma]_{32},$$

$$\text{де } [\sigma]_{32} = \frac{\sigma_{T u}}{S} = \frac{1,2 \cdot \sigma_T}{S} = \frac{1,2 \cdot 321}{2} = 192,6 \text{ МПа} - \text{ допустимі напружен-}$$

ня на згинання.

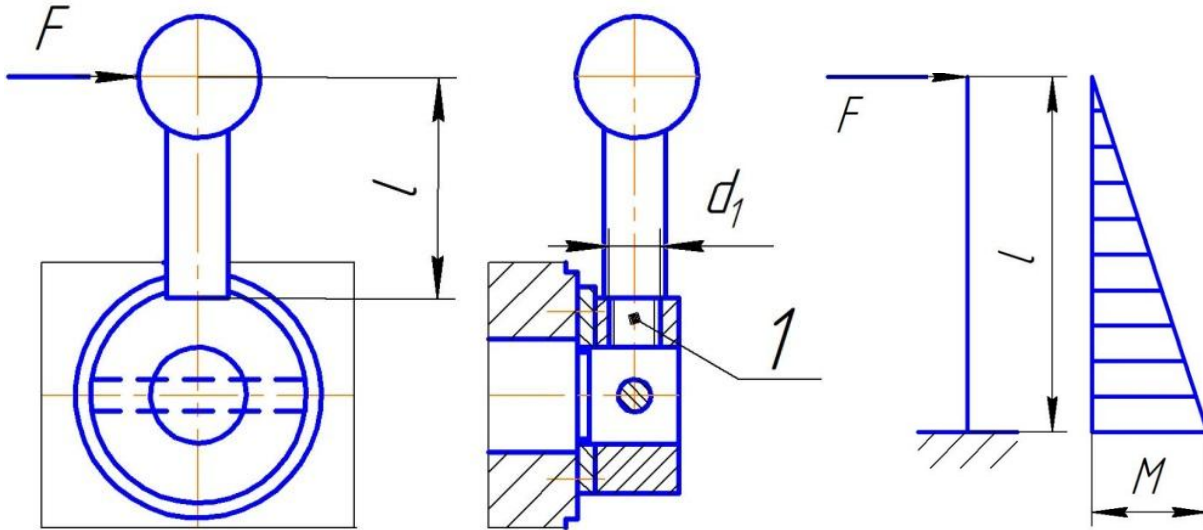


Рисунок 1.7

$$2. \text{ Звідки } d \geq \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma]_{32}}} = \sqrt[3]{\frac{300 \cdot 220}{0,1 \cdot 192,6}} \cong 15,1 \text{ мм}.$$

Із ряду нормальних лінійних розмірів приймаємо $d = 16 \text{ мм}$.

Приклад 8. 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 середньому (небезпечному) перерізі осі (рис. 1.8).

Розв'язання

1. Середні напруження циклу зміни напружень (вони ж напруження стискання)

$$\sigma_m = \sigma_{cm} = \frac{F}{A} = \frac{F_a}{\pi d^2 / 4} = \frac{4 \cdot 320}{\pi \cdot 18^2} \cong 1,26 \text{ МПа}.$$

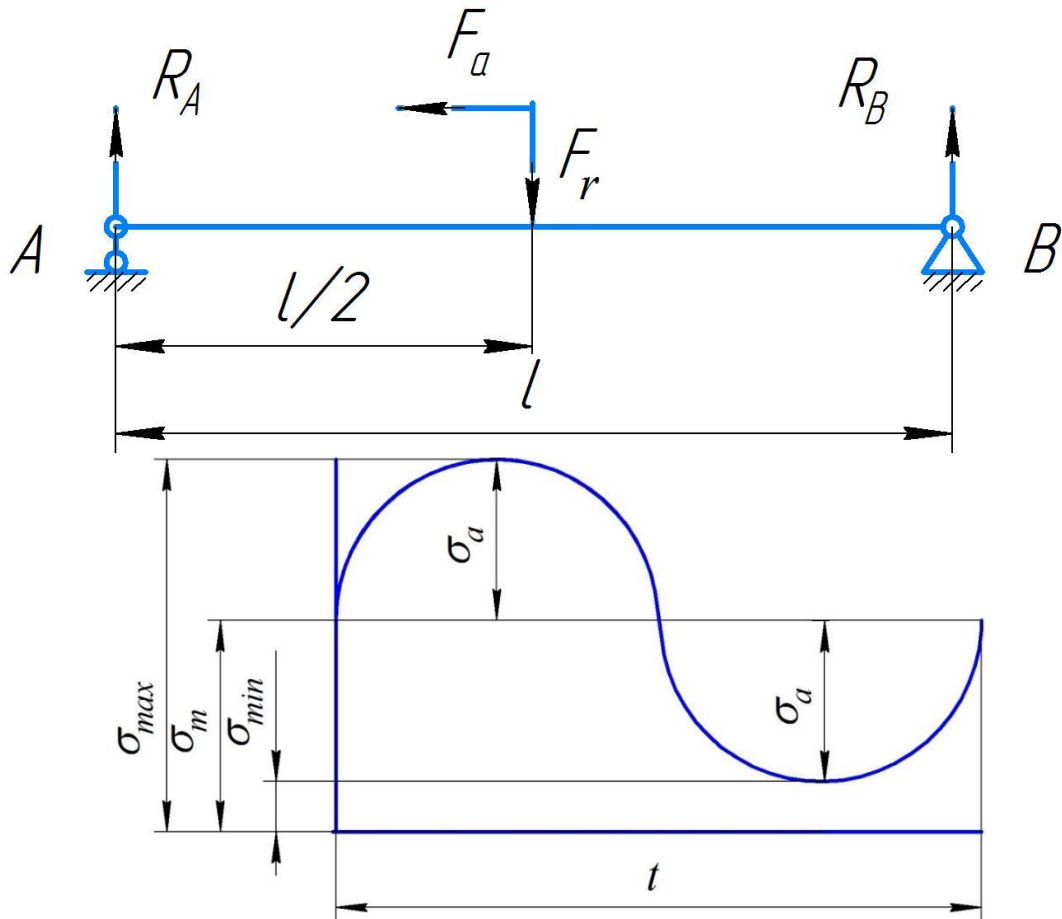


Рисунок 1.8

2. Амплітудні напруження циклу зміни напружень (вони ж напруження згинання)

$$\sigma_a = \sigma_{z2} = \frac{M}{W} = \frac{F_r/2 \cdot l/2}{0,1d^3} = \frac{400 \cdot 200}{2 \cdot 2 \cdot 0,1 \cdot 18^3} \cong 34,3 \text{ МПа}.$$

3. Максимальні напруження циклу

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

4. Мінімальні напруження циклу

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

Коефіцієнт асиметрії циклу

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

Фактичний цикл зміни нормальних напружень представлений на рис. 1.9.

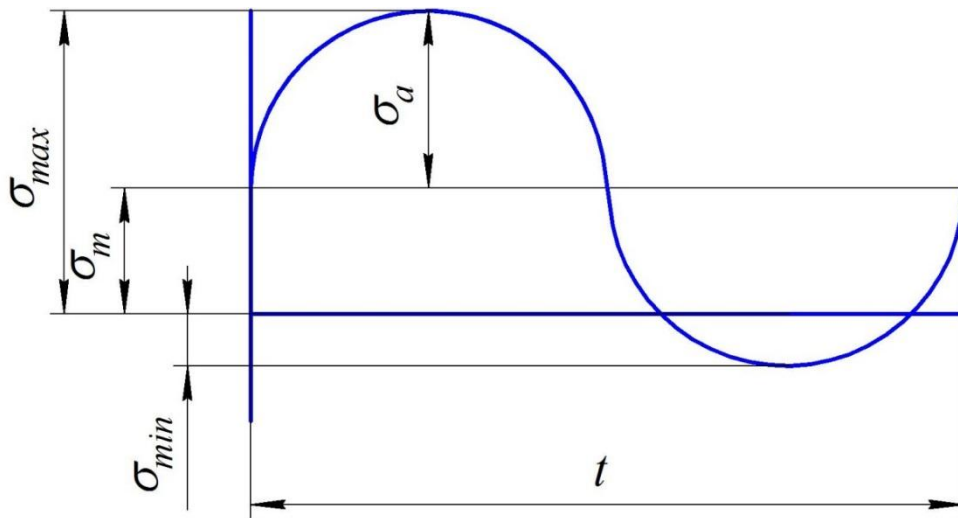
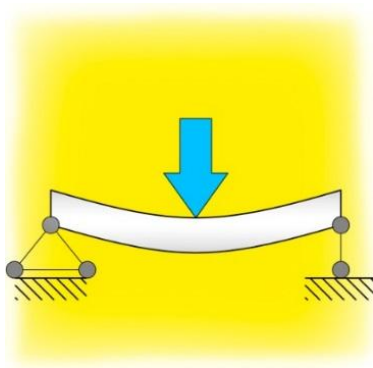


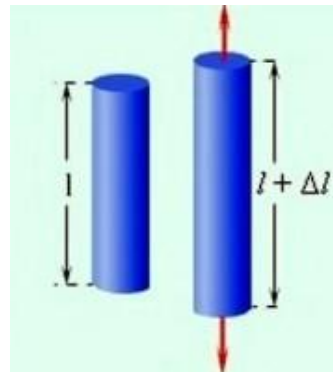
Рисунок 1.9

Тести

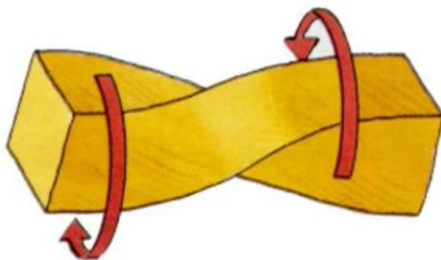
Тест 1. Яка з розрахункових схем (рис. 1.10, а-г) відповідає розрахунку напружень розтягання?



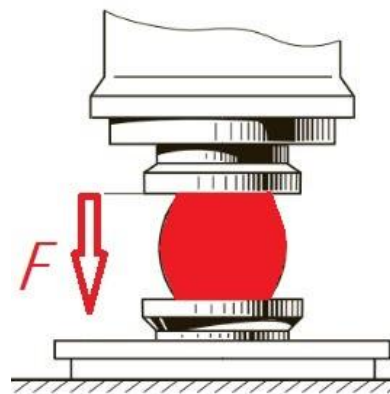
а



б



в



г

Рисунок 1.10

Тест 2. Яка з розрахункових схем (рис. 1.11, а-г) відповідає розрахунку контактних напружень?

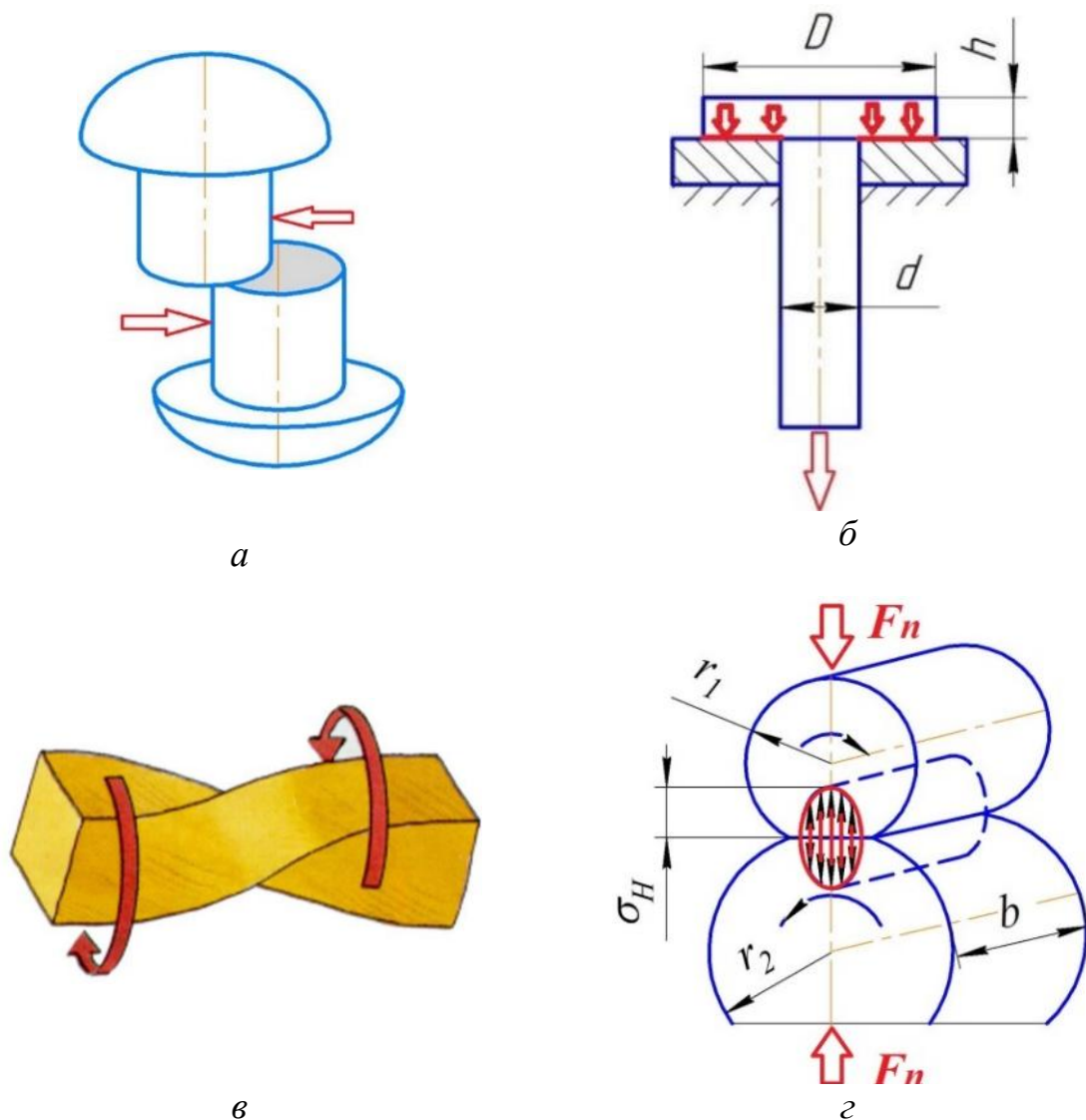


Рисунок 1.11

Задачі

Задача 1. Перевірити міцність тяги у двох небезпечних перерізах: циліндричної ділянки 1 та провувшини 2 на розтягання, якщо до тяги прикладена сила $F = 60$ кН, розміри з'єднання: $d = 30$ мм, $d_1 = 60$ мм, $d_2 = 40$ мм, $b = 40$ мм. Допустимі напруження матеріалу тяги на розтягання $[\sigma]_p = 120$ МПа (рис. 1.12).

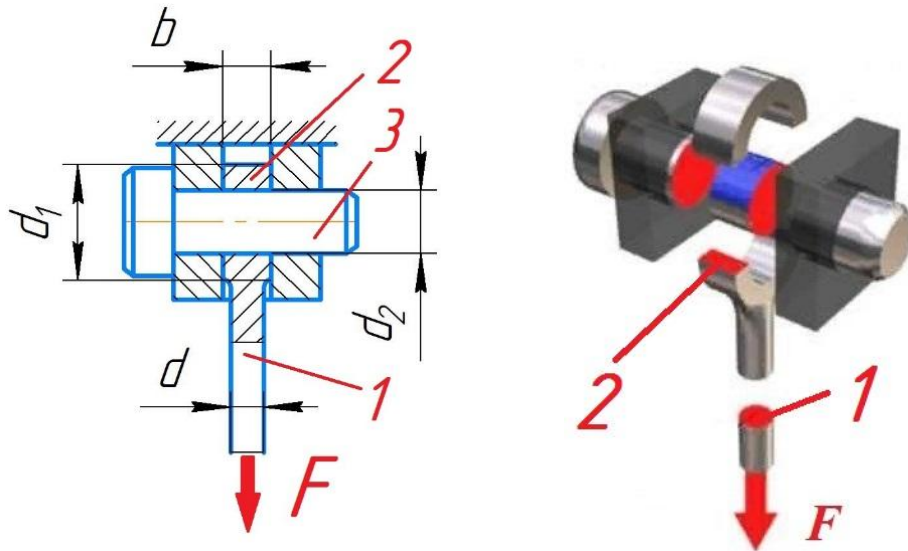


Рисунок 1.12

Задача 2. Круглий стрижень 1 закріплено на деталі за допомогою чеки 2. З'єднання навантажено силою $F = 180$ кН. Розміри з'єднання: діаметр стрижня $d = 45$ мм, товщина чеки $t = 15$ мм. Перевірити міцність з'єднання з умови міцності на зминання, якщо допустиме напруження матеріалу стрижня і чеки дорівнює $[\sigma]_{зм} = 280$ МПа (рис. 1.13).

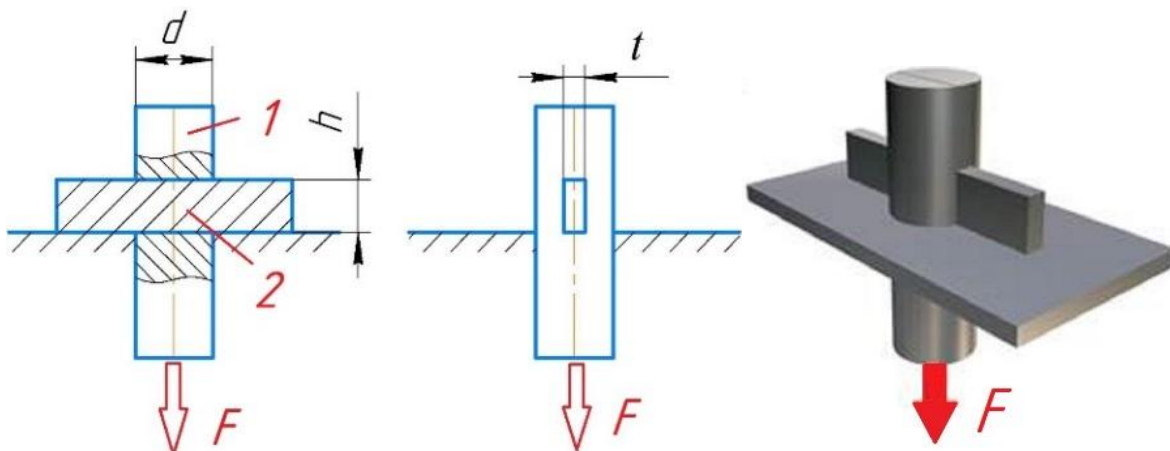


Рисунок 1.13

Задача 3. Діропробивний прес розвиває максимальну силу 250 000 Н. Визначити найбільший діаметр d_{max} отвору (рис. 1.14), який можна пробивати в металевих листах товщиною $\delta = 10$ мм, і знайти максимальну товщину δ_{max} листа, у якому можна пробити отвір $d = 21$ мм. Допустиме напруження зрізу для матеріалу листа $[\tau]_{зр} = 180$ МПа.

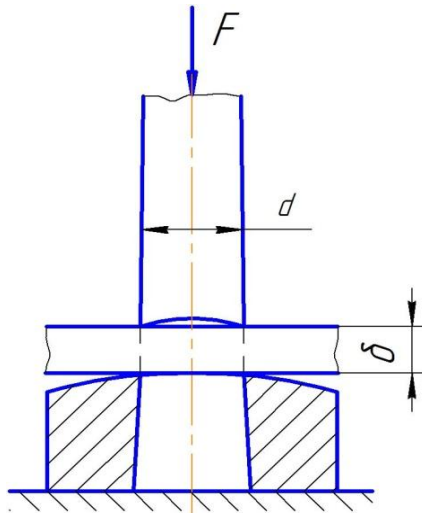


Рисунок 1.14

Задача 4. Визначити допустиму силу F для з'єднання двох соснових брусів (рис. 1.15). Для розрахунків допустимі напруження дорівнюють: $[\sigma]_p = 10$ МПа, $[\tau]_{зр} = 1,2$ МПа, $[\sigma]_{зм} = 6$ МПа.

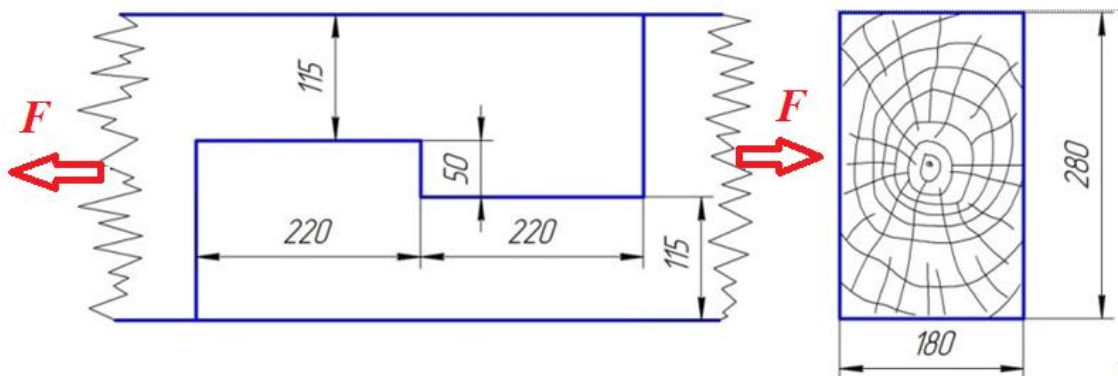


Рисунок 1.15

Задача 5. Пристрій для вимірювання моменту складається з пластини з пружинної сталі з розмірами $b \times h = 15 \times 2,5$ мм, яка консольно кріпиться до стійки (рис. 1.16). Навантаження на пластину $F = 30$ Н прикладається на відстані $l = 40$ мм від місця кріплення пластини до стійки. Розрахуйте максимальні напруження в небезпечному перерізі пластини. Побудуйте епюру згинального моменту.

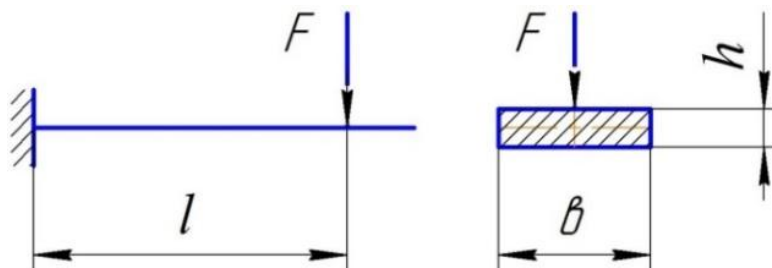


Рисунок 1.16

Задача 5. Колесо ручного візка закріплено посередині нерухомої осі (рис. 1.17). Навантаження на колесо $F = 450$ Н, довжина осі $l = 300$ мм, матеріал осі – сталь 20 ($[\sigma]_{зг} = 180$ МПа). Розрахувати діаметр осі. Навантаження на вісь вважати статичним.

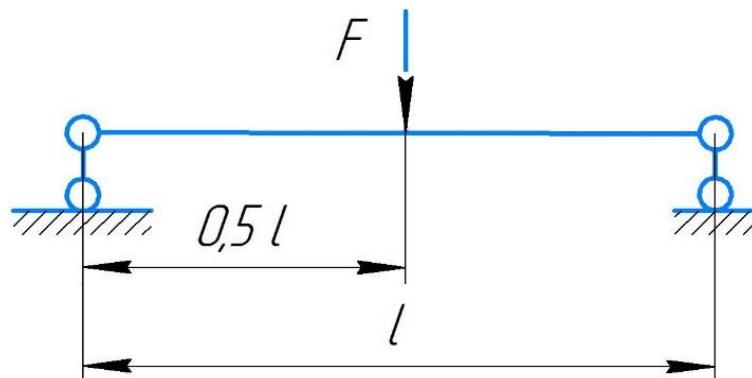


Рисунок 1.17

Задача 6. Циліндрична шестерня закріплена на валу діаметром $d = 30$ мм за допомогою циліндричного штифта $d_{ш} = 10$ мм. Розрахувати напруження, що виникають у тілі штифта (рис. 1.18), якщо шестерня передає момент $T = 100$ Н · м.

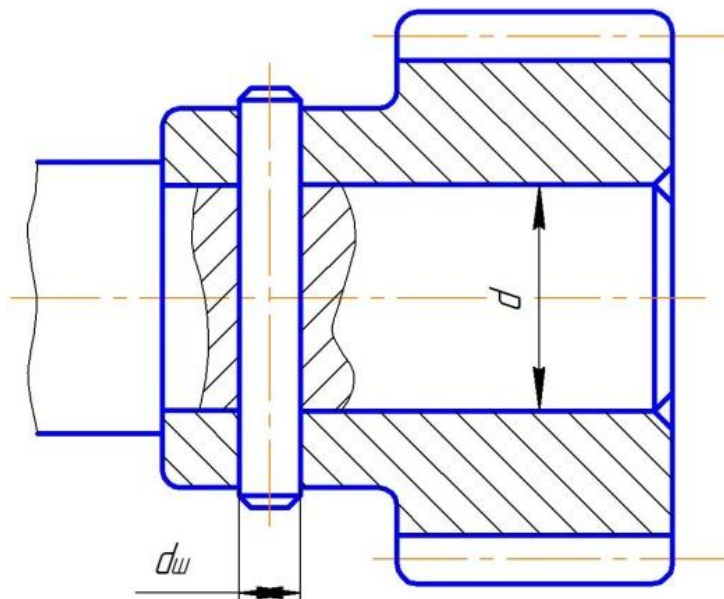


Рисунок 1.18

Задача 7. При випробуванні на зріз сталевого зразка руйнівне навантаження виявилось таким, що дорівнює $F = 47000$ Н. Визначити величину робочих напружень на зріз матеріалу зразка (рис. 1.19).

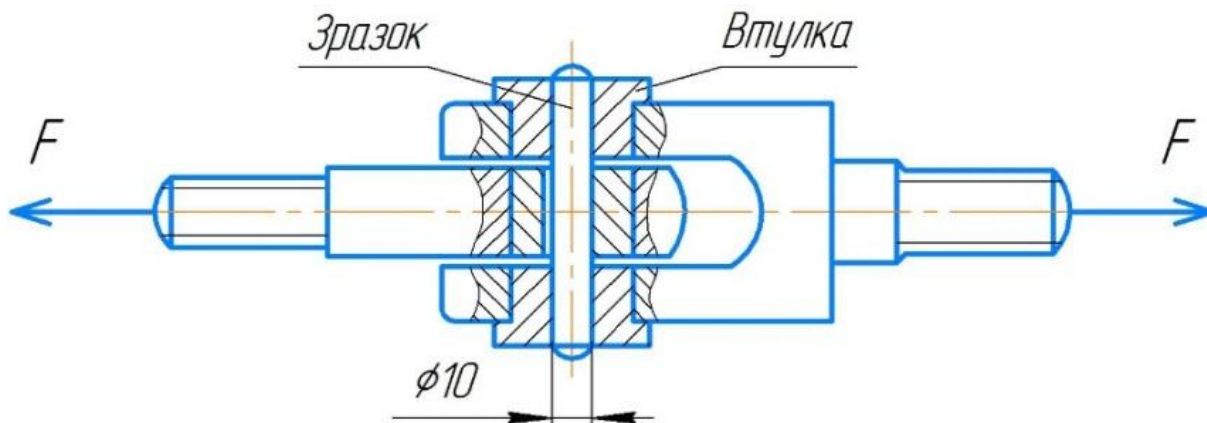


Рисунок 1.19

Задача 8. Палець діаметром $d = 100$ мм опирається головою на лист (рис. 1.20). Визначити робочі напруження зминання $\sigma_{зм}$ на контактній поверхні головки з листом, якщо сила зминання дорівнює $F = 100000$ Н, а діаметр головки $D = 150$ мм.

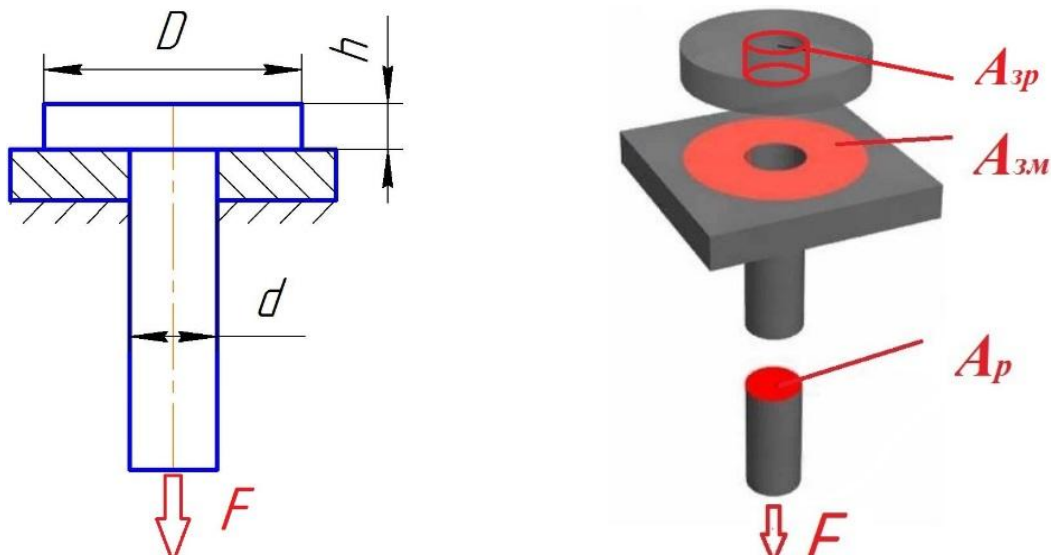


Рисунок 1.20

2 МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
2.1. Передачі обертового руху	[1, с. 119–128; 2, с. 230–232; 3, с. 199–204; 4, с. 19–22]	[5, с. 17–22]
2.2. Класифікація механічних передач	[1, с. 119–121; 4, с. 19–20]	
2.3. Загальні характеристики передач обертового руху	[1, с. 121–125; 3, с. 200–203; 4, с. 20–22]	

Контрольні питання

1. Типи механічних передач, їхнє 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 передатного числа механічної передачі. Запишіть формули для визначення передатного 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 передатне число й коефіцієнт корисної дії механізму, що складається з послідовно з'єднаних механічних передач?
8. Перерахуйте характерні риси приводів, за якими проводиться вибір номінального навантаження механічних передач.

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Сила натягу канату на барабані лебідки $F_t = 3000\text{H}$, діаметр барабана $d_{\delta} = 500\text{мм}$, частота обертання барабана $n_{\delta} = 120\text{хв}^{-1}$, передатне число редуктора $U = 8$, ККД лебідки $\eta = 0,8$ (рис. 2.1). Розрахуйте частоту обертання вала електродвигуна, крутний момент і потужність на його валу.

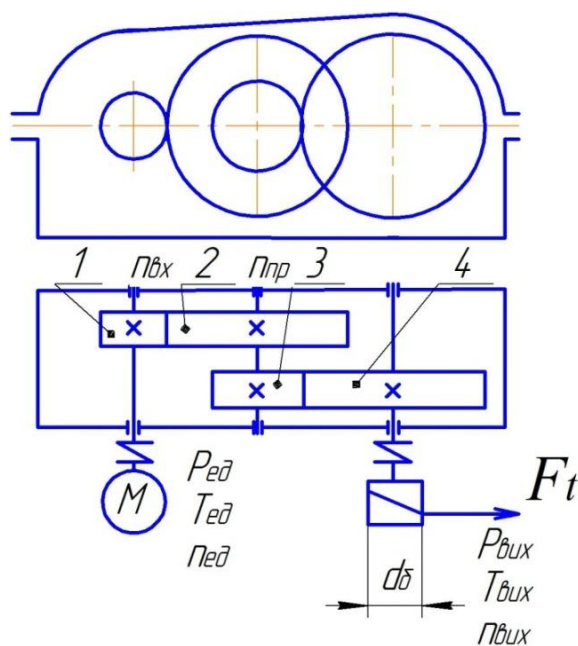


Рисунок 2.1

Розв'язання

1. Крутний момент на барабані

$$T_{\delta} = \frac{F_t \cdot d_{\delta}}{2000} = \frac{3000 \cdot 500}{2000} = 750 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Потужність на барабані

$$P_{\delta} = \frac{T_{\delta} \cdot n_{\delta}}{9550} = \frac{750 \cdot 120}{9550} \cong 9,4 \text{ кВт}.$$

3. Частота обертання вала електродвигуна

$$n_{ed} = n_{\delta} \cdot U = 120 \cdot 8 = 960 \text{ хв}^{-1}.$$

4. Крутний момент на валу електродвигуна

$$T_{ed} = \frac{T_{\delta}}{U \cdot \eta} = \frac{750}{8 \cdot 0,8} \cong 117,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5. Потужні сть електродвигуна

$$P_{ед} = \frac{T_{ед} \cdot n_{ед}}{9550} = \frac{117,2 \cdot 960}{9550} \cong 11,8 \text{ кВт} .$$

Приклад 2. 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. 2.2). Розрахуйте частоту обертання барабана, крутний момент і потужність на його валу. Примітка: $F_t = F_1 - F_2$.

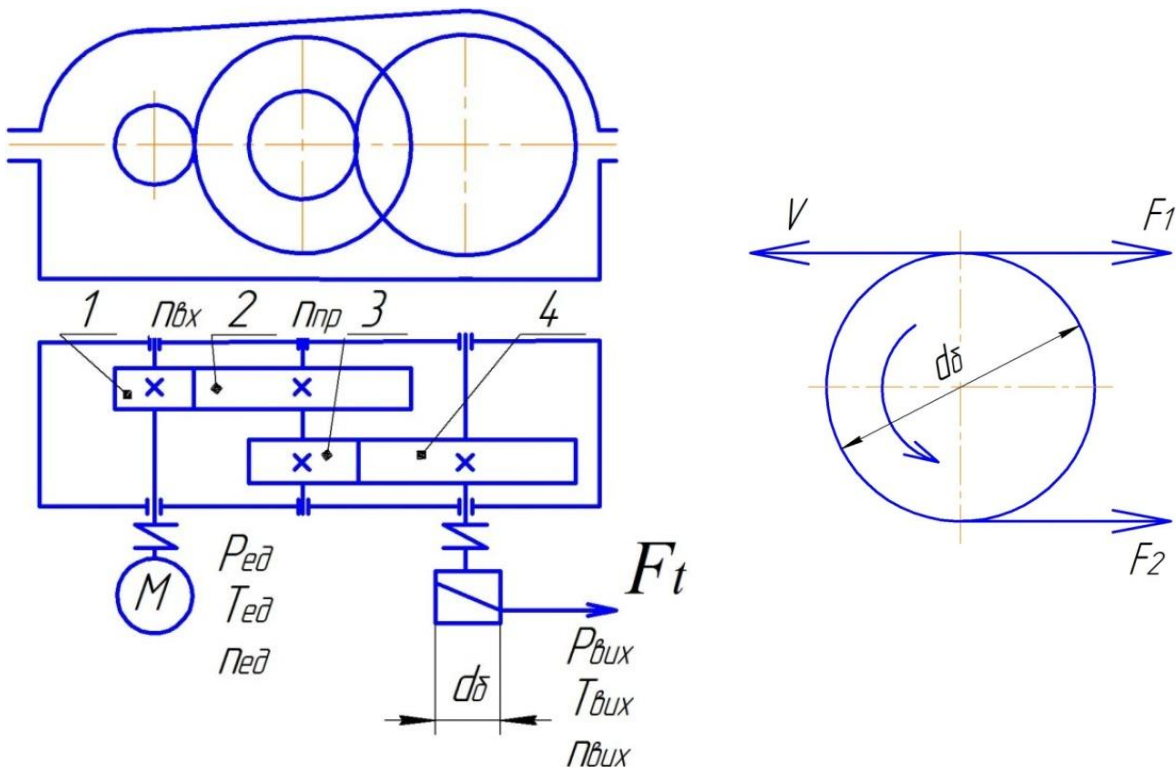


Рисунок 2.2

Розв'язання

1. Корисне колове зусилля на барабані

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

2. Швидкість стрічки на барабані

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

3. Крутний момент на барабані

$$T_{\delta} = \frac{F_t \cdot d_{\delta}}{2000} = \frac{2500 \cdot 400}{2000} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Потужність на барабані

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

Приклад 3. У передачах двоступінчастого редуктора із циліндричними зубчастими колесами початкові діаметри: шестерні першої ступені – $d_1 = 32 \text{ мм}$, шестерні другої ступені $d_3 = 52 \text{ мм}$. Частоти обертання валів: вхідного – $n_{\text{вх}} = 1420 \text{ хв}^{-1}$, проміжного – $n_{\text{пр}} = 284 \text{ хв}^{-1}$, вихідного – $n_{\text{вих}} = 90 \text{ хв}^{-1}$. Розрахуйте: передатні числа пар 1–2 та 3–4, початкові діаметри коліс першого та другого ступенів, колові швидкості коліс першої (1-2) та другої (3-4) передач (див. рис. 2.1).

Розв'язання

1. Передатні числа передач 1–2 та 3–4:

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

2. Ділильні діаметри коліс:

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

3. Колові швидкості в полюсі зачеплення:

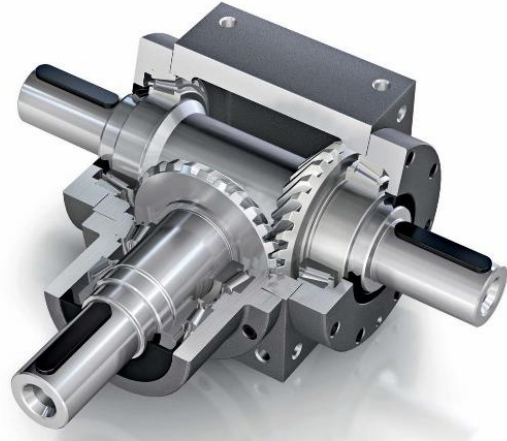
$$V_1 = V_2 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{\text{вх}}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 32 \cdot 1420}{60 \cdot 1000} \cong 2,38 \text{ м/с};$$
$$V_3 = V_4 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_{\text{пр}}}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 52 \cdot 284}{60 \cdot 1000} \cong 0,77 \text{ м/с}.$$

Тести

Тест 1. Із наведених фото (рис. 2.3, а–г) передатних механізмів вибрати одноступінчастий черв'ячний редуктор.



а



б



в



г

Рисунок 2.3

Тест 2. Яку передачу обведено рамкою (рис. 2.4)?

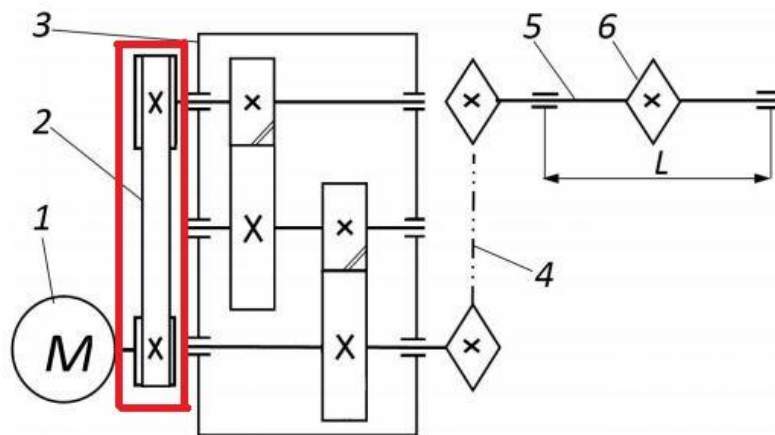


Рисунок 2.4

Тест 3. Який вузол приводу обведено рамкою (рис. 2.5)?

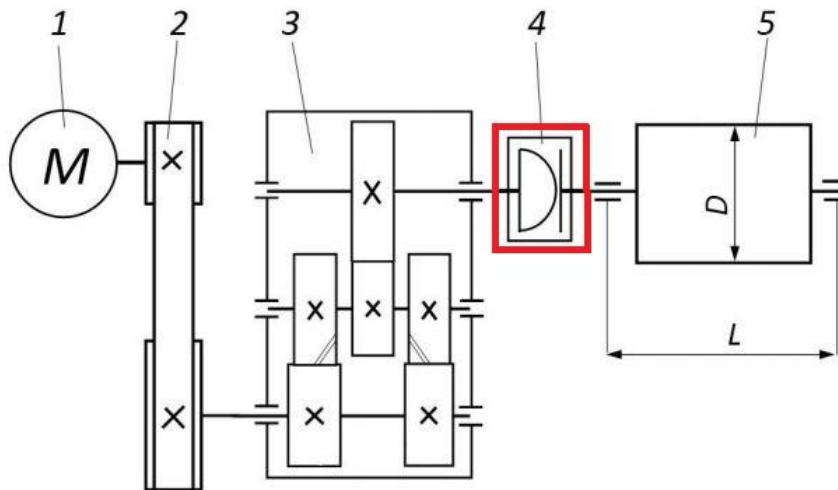


Рисунок 2.5

Задачі

Задача 1. Визначити частоту обертання конічного колеса n_{z2} і частоту обертання циліндричного колеса n_{z4} , а також момент на вихідному валу $T_{вих}$, якщо відомі: потужність е/двигуна $P_{ед} = 4$ кВт, частота обертання вала електродвигуна $n_{ед} = 900$ хв⁻¹, діаметр ведучого шківa $d_{ш1} = 100$ мм, діаметр веденого шківa $d_{ш2} = 250$ мм, передатне число редуктора $U_p = 8$, передатне число пари 3–4 $U_{3-4} = 2$. Для довідки: ККД пасової передачі – 0,96; ККД редуктора – 0,91 (рис. 2.6).

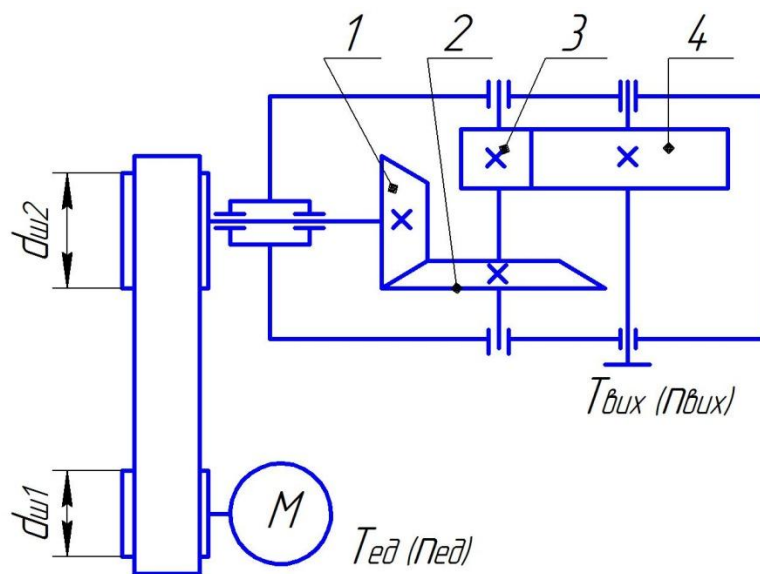


Рисунок 2.6

Задача 2. Крутний момент на вхідному валу двоступінчастого редуктора дорівнює $T_{вх} = T_{ед} = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Розрахуйте крутний момент на вихідному валу $T_{вих}$, якщо відомі початкові діаметри зубчастих коліс редуктора (рис. 2.7): шестірні першої ступені $d_1 = 40 \text{ мм}$, колеса першої ступені $d_2 = 142 \text{ мм}$, шестірні другої ступені $d_3 = 80 \text{ мм}$, колеса другої ступені $d_4 = 224 \text{ мм}$, ККД пари підшипників кочення – 0,99, ККД пари зубчастих коліс – 0,97.

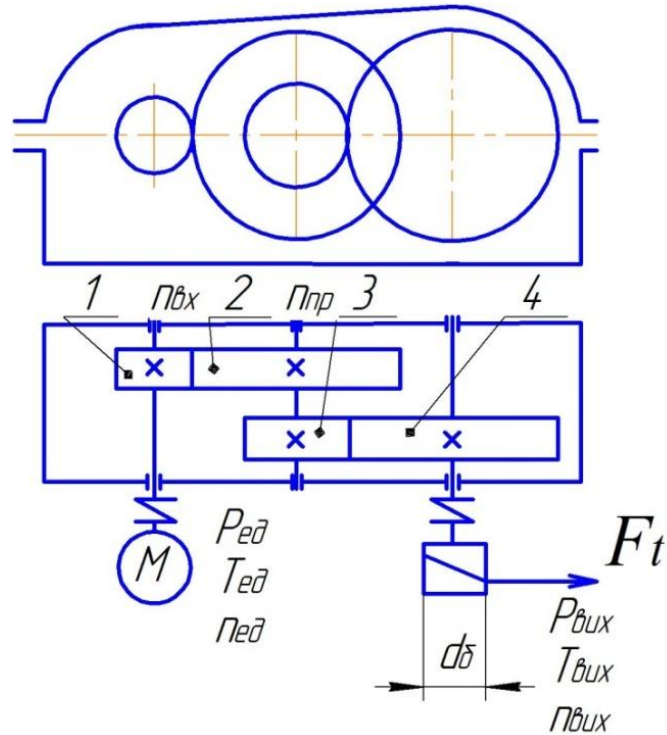


Рисунок 2.7

3 ПЕРЕДАЧІ ЗАЧЕПЛЕННЯМ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції		Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст		Посилання на літературу	
1	2	3	4
3.1. Зубчасті передачі. Принцип дії й класифікація	[1, с. 119–121; 2, с. 230–232; 3, с. 256–258; 4, с. 23–25]		
3.2. Основні розмірні характеристики зубчастих передач	[1, с. 121–126; 2, с. 232–250; 3, с. 258–263]		
3.3. Вплив числа зубців на форму й міцність зубців. Поняття про корегування	[1, с. 126–133; 2, с. 254–264; 3, с. 268–284]		
3.4. Умови роботи зубчастої передачі й критерії її працездатності	[1, с. 126–133; 2, с. 254–264; 3, с. 268–284; 4, с. 25–26]		
3.5. Коефіцієнт торцевого перекриття й навантаження зубця по профілю	[1, с. 121–125; 2, с. 232–247]		
3.6. Ковзання й тертя в зачепленні	[1, с. 121–125; 2, с. 232–241]		
3.7. Напруження в зубцях коліс працюючої передачі	[1, с. 121–125; 2, с. 232–247]		
3.8. Види ушкодження зубців	[1, с. 128–132; 2, с. 259–263]		
3.9. Основні критерії працездатності	[1, с. 128–151]		
3.10. Розрахункове навантаження	[1, с. 133–139; 2, с. 264–273; 3, с. 295–302]		
3.11. Матеріали зубчастих коліс	[2, с. 254–258; 3, с. 276–279]		
3.12. Допустимі напруження	[2, с. 254–258; 3, с. 284–288]		

1	2	3	4
3.13. Передачі прямозубими циліндричними колесами	[1, с. 139–157; 2, с. 232–285; 3, с. 289–314; 4, с. 34–50]	[5, с. 25–35]	[8, с. 5–17]
3.13.1. Особливі розмірні характеристики	[1, с. 139–151; 2, с. 232–242; 3, с. 289–295]	[5, с. 25–27]	
3.13.2. Сили в зачепленні	[1, с. 139–151; 2, с. 250–254; 3, с. 295–302]	[5, с. 27–29]	
3.13.3. Розрахунки на контактну та згинну міцність	[1, с. 139–151; 2, с. 273–285; 3, с. 302–309]	[5, с. 29–35]	
3.13.4. Розрахунки на статичну контактну й згинну міцність	[1, с. 133–139]		
3.14. Передачі косозубими циліндричними колесами	[1, с. 119–157; 2, с. 229–296; 3, с. 289–309; 4, с. 50–57]	[5, с. 36–46]	
3.14.1. Особливі розмірні характеристики	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254; 3, с. 289–295]	[5, с. 36–39]	
3.14.2. Сили в зачепленні косозубих циліндричних коліс	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254; 3, с. 295–302]	[5, с. 39–41]	
3.14.3. Особливості роботи пари косозубих циліндричних коліс	[1, с. 119–157; 2, с. 229–254]		
3.14.4. Розрахунки передач косозубими циліндричними колесами	[1, с. 151–157; 2, с. 264–285; 3, с. 295–309]	[5, с. 42–46]	
3.14.5. Особливості передач шевронними циліндричними колесами	[1, с. 151–157; 2, с. 229–254; 3, с. 295–296]		
3.15. Передачі конічними колесами	[1, с. 157–166; 2, с. 302–313; 3, с. 314–330; 4, с. 59–66]	[5, с. 46–54]	
3.15.1. Особливі розмірні й кінематичні характеристики	[1, с. 157; 2, с. 302–306; 3, с. 314–319]	[5, с. 46–49]	

1	2	3	4
3.15.2. Сили в зачепленні прямозубих конічних коліс	[1, с. 159; 2, с. 310–313; 3, с. 319–322]	[5, с. 49–51]	
3.15.3. Розрахунки на міцність конічних зубчастих коліс	[1, с. 159–163; 2, с. 312–313; 3, с. 322–325]	[5, с. 51–54]	
3.15.4. Передачі із круговими зубами	[1, с. 163–159; 3, с. 325–326]		
3.16. Черв'ячні передачі	[1, с. 210–230; 2, с. 345–375; 3, с. 348–377; 4, с. 69–79]	[5, с. 55–65]	[8, с. 18–27]
3.16.1. Геометричні й кінематичні характеристики черв'ячних передач	[1, с. 210–217; 2, с. 345–357; 3, с. 348–356]	[5, с. 55–58]	
3.16.2. Сили в зачепленні черв'ячної передачі	[1, с. 217; 2, с. 357–358; 3, с. 360–363]	[5, с. 58–60]	
3.16.3. Коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі	[1, с. 215–217; 2, с. 355–357; 3, с. 368–370]	[5, с. 61–62]	
3.16.4. Матеріали черв'ячної передачі. Допустимі напруження	[1, с. 222–225; 2, с. 349–350; 3, с. 356–358]		
3.16.5. Розрахунки черв'ячних передач на міцність	[4, с. 79–83]		
3.16.6. Умови роботи й критерії працездатності	[1, с. 217–222; 2, с. 348–349; 3, с. 356–360]		
3.16.7. Розрахунки на міцність	[1, с. 218–222; 2, с. 360–368; 3, с. 363–368]	[5, с. 63–64]	
3.16.8. 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 зубця?
3. Коефіцієнт торцевого перекриття. Як із ним пов'язаний розподіл навантаження по профілю зубця?
4. Поняття про ступені точності зубчастих передач і їхній вплив на якісні характеристики передач.
5. Контактні напруження.
6. Критерії працездатності й види руйнування зубців 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, за якими класифікують зубчасті передачі. Дайте класифікацію зубчастих передач за цими ознаками.
10. Чому зубчасті передачі з евольвентним зачепленням набули широкого застосування?
11. Дайте визначення кроку й модулю зубців.
12. Які кола зубчастих коліс називаються початковими, а які – ділльними? Коли вони збігаються?
13. Стандартний початковий профіль рейки евольвентного зачеплення. Перерахуйте основні параметри профілю.
14. Що таке корегування? Як змінюється профіль зубців 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 зубців підрозділяють на дві групи?
21. Назвіть основні види термічної, хіміко-термічної обробки зубчастих коліс.

22. Перерахуйте й охарактеризуйте основні види руйнування зубців зубчастих коліс.
23. Які види розрахунків на міцність зубців циліндричних евольвентних передач передбачені стандартом?
24. Які фактори впливають на допустимі контактні напруження для активних поверхонь зубів? Як впливає режим навантаження передачі на допустимі контактні напруження?
25. Перерахуйте й проаналізуйте фактори, що впливають на допустимі контактні і згинні напруження для зубців зубчастих коліс.
26. Які втрати визначає коефіцієнт корисної дії зубчастої передачі і яке його наближене значення?
27. Від яких характеристик матеріалу переважно залежать опір контактної втоми та допустимі контактні напруження?
28. Як ураховують зміни режиму навантаження при визначенні допустимих напружень?
29. Як записують умову підсумовування ушкоджень і як її пояснюють?
30. Що таке типові режими навантаження?
31. За якими параметрами оптимізують конструкцію зубчастих передач? Що приймають за узагальнений критерій оптимізації?
32. Сили в зачепленні прямозубої циліндричної передачі.
33. Розрахунки міцності зубців циліндричної прямозубої передачі за контактними напруженнями.
34. Як впливають модуль і кількість зубців на контактні напруження?
35. Як впливає ширина колеса на контактні напруження й чому її обмежують?
36. Як впливає корегування зубців на контактні напруження?
37. Розрахунки прямозубої циліндричної передачі за згинними напруженнями.
38. Коефіцієнт форми зуба. Від яких параметрів і як залежить його величина?
39. Перерахуйте фактори, що впливають на величину розрахункового навантаження на зубці циліндричних зубчастих передач.
40. Порядок розрахунків зубців на згинну міцність при максимальному навантаженні (перевантаженні).
41. Приведіть методикау проектних 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 зубців? Запишіть формулу для визначення довжини лінії контакту зубців.
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.

46. Приведення косозубого колеса до еквівалентного прямозубого.

47. Запишіть формулу для визначення контактних напружень у косозубому зачепленні. Проаналізуйте вплив основних параметрів на величину контактних напружень.

48. Особливості розрахунків косозубих передач за згинними напруженнями. Як урахується багатопарність зачеплення й нахил лінії контакту до основи зубця?

49. Поясніть, чому для косозубих передач зі значною різницею твердості поверхні зубців шестірні й колеса допускаються більші допустимі контактні напруження.

50. Конічні зубчасті передачі, їх оцінка в порівнянні із циліндричними. Галузі застосування. Основні геометричні параметри конічної передачі.

51. Сили в зачепленні прямозубої конічної передачі.

52. Приведення прямозубого конічного колеса до еквівалентного циліндричного.

53. Особливості розрахунків контактних і згинних напружень для конічних прямозубих коліс.

54. Особливості конічних передач із непрямыми зубцями.

55. Відмінні риси кінематики черв'ячної передачі у порівнянні із зубчастою. Переваги й недоліки черв'ячних передач.

56. Які бувають види циліндричних черв'яків? Чим вони відрізняються між собою?

57. Перерахуйте основні параметри черв'яка й запишіть формули для їх визначення.

58. Запишіть формули для визначення основних параметрів черв'ячного колеса.

59. Основні причини значного ковзання в черв'ячній передачі і його наслідки.

60. Чому коефіцієнт корисної дії черв'ячної передачі менше, ніж зубчастої? Способи його підвищення.

61. Сили в зачепленні черв'ячної передачі.

62. Запишіть і проаналізуйте формулу для визначення коефіцієнта корисної дії черв'ячної передачі.

63. Критерії працездатності для розрахунків черв'ячних передач.

64. Чому для черв'ячних передач передбачається тепловий розрахунок? Порядок теплового розрахунку черв'ячної передачі.

65. Які матеріали застосовують для черв'яка й колеса черв'ячної передачі?

66. Як здійснюються охолодження й змащення черв'ячних передач?

67. Відмінність глобоїдної черв'ячної передачі від циліндричної.

68. Чому у глобоїдної черв'ячної передачі більша несуча здатність?

Приклади розв'язання задач

Основні параметри евольвентного зачеплення

Приклад 1. Механізм подачі заготовок у штамп складається із штовхача з нарізаною на ньому зубчастою рейкою. Штовхач приводиться в рух прямозубим циліндричним колесом, яке при ході штовхача $h = 145 \text{ мм}$ робить $0,25$ оберту (рис. 3.1). Розрахуйте дільний діаметр колеса, кількість його зубів і частоту обертання, якщо модуль зачеплення $m = 3 \text{ мм}$, а час подачі заготовки 1 с .

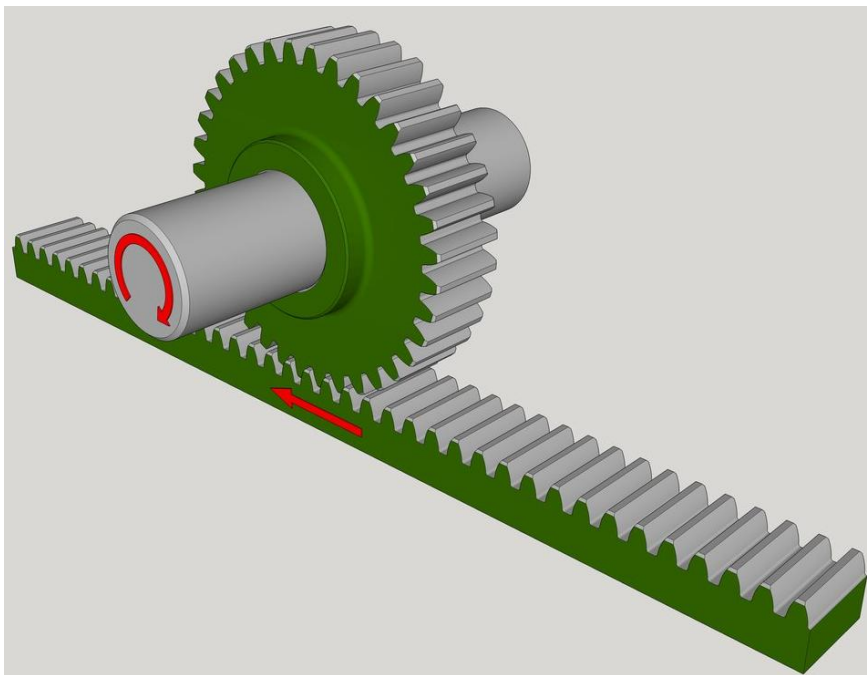


Рисунок 3.1

Розв'язання

1. Якщо за час подачі заготовки 1 с зубчасте колесо робить $0,25$ оберту, то повний оберт колеса зробить за 4 с . Тому частота обертання колеса дорівнює $n_k = 15 \text{ хв}^{-1}$.

2. Дільний діаметр колеса

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

3. Число зубців колеса

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

Передачі прямиозубими циліндричними колесами

Приклад 2. Міжосьова відстань пари прямиозубих циліндричних коліс $a = 160 \text{ мм}$, зовнішній діаметр (діаметр кола виступів) шестерні $d_{a1} = 88 \text{ мм}$, кількість зубців шестерні $z_1 = 20$. Розрахуйте передатне число зубчастої пари U_{1-2} (рис. 3.2).

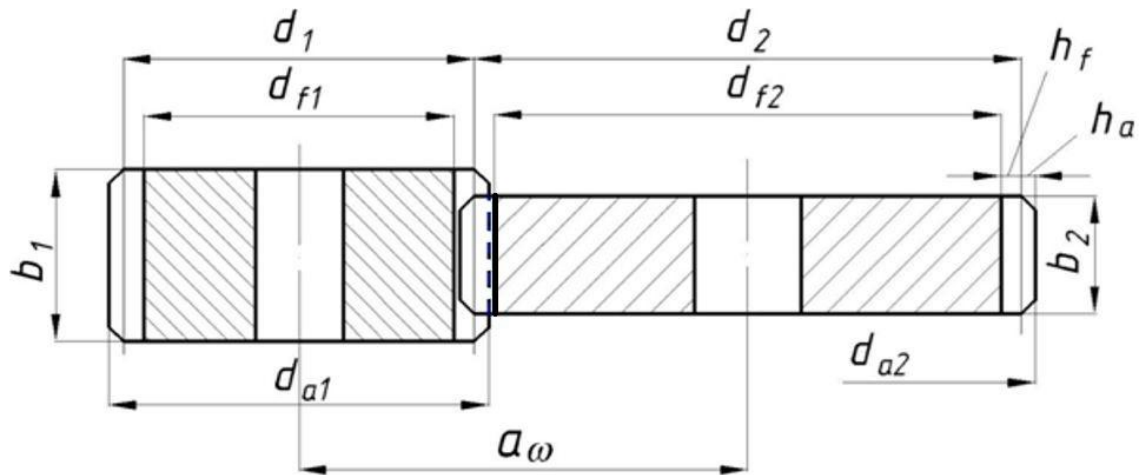


Рисунок 3.2

Розв'язання

1. Модуль зачеплення знаходимо із рівняння

$$d_{a1} = m(z_1 + 2) \rightarrow m = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2} = \frac{88}{22} = 4 \text{ мм.}$$

2. Тоді ділительний діаметр шестерні дорівнює

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм.}$$

3. Ділительний діаметр колеса знаходимо із рівняння міжосьової відстані передачі:

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

4. Кількість зубців колеса знаходимо з формули розрахунку ділительного діаметра колеса:

$$d_2 = mz_2 \rightarrow z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{240}{4} = 60.$$

5. Передатне число дорівнює

$$U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{20} = 3.$$

Приклад 3. Передатне число прямозубої циліндричної передачі $U = 2,8$. Контактна витривалість зубців забезпечується при міжосьовій відстані $a = 140\text{мм}$, а згинна витривалість – при модулі $m = 2\text{мм}$. Розрахуйте кількості зубців коліс пари, її фактичне передатне число й похибку передатного числа у відсотках до заданого (рис. 3.3).

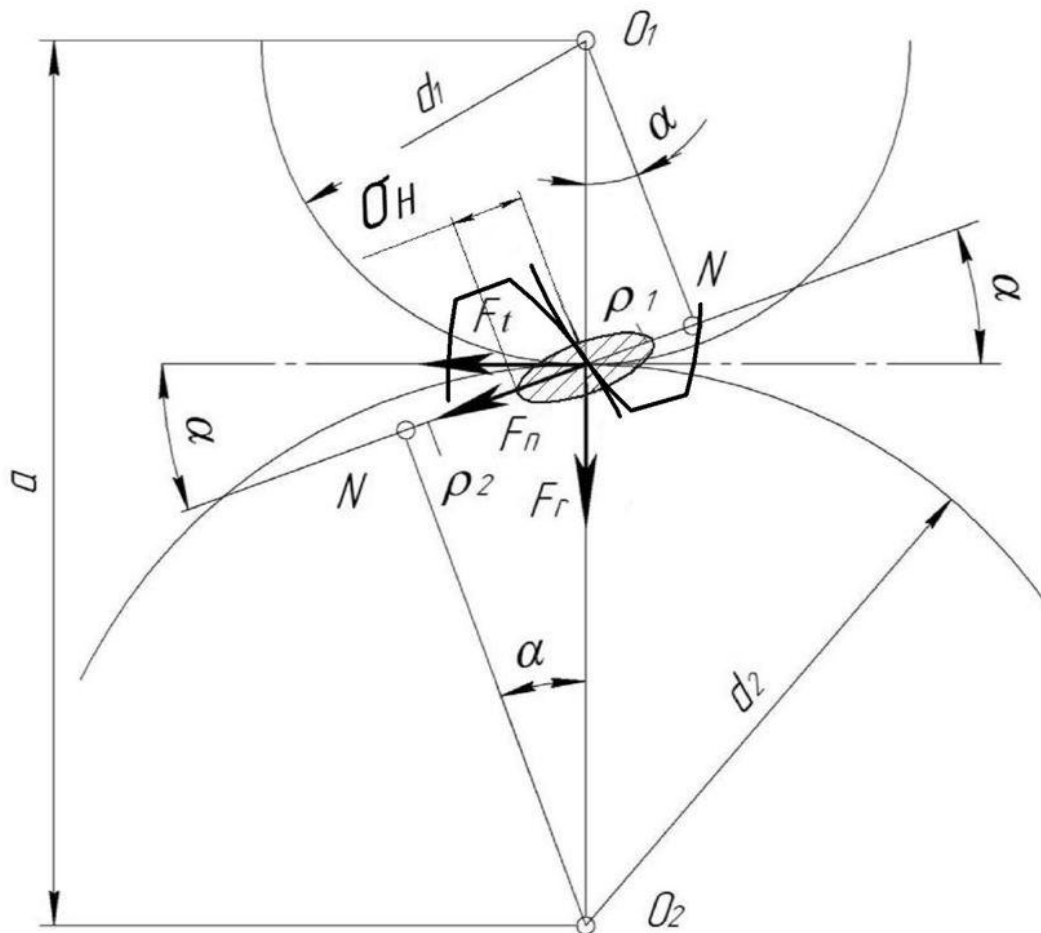


Рисунок 3.3

Розв'язання

1. Суму кількостей зубців коліс знаходимо з рівняння

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \rightarrow (z_1 + z_2) = \frac{2a}{m} = \frac{2 \cdot 140}{2} = 140.$$

2. Звідки кількість зубців коліс дорівнює:

$$U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1}; \quad z_2 = z_1 \cdot U_{1-2}; \quad z_1(1 + U_{1-2}) = 140.$$

$$z_1 = \frac{z_1 + z_2}{1 + U_{1-2}} = \frac{140}{1 + 2,8} = 37.$$

$$z_2 = (z_1 + z_2) - z_1 = 140 - 37 = 103.$$

3. Фактичне передатне число

$$U_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{103}{37} \cong 2,78.$$

4. Похибка передатного числа у відсотках до заданого

$$\Delta U = \left| \frac{U_n - U_{\phi}}{U_n} \right| \cdot 100\% = \frac{2,8 - 2,78}{2,8} \cdot 100\% \cong 0,7\%.$$

Приклад 4. Пара прямозубих циліндричних коліс передає потужність $P_1 = 4 \text{ кВт}$ при частоті обертання шестерні $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$. Міжосьова відстань пари $a = 160 \text{ мм}$, передатне число $U_{1-2} = 4$. Розрахуйте сили в зачепленні (рис. 3.4).

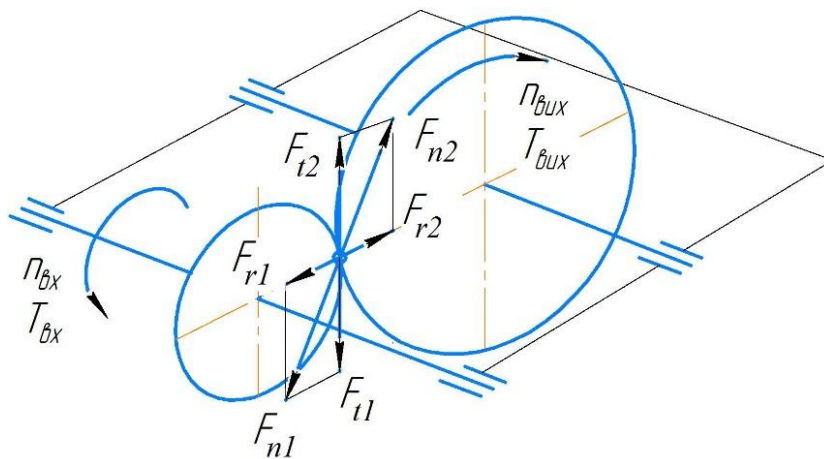


Рисунок 3.4

Розв'язання

1. Ділильний діаметр шестерні

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

2. Обертвий момент на шестерні

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

3. Колова сила у зачепленні

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 39,8 \cdot 10^3}{64} \cong 1243 \text{ Н}.$$

4. Радіальна сила у зачепленні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = F_t \cdot \text{tg } \alpha = 1243 \cdot \text{tg } 20^\circ \cong 453 \text{ Н},$$

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

5. Сила нормального тиску у зачепленні

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha} = \frac{1243}{\cos 20^\circ} \cong 1323 \text{ Н}.$$

Приклад 5. Визначити контактні напруження, що виникають у зубцях 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 зубців 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 $[\sigma]_H = 495 \text{ МПа}$, коефіцієнт матеріалу коліс – $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$, $Z_\varepsilon = 0,9$ (рис. 3.5).

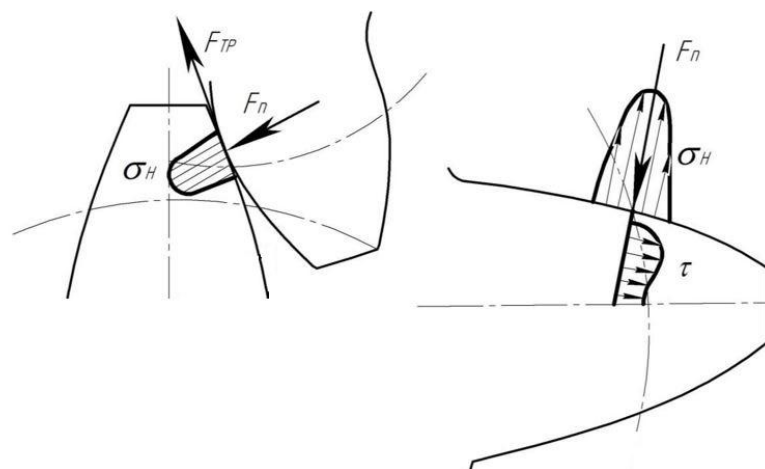


Рисунок 3.5

Розв'язання

1. Умова контактної втомної міцності робочої поверхні зубця

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{1}{d_1} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot P_1 K_H (U_{1-2} + 1)}{n_1 \cdot b \cdot U_{1-2}}} \leq [\sigma]_H,$$

де $U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{78}{22} \cong 3,55$ – передатне число;

$d_1 = m \cdot z_1 = 5 \cdot 22 = 110$ мм – дільний діаметр шестерні;

$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot \alpha)}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \cdot 20^\circ)}} \cong 1,76$ – коефіцієнт профіля зубця;

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

жину контактних ліній;

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

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

– торцевий коефіцієнт перекриття.

2. Величина робочих контактних напружень дорівнює

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,88 \frac{1}{110} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 22 \cdot 1,5(3,55 + 1)}{960 \cdot 62 \cdot 3,55}} \cong 451 \text{ МПа}.$$

3. Оскільки $451 \text{ МПа} < 495 \text{ МПа}$, $\sigma_H < [\sigma]_H$ – втомна контактна міцність забезпечена.

Передачі косозубими циліндричними колесами

Приклад 6. У передачі косозубими циліндричними колесами: міжосьова відстань $a = 125$ мм, кут нахилу зуба $\beta = 16,2602^\circ$, передатне число $U_{1-2} = 2,8$, стандартний модуль $m = 2$ мм. Розрахувати кількості зубців коліс і уточнити передатне число (рис. 3.6).

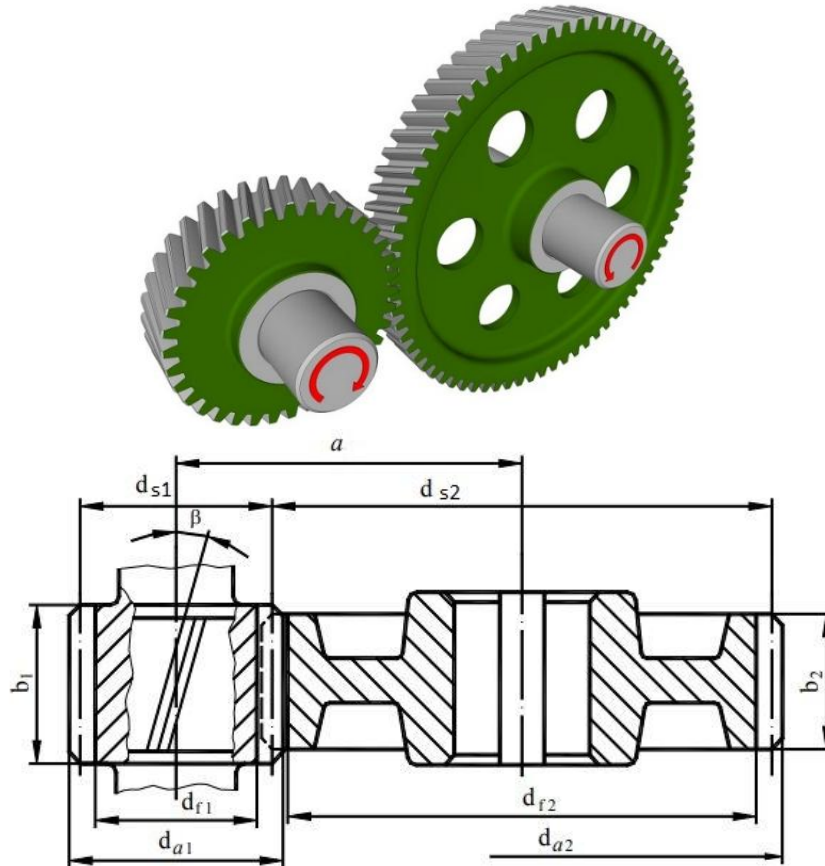


Рисунок 3.6

Розв'язання

1. Кількість зубців шестерні і колеса

$$z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a \cdot \cos \beta}{m} = \frac{2 \cdot 125 \cdot \cos 16,2602^\circ}{2} = 120.$$

$$z_1 = \frac{z_1 + z_2}{U_{1-2} + 1} = \frac{120}{2,8 + 1} = 32;$$

$$z_2 = (z_1 + z_2) - z_1 = 120 - 32 = 88.$$

2. Передатне число

$$U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{32} \cong 2,75.$$

Приклад 7. Передача косозубими циліндричними колесами має: міжосьову відстань $a = 200 \text{ мм}$, передатне число $U_{1-2} = 3,55$, торцевий модуль $m_s = 4,39 \text{ мм}$, стандартний модуль $m = 4,00 \text{ мм}$. Шестерня навантажується крутним моментом $T_1 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Розрахуйте сили в зачепленні (рис. 3.7).

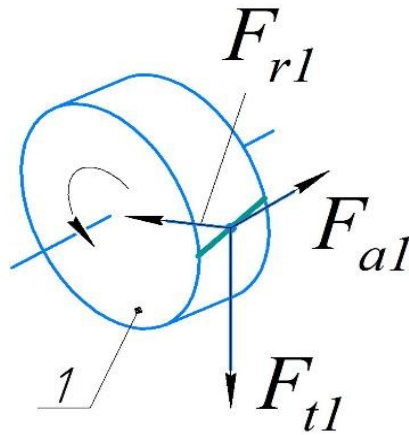


Рисунок 3.7

Розв'язання

1. Кут нахилу зубців колеса знаходимо за формулою

$$\beta = \arccos\left(\frac{m}{m_s}\right) = \arccos\left(\frac{4,00}{4,39}\right) \cong 24,3336^\circ.$$

2. Ділильний діаметр шестерні у торцевому перерізі

$$d_{s1} = \frac{2a}{U_{1-2} + 1} = \frac{2 \cdot 200}{3,55 + 1} \cong 87,9121 \text{ мм}.$$

3. Колова сила у зачепленні

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = \frac{2000T_1}{d_{s1}} = \frac{2000 \cdot 40}{87,9121} \cong 910 \text{ Н}.$$

4. Радіальна сила у зачепленні

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{910 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 24,3336^\circ} = 364 \text{ Н}.$$

5. Осьова сила у зачепленні

$$F_{a1} = F_{a2} = F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 910 \cdot \operatorname{tg} 24,3336^\circ = 412 \text{ Н}.$$

6. Сила нормального тиску

$$F_{n1} = F_{n2} = F_n = \frac{F_t}{\cos \alpha \cdot \cos \beta} = \frac{910}{\cos 20^\circ \cdot \cos 24,3336^\circ} \cong 1064 \text{ Н}.$$

Приклад 8. Передача прямозубими циліндричними колесами з передатним числом $U_{1-2} = 3,55$ має характеристики: стандартний модуль зачеплення $m = 2\text{мм}$, кількість зубців шестірні $z_1 = 21$, ширину зубчастого вінця $b = 30\text{мм}$ (рис. 3.8). Шестерня навантажується крутним моментом $T_1 = 50\text{Н} \cdot \text{м}$, і в небезпечному перерізі зубця виникають напруження згину σ_F , а їхня 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: $K_F = 1,48$; $Y_F = 3,47 + \frac{13,2}{z_E}$; $z_E = \frac{z}{\cos^3 \beta}$.

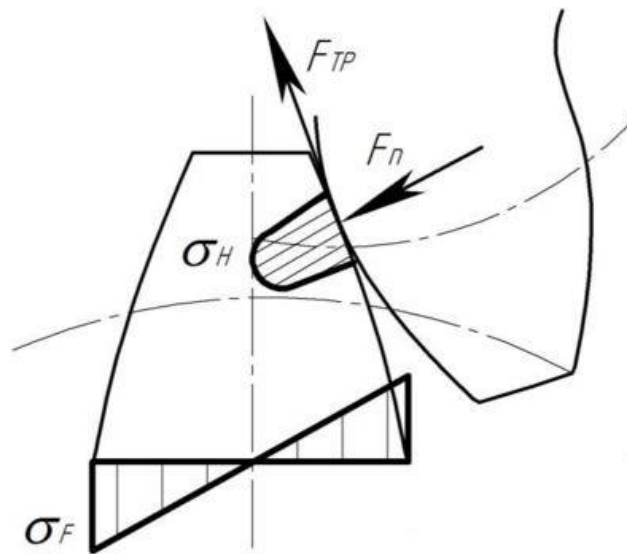


Рисунок 3.8

Розв'язання

1. Умова згинної об'ємної витривалості зуба косозубої шестерні

$$\sigma_F = Y_{F1} \cdot \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{s1} \cdot b \cdot m} \leq [\sigma]_F,$$

де $Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{E1}} = 3,47 + \frac{13,2}{22} \cong 4,07$ – коефіцієнт форми зубця;

$$z_{E1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 10^\circ} = 22;$$

$$d_{s1} = \frac{2a}{U_{1-2} + 1} = \frac{2 \cdot 100}{3,55 + 1} \cong 43,9560 \text{ мм} \text{ – дільний діаметр шестерні у}$$

торцевому перерізі.

2. Робочі напруження згину

$$\sigma_F = 4,07 \cdot \frac{2000 \cdot 50 \cdot 1,48}{43,9560 \cdot 30 \cdot 2} = 228,4 \text{ МПа} .$$

3. Оскільки $228,4 \text{ МПа} > 204 \text{ МПа}$, $\sigma_F > [\sigma]_F$ – утомна згинна міцність не забезпечена.

Конічні прямозубі передачі

Приклад 9. У парі прямозубих конічних коліс зовнішній торцевий модуль зачеплення $m_e = m = 3 \text{ мм}$, кількість зубців шестерні $z_1 = 24$, кількість зубців колеса $z_2 = 60$. Розрахуйте зовнішню конусну відстань передачі (рис. 3.9).

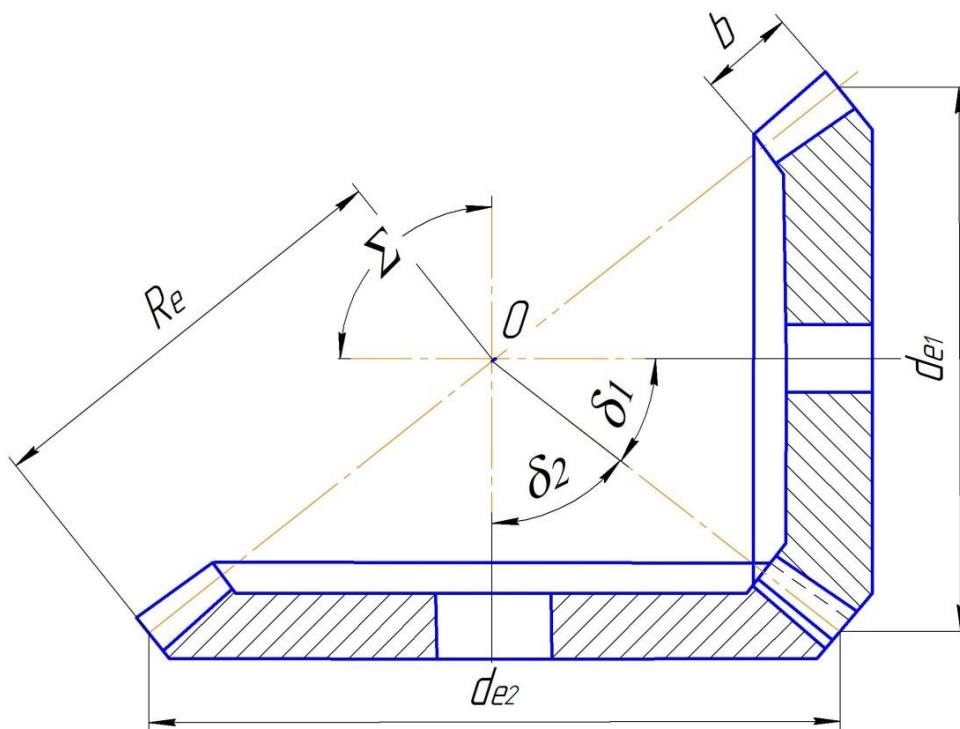


Рисунок 3.9

Розв'язання

1. Зовнішня конусна відстань передачі

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2},$$

де $d_{e2} = m \cdot z_2 = 3 \cdot 60 = 180 \text{ мм}$ – зовнішній ділительний діаметр колеса;

$\delta_2 = \arctg U_{1-2} = \arctg 2,5 = 68,1986^\circ$ – напівкут ділительного конуса колеса;

$$U_{1-2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{24} = 2,5 \text{ – передатне число пари 1-2.}$$

2. Звідки

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

Приклад 10. У передачі конічними прямозубими колесами передатне число $U_{1-2} = 2,5$, дільний діаметр колеса в зовнішньому торцевому перетині $d_{e2} = 200 \text{ мм}$, й колесо навантажується обертовим моментом $T_2 = 300 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Розрахуйте сили в зачепленні в середньому торцевому перетині, якщо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} \cong 0,285$ (рис. 3.10).

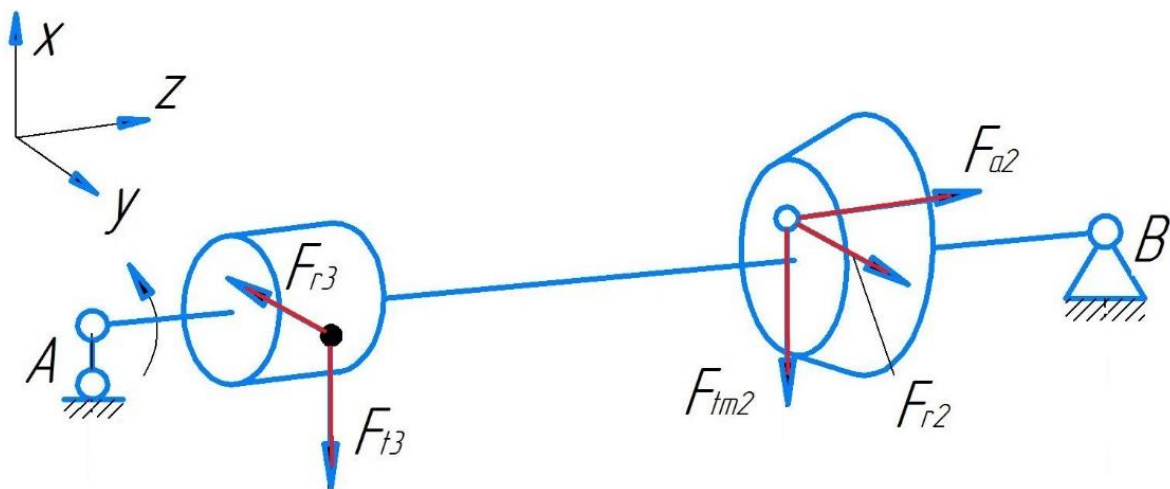


Рисунок 3.10

Розв'язання

1. Напівкути дільних конусів шестерні і колеса:

$$\delta_2 = \arctg U_{1-2} = \arctg 2,5 \cong 68,2^\circ.$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 68,2^\circ = 21,8^\circ.$$

2. Зовнішня конусна відстань передачі

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{200}{2 \cdot \sin 68,2^\circ} \cong 107,7 \text{ мм.}$$

3. Дільний діаметр колеса в середньому перерізі зубця

$$d_{m2} = d_{e2} \frac{R_e - 0,5 \cdot b}{R_e} = 200 \frac{107,7 - 0,5 \cdot 31}{107,7} \cong 171,2 \text{ мм}.$$

4. Сили в зачепленні конічних прямозубих коліс

$$F_{tm} = F_{tm1} = F_{tm2} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{m2}} = \frac{2000 \cdot 300}{171,2} \cong 3505 \text{ Н};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 3505 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 21,8^\circ \cong 474 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{tm} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 3505 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 21,8^\circ = 1184,4 \text{ Н}.$$

Приклад 11. У конічній прямозубій передачі з міжосьовим кутом 90° обидва зубчастих сталевих колеса мають по $z = 20$ зубців і обертаються із частотою n . Модуль у зовнішньому торцевому перерізі зубця $m = 5 \text{ мм}$, довжина зубця $b = 20 \text{ мм}$. Переданий крутний момент $T_1 = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Коефіцієнт навантаження в розрахунках контактної та згинної міцності зубців прийняти рівним 1,2. У розрахунках прийняти: $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$; $Z_H = \sqrt{2/\sin 2\alpha} = \sqrt{2/(\sin 2 \cdot 20^\circ)} \cong 1,76$; $Z_\varepsilon \cong 0,9$; коефіцієнт змінності кроку – $K_p \cong 0,72$. Коефіцієнт форми зубця розрахувати за формулою $Y_F = 3,47 + 13,2/z_k$. Розрахувати зубці коліс за контактними та згинними напруженнями (рис. 3.11).

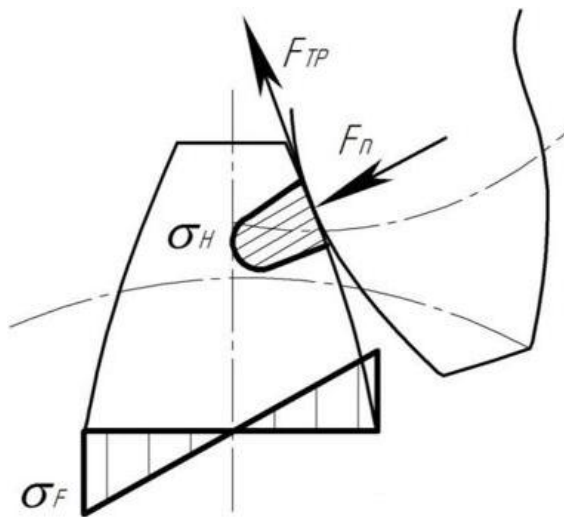


Рисунок 3.11

Розв'язання

1. Ділильні діаметри коліс конічної передачі при $z_1 = z_2$ $U_{1-2} = 1$

$$d_{e1} = d_{e2} = m \cdot z = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}.$$

2. Контактну витривалість робочої поверхні зубця розраховуємо за формулою

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \frac{1}{d_{e1}} \sqrt{\frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_H \sqrt{1 + U_{1-2}^2}}{b \cdot U_{1-2} \cdot K_p \cdot \nu}} = \\ &= 1,77 \cdot 275 \cdot 0,9 \frac{1}{100} \sqrt{\frac{2000 \cdot 100 \cdot 1,2 \sqrt{1 + 1^2}}{20 \cdot 1 \cdot 0,72 \cdot 0,85}} \cong 729,5 \text{ МПа},\end{aligned}$$

де $\nu = 0,85$ – коефіцієнт, який урахує зменшення навантажувальної здатності конічної передачі у порівнянні з еквівалентною прямозубою циліндричною передачею.

3. Згинна об'ємна міцність зубця

$$\sigma_F = Y_{F1} \frac{2000 \cdot T_1 \cdot K_F}{d_{e1} \cdot m \cdot b \cdot K_p} = 3,94 \frac{2000 \cdot 100 \cdot 1,2}{100 \cdot 5 \cdot 20 \cdot 0,72} \cong 131,3 \text{ МПа},$$

де $Y_{F1} = 3,47 + \frac{12,2}{z_K} = 3,47 + \frac{13,2}{28} \cong 3,94$ – коефіцієнт форми зубця ко-

нічного колеса;

$$z_K = \frac{z}{\cos \delta_1} = \frac{20}{\cos 45^\circ} = 28 \text{ – кількість зубців еквівалентного колеса.}$$

Черв'ячні передачі

Приклад 12. Відомі наступні параметри черв'ячної передачі: міжосьова відстань $a = 280 \text{ мм}$, передатне число $U = 12,5$, кількість 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 (рис. 3.12).

Розв'язання

1. Модуль зачеплення черв'ячної передачі

$$m = \frac{2a}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 280}{20 + 50} = 8 \text{ мм}.$$

2. Кількість зубців черв'ячного колеса

$$U = \frac{z_2}{z_1} \rightarrow z_2 = z_1 \cdot U = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

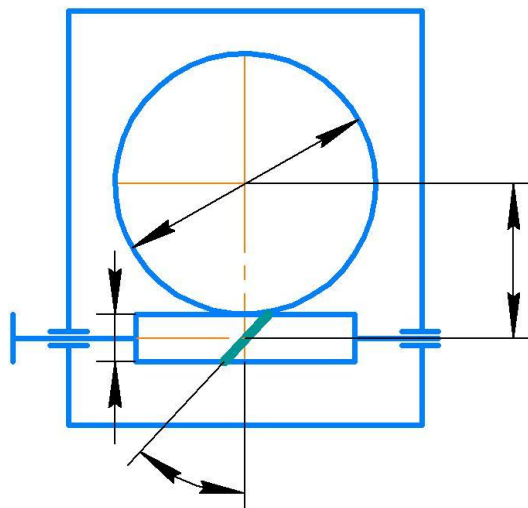


Рисунок 3.12

3. Ділильний діаметр черв'яка

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

4. Ділильний діаметр колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 = 8 \cdot 50 = 400 \text{ мм.}$$

Приклад 13. 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 $n_1 = 960 \text{ хв}^{-1}$ (рис. 3.13).

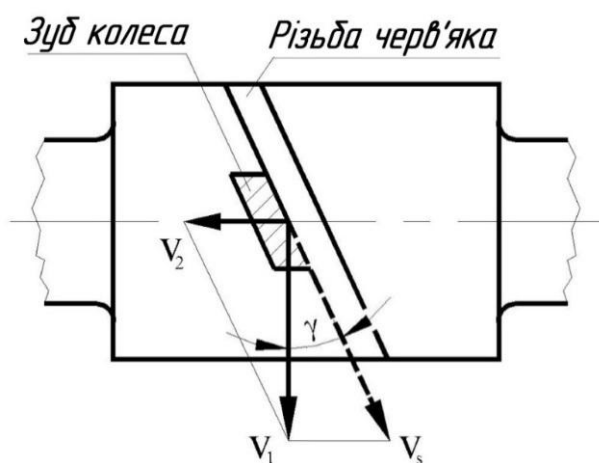


Рисунок 3.13

Розв'язання

1. Швидкість ковзання в черв'ячній передачі

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \gamma} = \frac{4,02}{\cos 14,04^\circ} = 4,14 \frac{m}{c},$$

де $V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 80 \cdot 960}{60 \cdot 1000} \cong 4,02 \frac{m}{c}$ – колова швидкість черв'яка;

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

$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{8} = 14,04^\circ$ – кут підйому гвинтової лінії черв'яка.

Приклад 14. Контактна витривалість зубця черв'ячного колеса дозволяє навантажувати його нормальною силою $F_{n2} = 730 \text{ Н}$ (рис. 3.14). 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 дорівнює $a = 125 \text{ мм}$, а модуль зачеплення $m = 4 \text{ мм}$ при коефіцієнті діаметра $q = 12,5$?

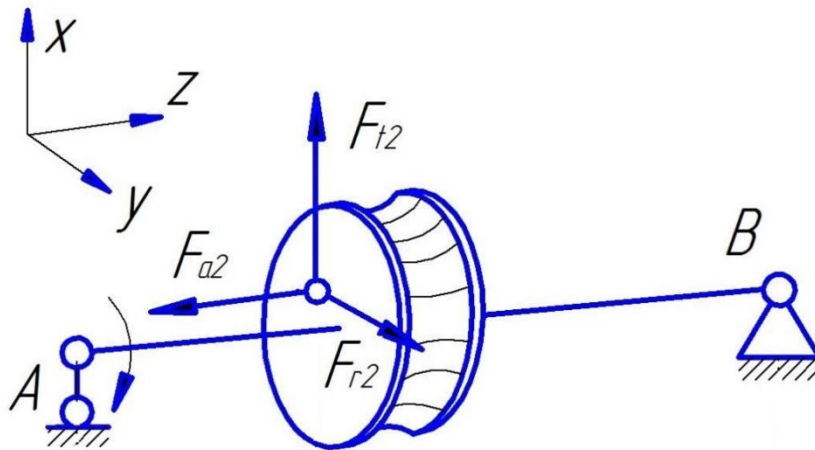


Рисунок 3.14

Розв'язання

1. Ділительний діаметр черв'яка

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

2. Ділительний діаметр черв'ячного колеса

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

3. Колова сила на черв'ячному колесі

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

4. Обертний момент на черв'ячному колесі

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

4. Потужність на черв'ячному колесі

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

Приклад 15. 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: модуль зачеплення $m = 8 \text{ мм}$, коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 20$, кількість заходів нарізки витків черв'яка $z_1 = 4$. Приймаючи коефіцієнт тертя в зачепленні $f = 0,028$, розрахуйте потужність на черв'яку та черв'ячному колесі (рис. 3.15).

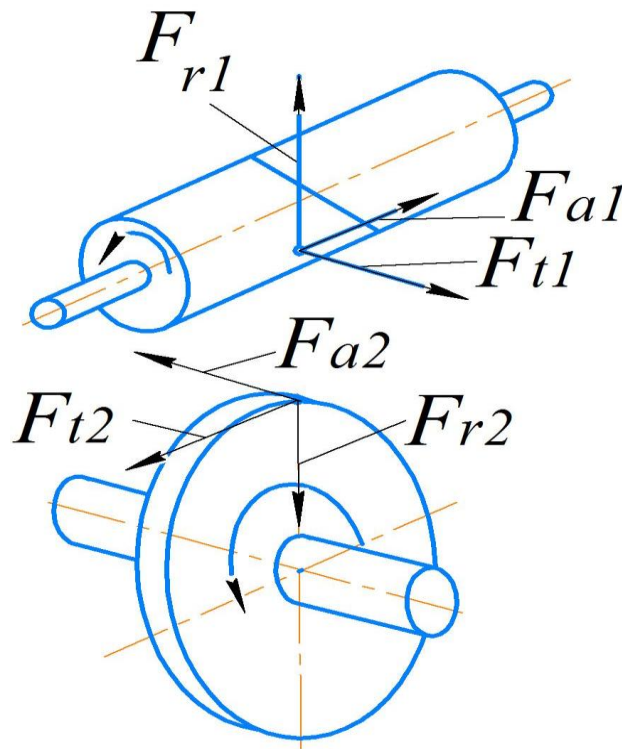


Рисунок 3.15

Розв'язання

1. Потужність на черв'яку

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

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

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

2. ККД черв'ячної передачі

$$\eta_{\text{чн}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')} = \frac{\text{tg } 11,31^\circ}{\text{tg}(11,31^\circ + 1,71^\circ)} = 0,87,$$

де $\gamma = \text{arctg} \frac{z_1}{q} = \text{arctg} \frac{4}{20} \cong 11,31^\circ$ – кут підйому витка;

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

3. Потужність на черв'ячному колесі

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

Приклад 16. Черв'ячний одноступінчастий редуктор установлений у приводі лебідки, у якої діаметр барабана $d_b = 250 \text{ мм}$. Розрахуйте вантажо-підйомність лебідки, якщо міжосьова відстань черв'ячної передачі $a = 100 \text{ мм}$, кількість зубців колеса $z_2 = 32$, коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 8 \text{ мм}$. При розрахунках прийняти сумарний коефіцієнт у розрахунках міжосьової відстані за обертаючим моментом $K'_{aT} = 300 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт навантаження $K_H = 2,2$ допустимі контактні напруження черв'ячного колеса $[\sigma]_H = 221 \text{ МПа}$ (рис. 3.16).

Розв'язання

1. Міжосьова відстань черв'ячної передачі

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

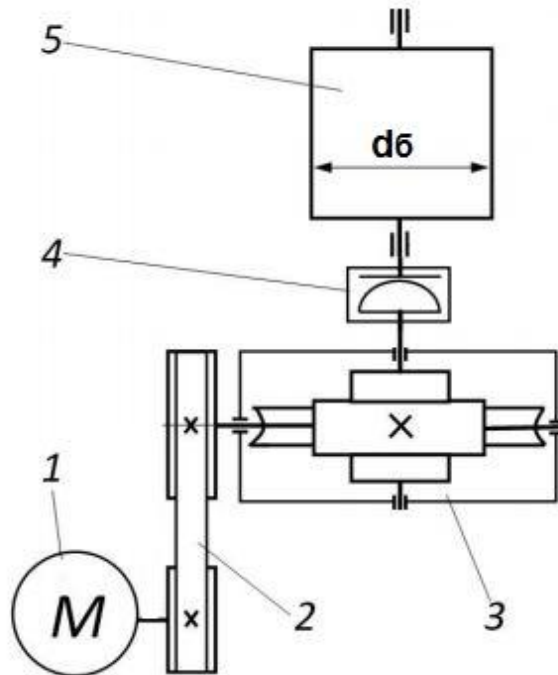


Рисунок 3.16

2. Вирішуючи рівняння відносно моменту на черв'ячному колесі T_2 , маємо:

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

3. Обертовий момент на барабані 5 лебідки

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

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

4. Колова сила на барабані (вантажопідйомність лебідки)

$$F_{t\delta} = \frac{2000 \cdot T_{\delta}}{d_{\delta}} = \frac{2000 \cdot 103,1}{250} \cong 824,8 \text{ Н}.$$

Тести

Тест 1. На якому з рисунків (рис. 3.17, *a–г*) представлено зображення прямозубої циліндричної передачі?

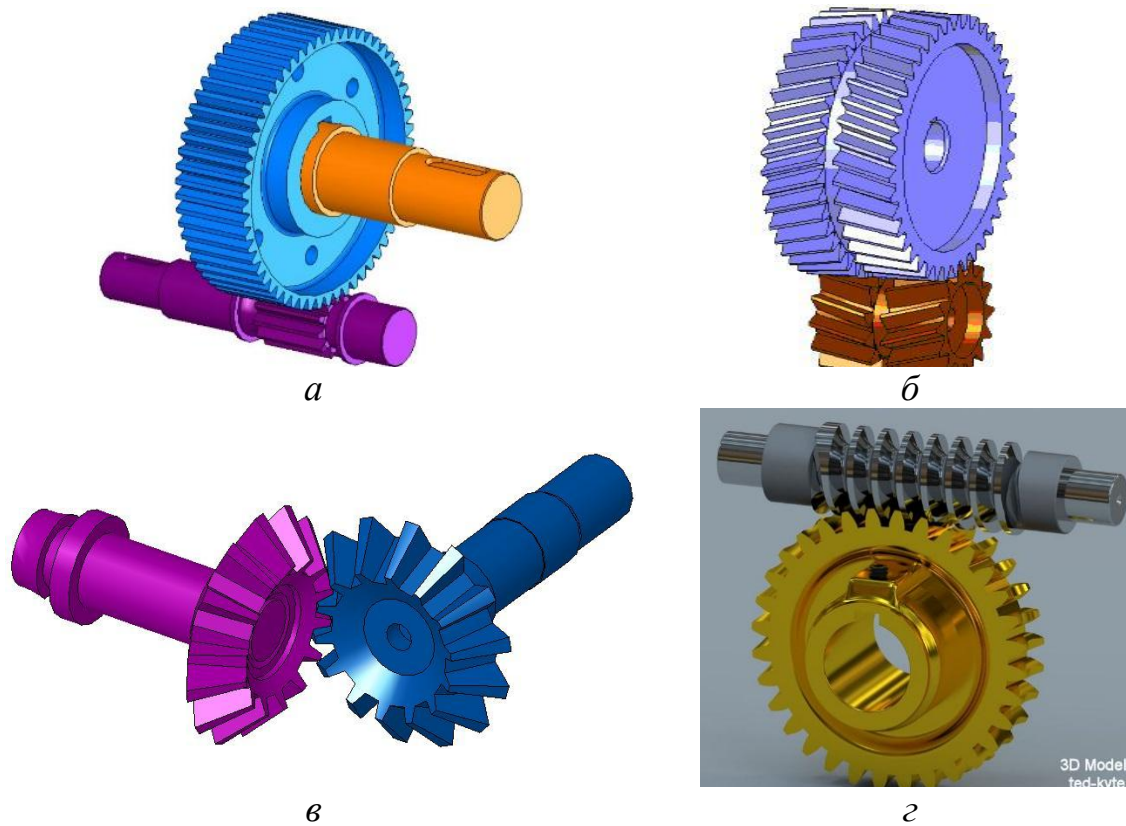


Рисунок 3.17

Тест 2. На кресленку (рис. 3.18) відмічені елементи та розміри елементів зубчастого колеса. Указати номер розміру колового кроку по ділительному колу евольвентного циліндричного зубчастого колеса, зображеного на кресленку.

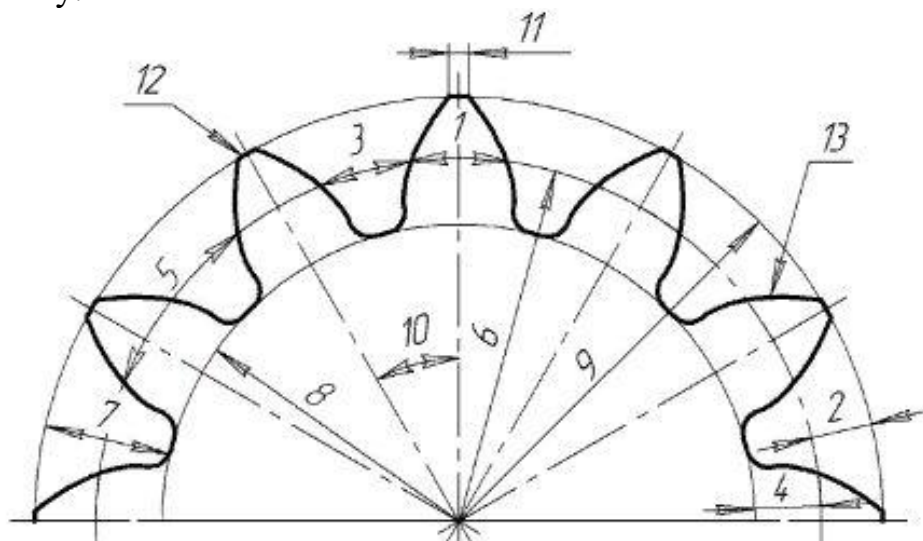


Рисунок 3.18

Тест 3. Для заданої схеми навантаження вхідного вала, на якому розміщено шестерню прямозубої циліндричної передачі, розставлено сили, що діють у зачепленні (рис. 3.19). Обрати варіант, у якому сили розставлено вірно.

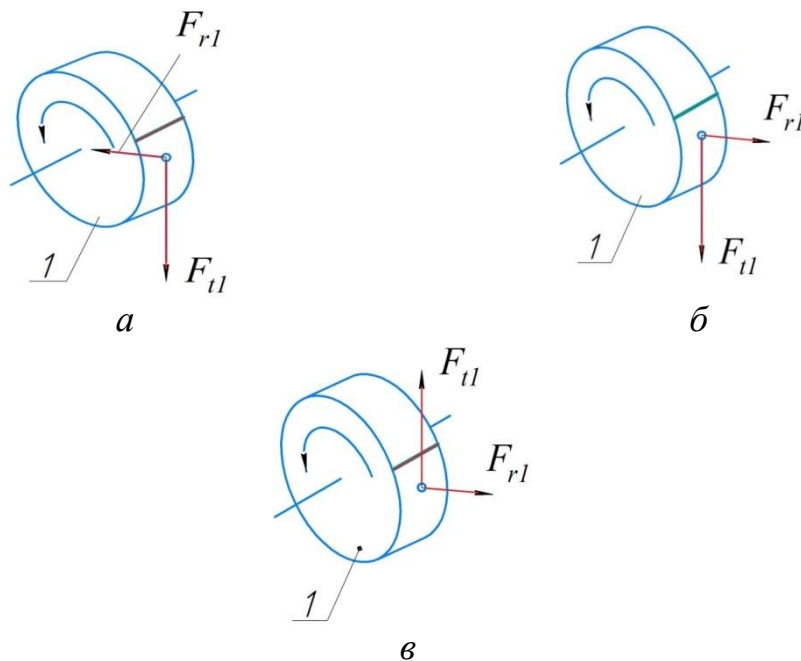


Рисунок 3.19

Тест 4. Із представлених схем навантаження (рис. 3.20, а-г) виберіть правильну схему навантаження вхідного вала, який несе роздвоєну шевронну шестерню, зовнішніми силами.

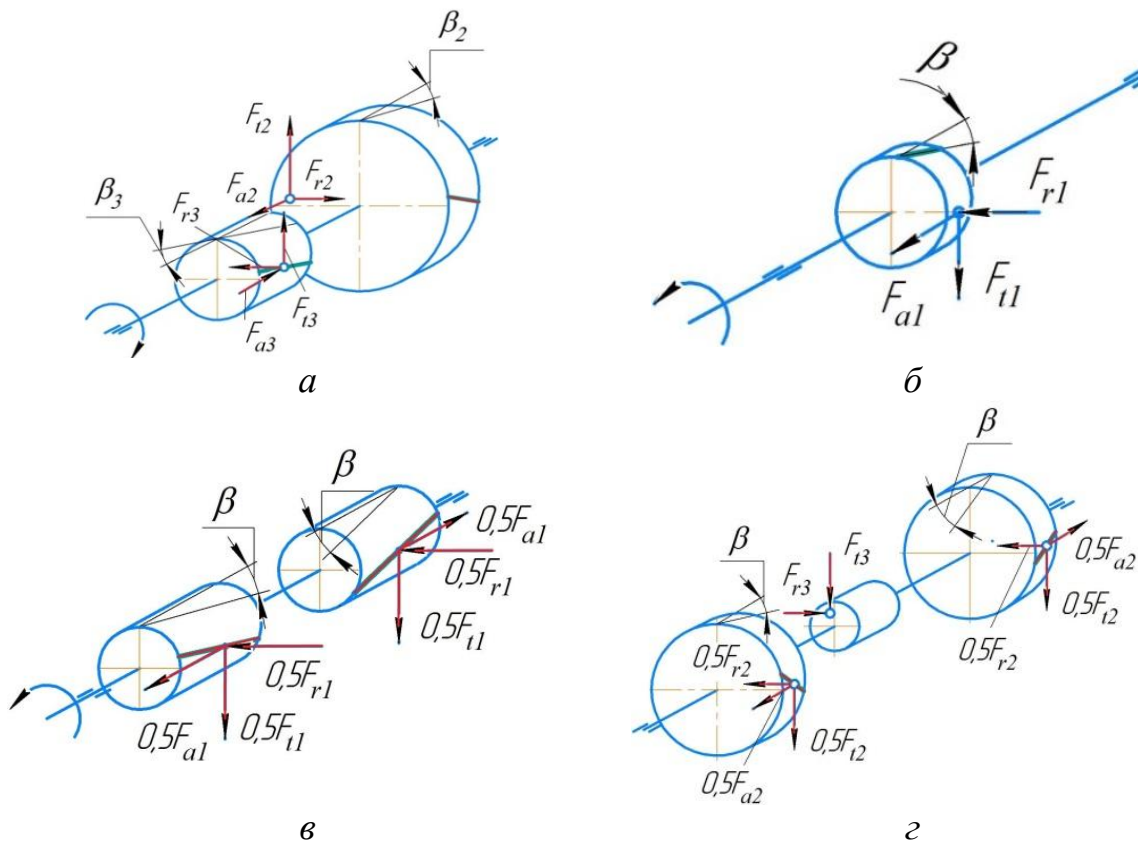
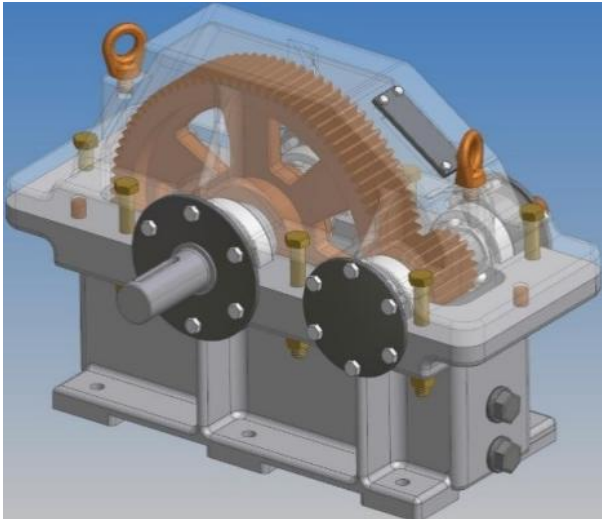
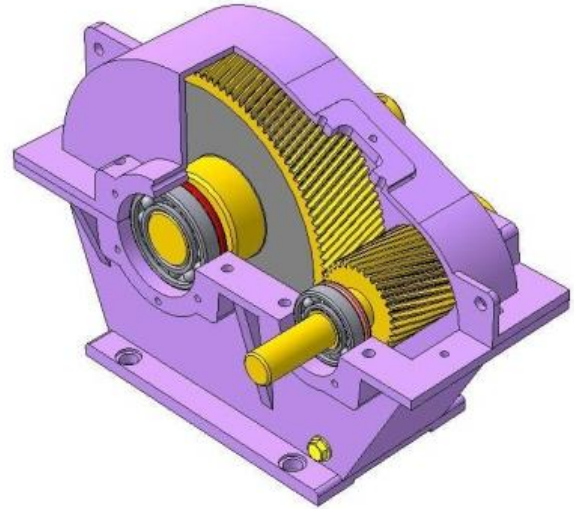


Рисунок 3.20

Тест 5. Виберіть правильну відповідь щодо порівняння навантажувальної здатності прямозубої циліндричної (рис. 3.21, *а*) і косозубої циліндричної передачі (рис. 3.21, *б*) при однакових геометричних параметрах передач і зовнішнього навантаження.



а



б

Рисунок 3.21

Тест 6. Укажіть, з якою метою виконуються ребра на корпусі черв'ячного редуктора (рис. 3.22)?

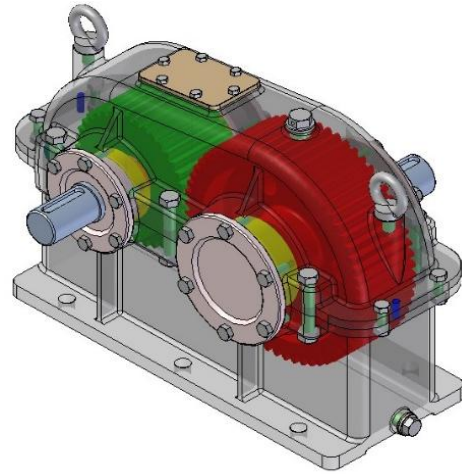


Рисунок 3.22

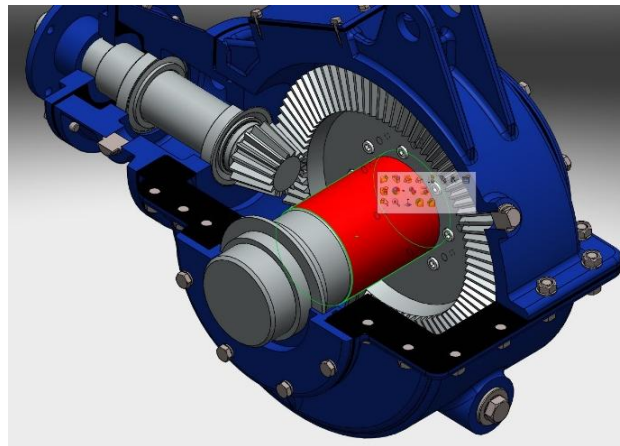
Тест 7. Для розрахунку яких передач – прямозубої циліндричної (рис. 3.23, *а*), черв'ячної (рис. 3.23, *б*) або конічної (рис. 3.23, *в*) виконується тепловий розрахунок?



a



б



в

Рисунок 3.23

Задачі

Задача 1. Розрахувати розміри зубчастої пари внутрішнього зачеплення: ділительні діаметри, діаметри кіл виступів і западин, діаметри основних кіл шестірні й колеса, міжосьову відстань передачі, якщо відомі: $z_1 = 18$; $z_2 = 90$; $m = 1,5$ мм (рис. 3.24).



Рисунок 3.24

Задача 2. При якій кількості зубців (рис. 3.25) для зубчастого колеса нормального зачеплення виконується умова: діаметр основного кола менше діаметра кола западин – $d_b < d_f$?

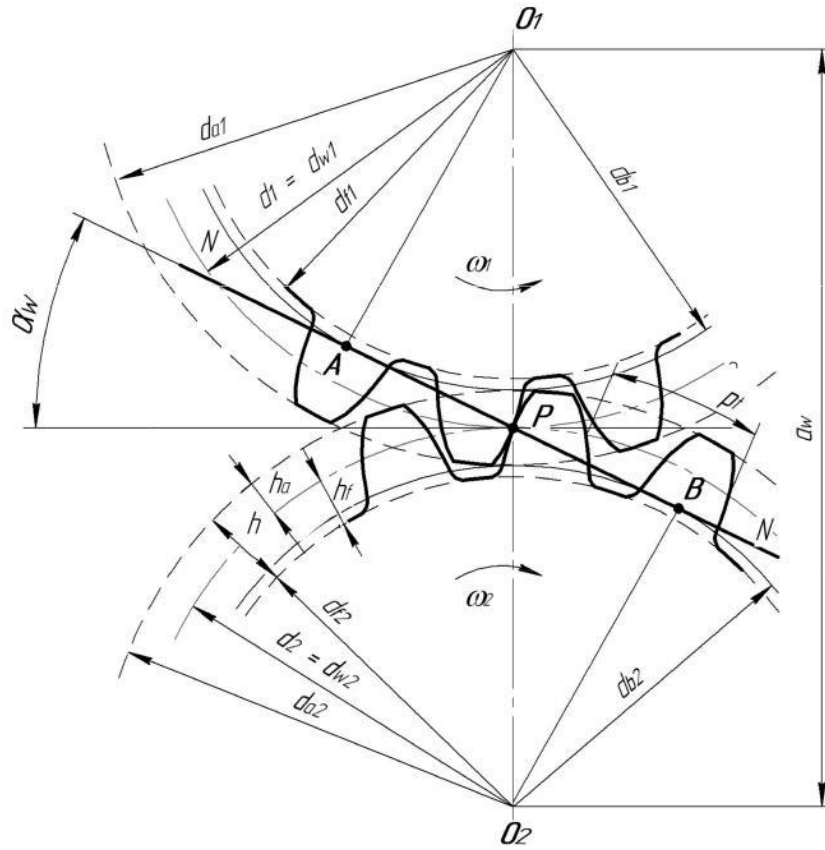


Рисунок 3.25

Задача 3. Для двох зубчастих передач, показаних на рис. 3.26, визначити передатне число та кутову швидкість веденого вала ω_3 за таких вихідних умов: $z_1 = 20$; $z_2 = 25$; $z_3 = 85$; $\omega_1 = 56,5 \text{ c}^{-1}$.

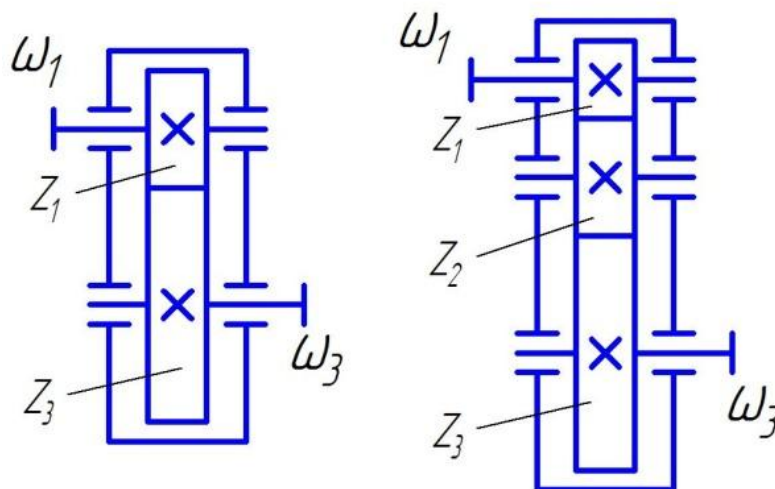


Рисунок 3.26

Задача 4. Двоступінчастий циліндричний співвісний зубчастий редуктор (рис. 3.27) складається зі швидкохідної пари 1–2 зовнішнього зачеплення й тихохідної 3–4 внутрішнього зачеплення. За відомими параметрами: міжосьовою відстанню $a_{1-2} = a_{3-4} = a = 100$ мм, передатним числом редуктора $U_p = 5,6$, передатним числом $U_{3-4} = 2,0$, модулем зачеплення $m = 2,0$ мм визначити передатне число пари 1–2 й кількість зубців зубчастих коліс.

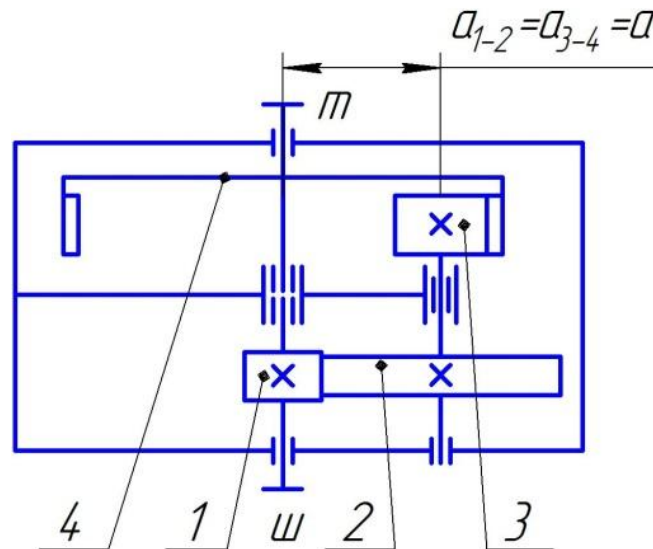


Рисунок 3.27

Задача 5. Пара прямозубих циліндричних коліс передає потужність $P_1 = 2,0$ кВт при частоті обертання шестірні $n_1 = 720$ хв⁻¹. Міжосьова відстань пари $a = 100$ мм, передатне число $U_{1-2} = 2,0$. Розрахуйте сили в зачепленні. Нанесіть на ескіз сили, що діють на шестерню (рис. 3.28).

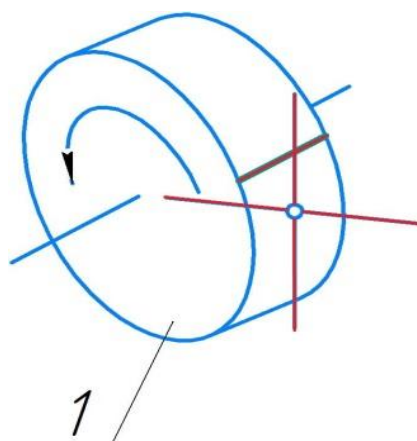


Рисунок 3.28

Задача 6. Одноступінчастий циліндричний редуктор із косозубими колесами має параметри (рис. 3.29): $a = 200$ мм; $m_n = 4$ мм; $z_1 = 18$; $z_2 = 81$. Знайти кут нахилу зубців.

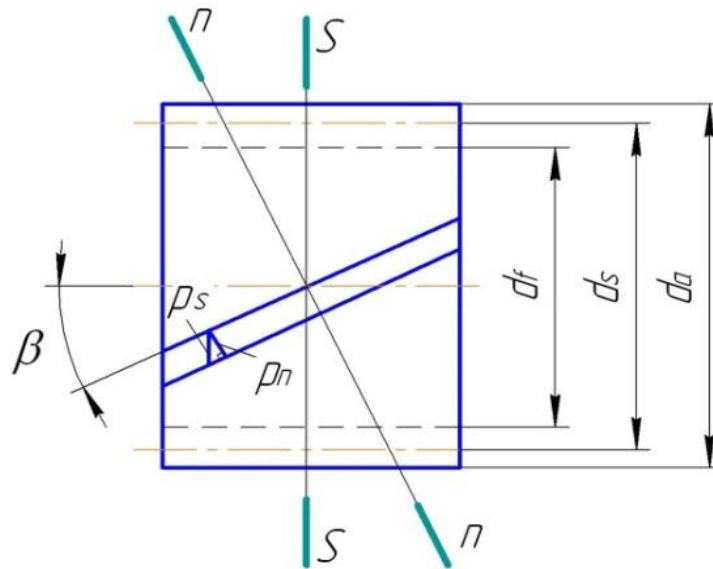


Рисунок 3.29

Задача 7. За мірами деяких елементів циліндричної передачі з шевронними зубцями (рис. 3.30) визначили міжосьову відстань $a = 800$ мм, діаметр кола виступів шестерні $d_{a1} = 270$ мм, кількість зубців шестерні $z_1 = 32$ і колеса $z_2 = 168$, ширину колеса $b = 320$ мм. Визначити основні розміри передачі та зробити її ескіз.

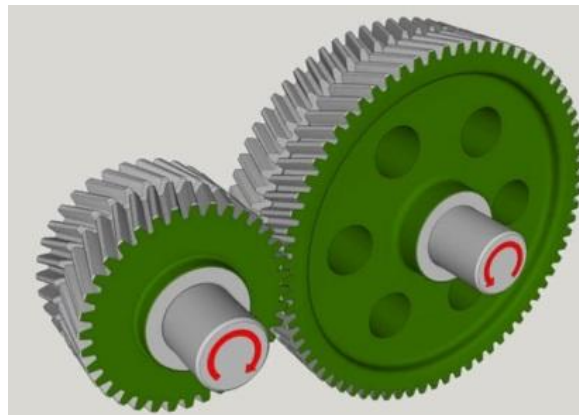


Рисунок 3.30

Задача 8. Розрахувати основні параметри циліндричної косозубої передачі: передатне число, кількість зубців колеса, діаметри шестерні й колеса – ділільні, виступів і впадин, міжосьову відстань, якщо: частота обертання шестерні $n_1 = 720$ хв⁻¹, частота обертання колеса $n_2 = 360$ хв⁻¹, стандартний модуль $m = 1,5$ мм, кількість зубців шестерні $z_1 = 20$, кут нахилу зубця $\beta = 8,2345^\circ$. Зробити ескіз циліндричної косозубої передачі з розмірами (рис. 3.31).

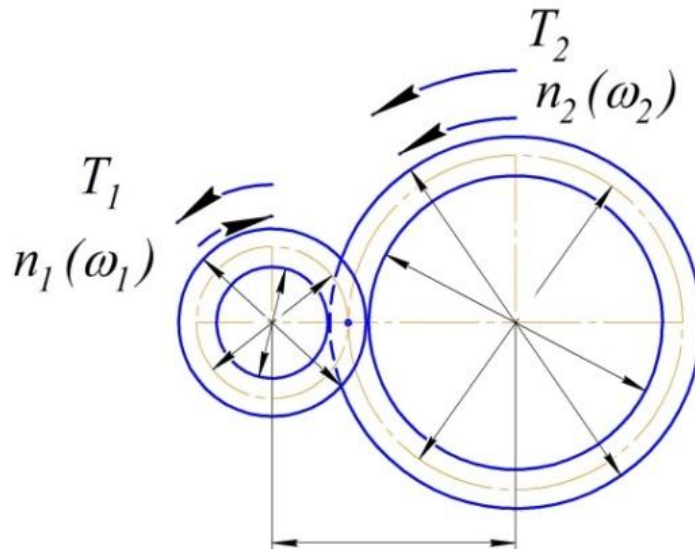


Рисунок 3.31

Задача 9. Два зубчаті колеса для передачі потужності на проміжному валу $P_2 \cong P_3 = 11,77$ кВт при частоті обертання вала $n_2 = n_3 = 700$ хв⁻¹ виконані косозубими, але з різними кутами нахилу зубця: одне – з $\beta_2 = 9^\circ$, а друге – з $\beta_3 = 18^\circ$. Знайти осьові сили, які діють у кожному з косозубих зачеплень, якщо модуль зачеплень $m_n = 4$ мм, $z_2 = 60$, $z_3 = 20$. На ескізі проміжного вала зобразіть осьові сили в зачепленні, якщо напрям обертання вала змінити на протилежний – проти часової стрілки (рис. 3.32).

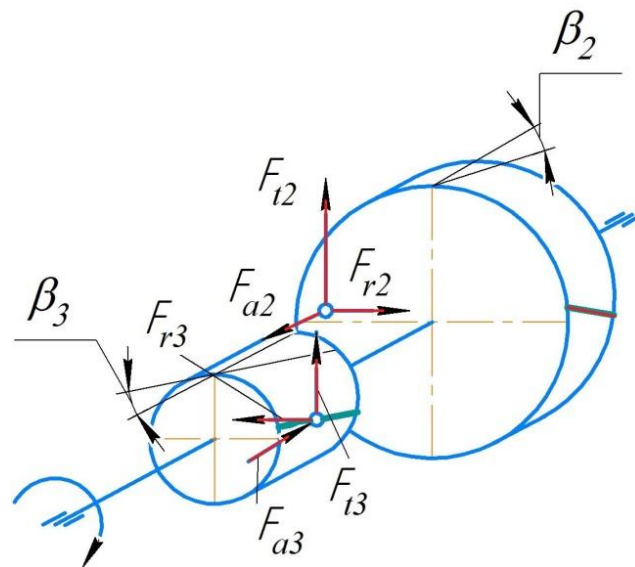


Рисунок 3.32

Задача 10. Сума ділительних діаметрів прямозубої циліндричної пари $d_1 + d_2 = 142$ мм визначає габарит передачі (рис. 3.33). Пара передає потужність $P_1 = 1,5$ кВт при частоті обертання шестерні $n_1 = 720$ хв⁻¹. Передатне число пари $U_{1-2} = 1,6$. Розрахувати контактні напруження на робочих поверхнях зубців. При розрахунку прийняти: коефіцієнт

матеріалу – $275 \text{ МПа}^{1/2}$, коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній – $0,9$, коефіцієнт форми профілю – $1,77$, коефіцієнт навантаження $K_H = 1,3$, коефіцієнт ширини зубчастого вінця щодо міжосьової відстані $\Psi_{ba} = 0,2$.

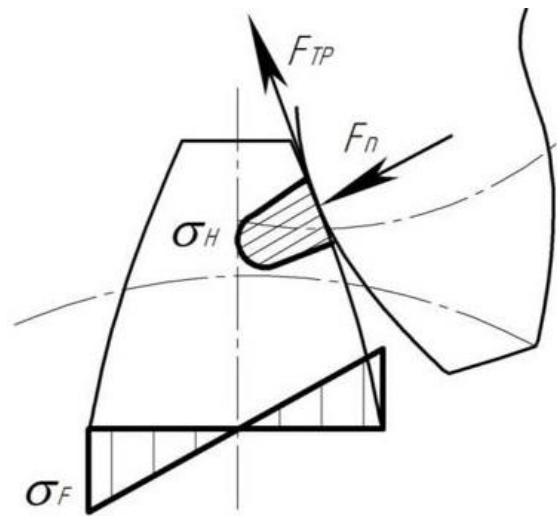


Рисунок 3.33

Задача 11. Ділильні діаметри зубчастих коліс конічної прямозубої передачі (рис. 3.34) у зовнішньому торцевому перерізі: шестірні – $d_{e1} = 50 \text{ мм}$, колеса – $d_{e2} = 100 \text{ мм}$. Розрахувати середні ділильні діаметри коліс і середню конусну відстань передачі, прийнявши коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} = 0,28$.

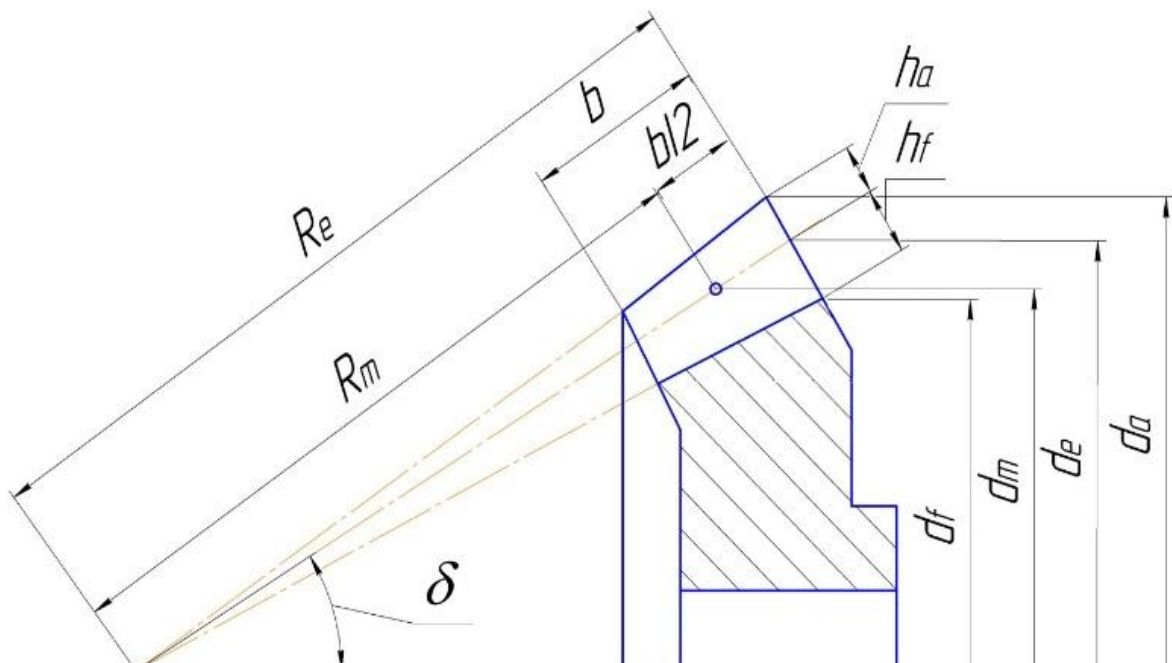


Рисунок 3.34

Задача 12. У передачі конічними прямозубими колесами передатне число $U_{1-2} = 1,4$, дільний діаметр колеса в зовнішньому торцевому перерізі $d_{e2} = 100$ мм, і колесо навантажується обертовим моментом $T_2 = 150$ Н·м. Розрахуйте сили в зачепленні, в середньому зубцю перерізі, якщо коефіцієнт ширини зубчастого вінця $K_{be} = 0,28$. Нанесіть на ескіз сили в зачепленні (рис. 3.35).

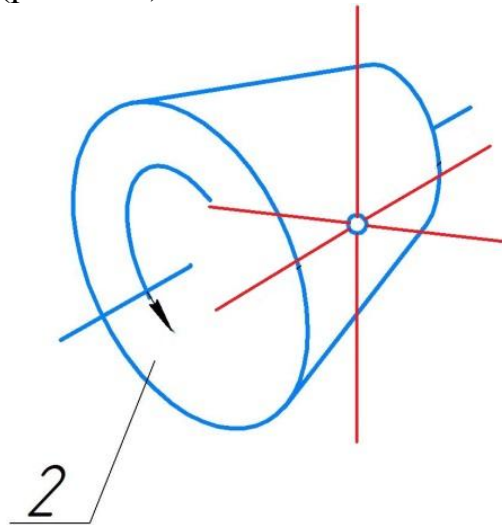


Рисунок 3.35

Задача 13. Обертовий момент на колесі черв'ячної передачі $T_2 = 700$ Н·м, міжосьова відстань пари $a = 250$ мм, кількість зубців колеса $z_2 = 32$, коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 8$ і передатне число $U_{\text{чп}} = 16$. Приймаючи коефіцієнт тертя рівним $f = 0,07$, розрахувати сили в зачепленні. Нанесіть на ескіз сили в зачепленні (рис. 3.36).

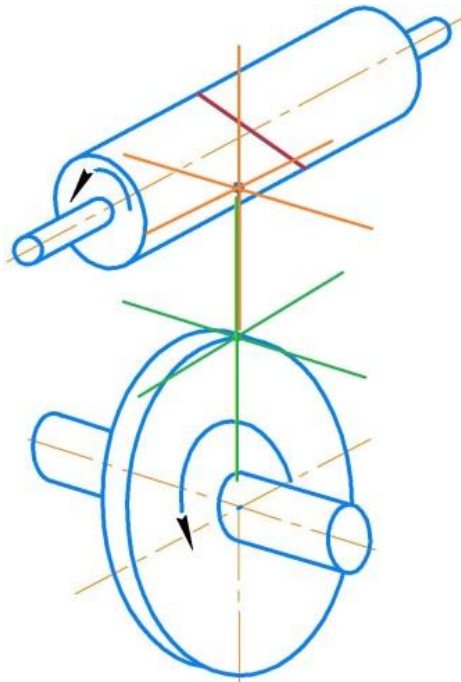


Рисунок 3.36

Задача 14. Порівняти ККД двох черв'ячних передач, у яких однако-
ві: $m = 6$ мм, $z_1 = 2$ і $z_2 = 45$, але різні q : 9 і 12 . Коефіцієнт тертя
 $f = 0,05$. Втрати в опорах, на розбризкування і на перемішування масла
не враховувати (рис. 3.37).

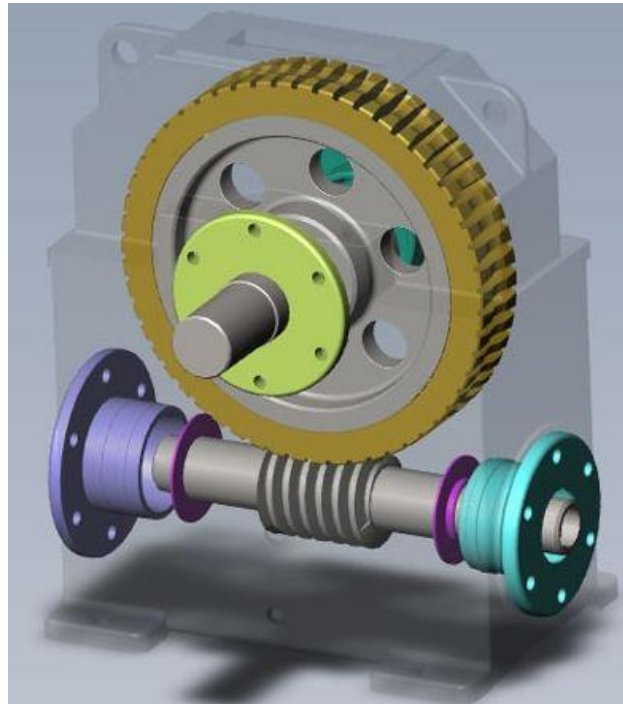


Рисунок 3.37

Задача 15. Одноступінчастий черв'ячний редуктор (рис. 3.38) пере-
дає потужність $P_2 = 0,5$ кВт і має характеристики: модуль зачеплення
 $m = 8$ мм, передатне число $U_{\text{чп}} = 32$, кількість заходів черв'яка $z_1 = 1$,
коефіцієнт діаметра черв'яка $q = 8$. Розрахуйте очікувану температуру на-
гріву мастила редуктора, прийнявши: коефіцієнт тертя в зачепленні
 $f = 0,06$, коефіцієнт тепловіддачі $K_T = 10$ Вт/(м² · °С), температура на-
вколишнього середовища $t_0 = 20^\circ\text{C}$, і оцініть виконання умови теплостійко-
сті передачі, якщо допустима температура нагріву мастила 85°C . Для довід-
ки: площу тепловіддачі редуктора розрахувати за формулою $A = 10 \cdot a^{1,71}$,
де a – міжосьова відстань передачі в метрах. Перелічіть, які заходи засто-
совані для зменшення температури нагріву редуктора, представленого
на ескізі.

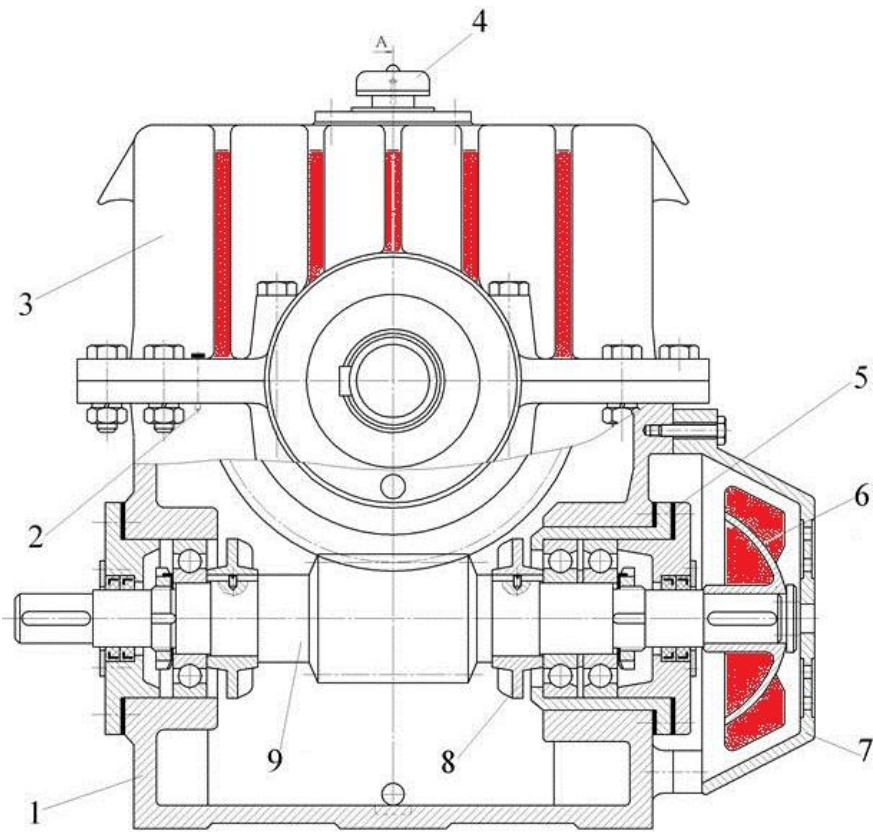


Рисунок 3.38

4 ПЕРЕДАЧІ ГНУЧКИМ ЗВ'ЯЗКОМ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні заняття	
Зміст	Посилання на літературу		
4.1. Пасові 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]
4.1.1 Загальні характеристики пасових передач	[1, с. 267–269; 2, с. 393–398; 3, с. 222–225]	[5, с. 66–67]	
4.1.2 Пружне ковзання й кінематичні характеристики. Коефіцієнт тяги	[1, с. 276–278; 2, с. 398–406; 3, с. 233–245]	[5, с. 67–69]	
4.1.3 Розрахунки пасових передач	[1, с. 269–282; 2, с. 404–408; 3, с. 243–250; 4, с. 127–132]	[5, с. 69–76]	
4.2. Ланцюгові передачі	[1, с. 293–310; 2, с. 375–393; 3, с. 377–395; 4, с. 101–120]	[5, с. 76–79]	
4.2.1. Конструкція ланцюгових передач, їх геометричні й кінематичні параметри	[1, с. 293–296; 2, с. 376–379; 3, с. 377–386; 4, с. 101–107]		
4.2.2. Види ушкоджень і критерії працездатності	[1, с. 293–302; 2, с. 375–379; 3, с. 386–389]		
4.2.3. Розрахунки ланцюга за зносостійкістю шарніра і за втомною міцністю елементів ланцюга	[1, с. 307–310; 2, с. 384–387; 3, с. 389–392; 4, с. 108–110]		
4.2.4. 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, галузі їх застосування.
3. Перелічіть основні типи приводних пасів, опишіть конструкцію й використовувані матеріали.
4. Як пов'язані сила натягу витків паса й корисне навантаження з попереднім натягом паса?
5. Сили у витках паса. Як їх розраховують?
6. Напруження в пасі. Запишіть формули для визначення напружень у поперечних перерізах витків паса. У якому перерізі паса діють максимальні напруження?
7. Які напруження і як впливають на працездатність передачі й довговічність паса?
8. Чому в пасових передачах обмежують відношення діаметра меншого шківів до товщини паса?
9. Які види ковзання спостерігаються в пасовій передачі? Від чого залежить відносно пружне ковзання і як воно впливає на передатне число передачі?
10. Дайте визначення коефіцієнта тяги пасової передачі.
11. Чому клинові паси здатні передати більші навантаження, ніж плоскі?
12. Які переваги мають зубчасті пасові передачі у порівнянні зі звичайними?
13. Які переваги ланцюгової передачі забезпечують їй широке застосування й у яких галузях?
14. Які типи ланцюгів найпоширеніші?
15. Охарактеризуйте конструкцію роликів і зубчастих ланцюгів. У яких випадках використовують багаторядні роликіві ланцюги?
16. Чому доцільно використовувати ланцюги з малим кроком? Як можна зменшити крок ланцюга в передачі із заданим навантаженням?
17. Із чим пов'язані нерівномірність ходу ланцюгової передачі, удари шарнірів ланцюга по зубцях зірочки й коливання витків 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 кількості зубів зірочок?
20. За яким критерієм виконують розрахунки ланцюгової передачі?
21. За якими параметрами оптимізують конструкцію ланцюгової передачі?

Приклади розв'язання задач

Пасові передачі

Приклад 1. 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 $\sigma_0 = 1,8 \text{ МПа}$ (рис. 4.1).

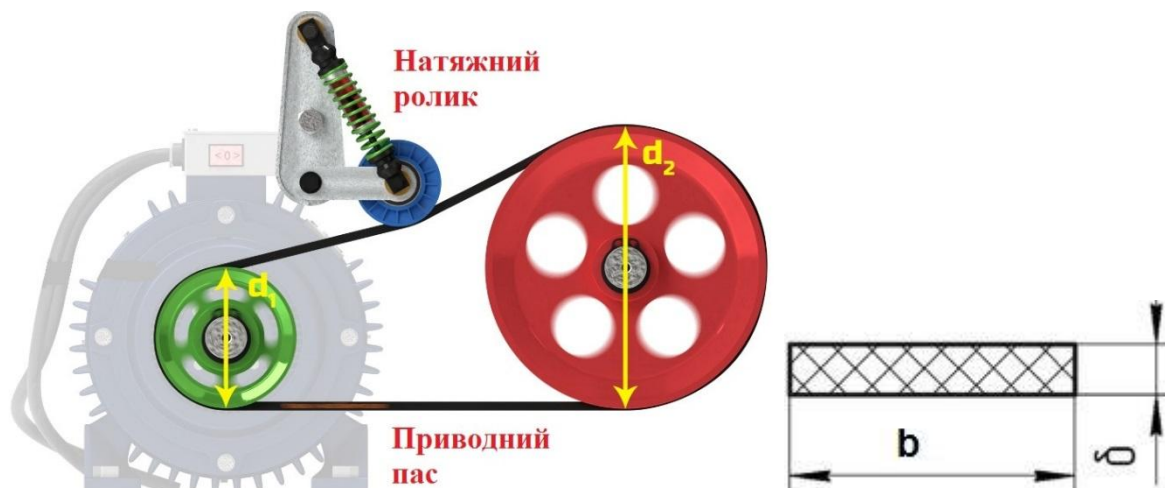


Рисунок 4.1

Розв'язання

1. Коефіцієнт тяги розраховуємо за формулою

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0},$$

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

$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{4}{1440} = 26,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – обертовий момент на ведучому

шківі;

$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 56 \cdot 4,5 = 453,6 \text{ Н}$ – сила попереднього натягу в передачі.

2. Звідки

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

Приклад 2. Прогумований плоский пас на основі бельтингу 320 має кількість прокладок $i_p = 3$, товщину $\delta = 4,5 \text{ мм}$ й ширину $b = 60 \text{ мм}$. Питоме зусилля попереднього натягу $p_o = 8,5 \text{ Н/мм}$. Діаметр ведучого шківів $d_1 = 160 \text{ мм}$, частота його обертання $n_1 = 965 \text{ хв}^{-1}$. Умови роботи передачі: кут обхвату пасом ведучого шківів $\alpha_1 = 180^\circ$; кут нахилу лінії центрів до горизонту $\theta = 0^\circ$; коефіцієнт режиму роботи $C_p = 1$. Розрахувати максимальну потужність, яку може передати пасова передача (рис. 4.2).

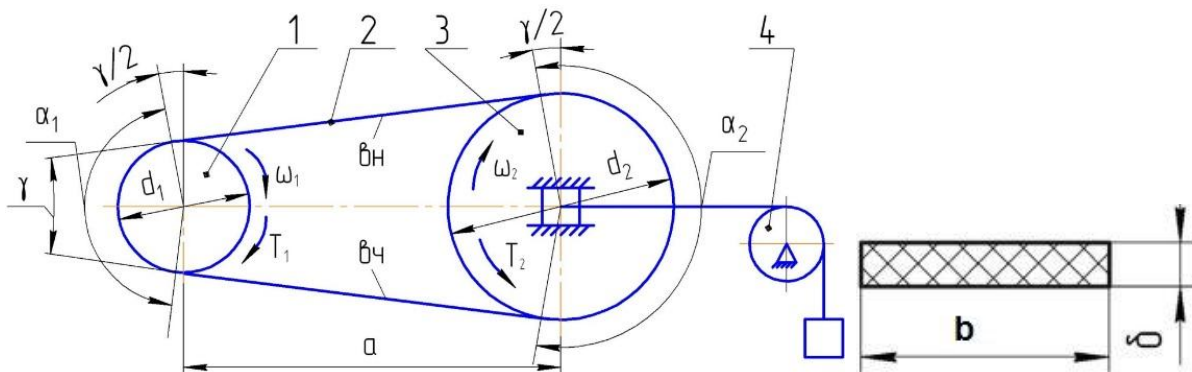


Рисунок 4.2

Розв'язання

1. Максимальна потужність, яку може передати пас, розраховується за формулою

$$P_{\max} = \frac{F_t \cdot V}{1000},$$

де $F_t = [p] \cdot b = 8,62 \cdot 60 \cong 517,2 \text{ Н}$ – максимальна сила, яку може передати пас;

$[p] = p_o \cdot C_o \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p = 8,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,014 \cdot 1 \cong 8,62 \text{ Н/мм}$ – питоме колове зусилля передачі;

p_o – питоме колове зусилля еталонної передачі з прогумованим плоским пасом на основі бельтингу 320;

$C_o = 1$ – коефіцієнт, що враховує нахил передачі до горизонту, при $\theta = 0^\circ$;

$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 180^\circ) = 1$ – коефіцієнт кута обхвату пасом ведучого шківів, при $\alpha_1 = 180^\circ$;

$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot V^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 8,1^2 \cong 1,014$ – коефіцієнт швидкості;

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 965}{60 \cdot 1000} \cong 8,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$
 – швидкість пасу.

2. Звідки величина максимальної потужності, яку може передати пас, становить

$$P_{\max} = \frac{517,2 \cdot 8,1}{1000} \cong 4,2 \text{ кВт}.$$

Приклад 3. Розрахувати потужність, яку може передати клинопасова передача з одним клиновим пасом перерізу Б, якщо ведучий шків діаметром $d_1 = 140 \text{ мм}$ обертається із частотою $n_1 = 1430 \text{ хв}^{-1}$ і охоплюється пасом на кут $\alpha_1 = 160^\circ$. Довжина пасу $L = 1800 \text{ мм}$. Коефіцієнт режиму навантаження $C_p = 0,87$ (рис. 4.3).

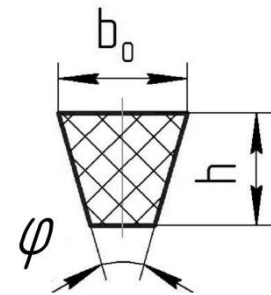
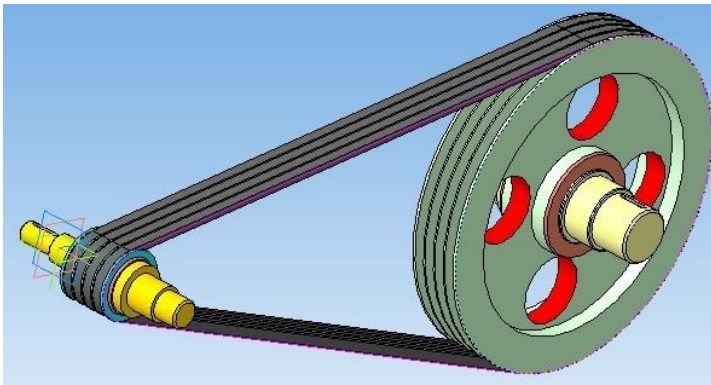


Рисунок 4.3

Розв'язання

1. Потужність, яку може передати пасова передача з 1 клиновим пасом, розраховується за формулою

$$P_1 = P_o \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_p,$$

де $P_o = 2,7 \text{ кВт}$ – потужність, передана одним клиновим пасом еталонної передачі (профіль Б; $L_o = 2240 \text{ мм}$; $d_1 = 140 \text{ мм}$; $V = 10,5 \text{ м/с}$);

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1430}{60 \cdot 1000} \cong 10,5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ – швидкість пасу;}$$

$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 160^\circ) = 0,94$ – коефіцієнт кута обхвату пасом ведучого шківa, при $\alpha_1 = 160^\circ$;

$$C_l = \sqrt[6]{\frac{L}{L_o}} = \sqrt[6]{\frac{1800}{2240}} \cong 0,96 \text{ – коефіцієнт довжини паса.}$$

2. Звідки величина потужності, яку може передати пасова передача з 1 клиновим пасом, становить

$$P_1 = 2,7 \cdot 0,94 \cdot 0,96 \cdot 0,87 \cong 2,12 \text{ кВт}.$$

Ланцюгові передачі

Приклад 4. Розрахувати потужність, яку може передати приводний роликівий ланцюг з умови зносостійкості шарніра ланцюга, у передачі із коловою швидкістю ведучої зірочки $V = 2,9 \text{ м/с}$, коефіцієнтом інтенсивності навантаження $k_H = 0,8$, коефіцієнтом динамічності зовнішнього навантаження $k_A = 2$. Допустимий тиск, що забезпечує зносостійкість ланцюга, $[p]_{cn} = 28 \text{ МПа}$ (рис. 4.4).

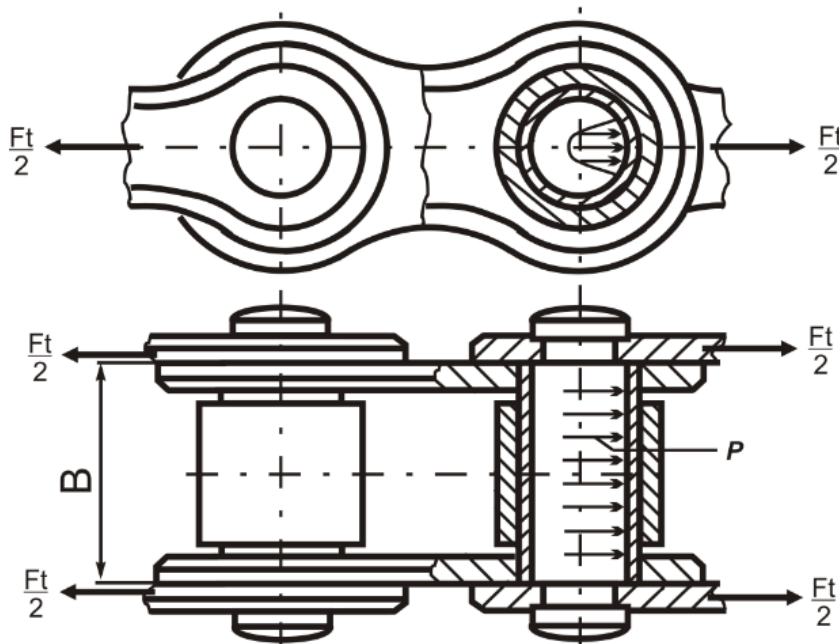


Рисунок 4.4

Розв'язання

1. Величину еквівалентного корисного навантаження на ланцюг знаходимо із умови зносостійкості шарніра ланцюга

$$p_{cn} = \frac{F_{tэ} \cdot k_A}{A_{on} \cdot k_m} \leq [p]_{cn}.$$

Звідки

$$F_{te} \leq \frac{[p]_{cn} \cdot A_{on} \cdot k_m}{k_A},$$

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

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

$$F_{te} \leq \frac{[p]_{cn} \cdot A_{on} \cdot k_m}{k_A} = \frac{28 \cdot 395 \cdot 1,7}{2} = 9401 \text{ Н}.$$

2. Колова сила на ведучій зірочці

3. Потужність, яку може передати приводний роликівий ланцюг, становить

$$P = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{11751 \cdot 2,9}{1000} \cong 34,1 \text{ кВт}.$$

Тести

Тест 1. Із представлених на ескізі перерізів пасів (рис. 4.5,а-г) обрати поліклиновий пас.

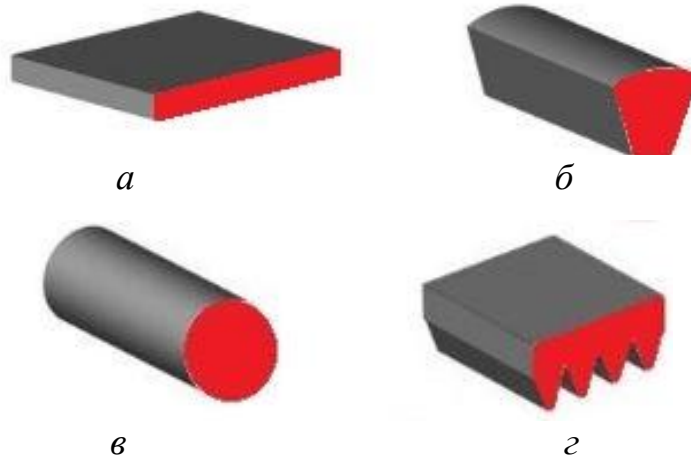


Рисунок 4.5

Тест 2. Яку задачу вирішує конструкція натяжного ролика для пасової передачі, що представлена на ескізі (рис. 4.6)?



Рисунок 4.6

Тест 3. На кресленіку цифровими позиціями відмічені деталі приводного ланцюга. Указати позицію, яка відповідає назві «зовнішня пластина» (рис. 4.7).

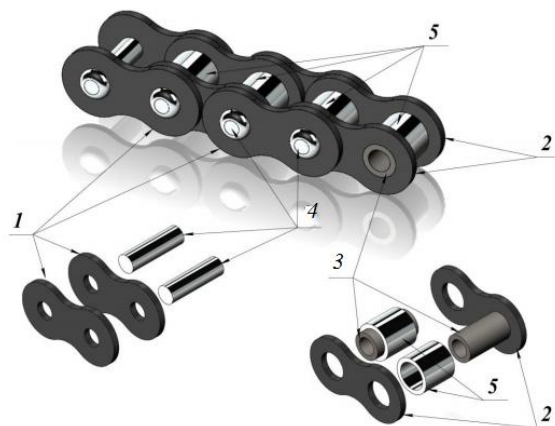


Рисунок 4.7

Тест 4. На кресленіку показано дві конструкції: приводного роликівого ланцюга (рис. 4.8, а) ПР – 12,7 – 18200 і приводного втулкового ланцюга (рис. 4.8, б) ПВ – 12,7 – 9000. У якого з ланцюгів – рис. 4.8, а або рис. 4.8, б більша статична міцність, з урахуванням того, що ланцюги навантажено однаковою силою F_t ? Прийняти $K_{пер} = 1$.

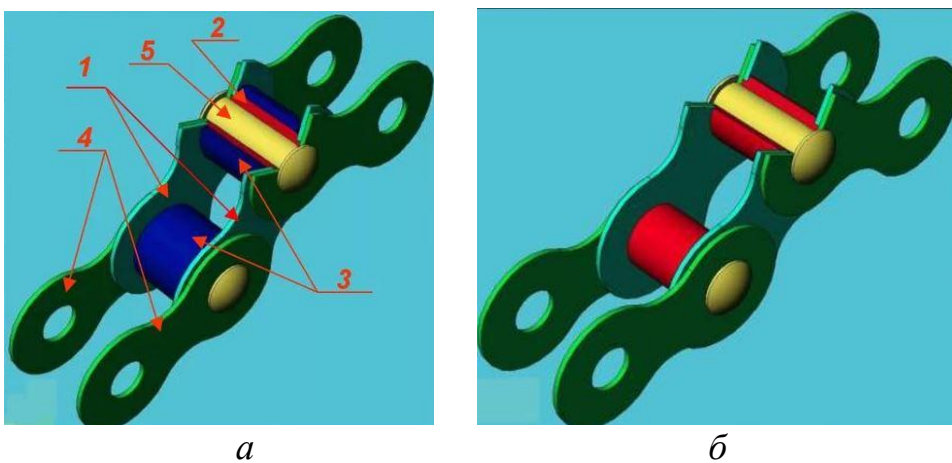


Рисунок 4.8

Задачі

Задача 1. Розрахувати потужність, яку може передати клинопасова передача з кількістю пасів $z = 2$ заданого профілю Б, якщо ведучий шків діаметром $d_1 = 140$ мм обертається з частотою $n_1 = 1430$ хв⁻¹ й охоплюється пасом на кут $\alpha_1 = 140^\circ$. Довжина пасу $l = 1800$ мм. Потужність, яка передається клиновим пасом 1 перерізу Б еталонної передачі – $P_0 = 2,8$ кВт. Коефіцієнти умов роботи: $C_\alpha = 0,91$; $C_l = 1,05$; $C_p = 1,15$ (рис. 4.9).

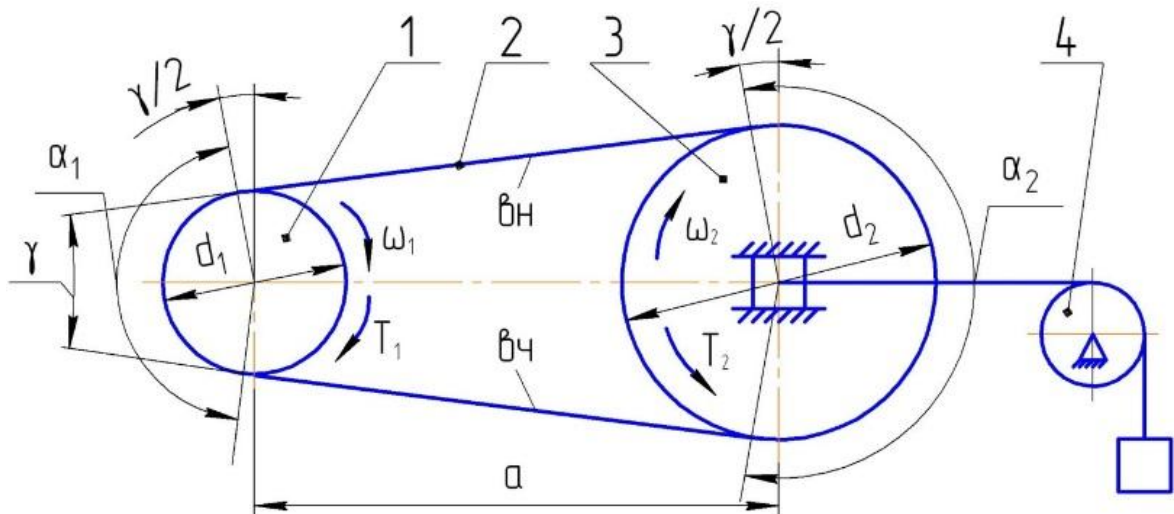


Рисунок 4.9

Задача 2. У пасовій передачі, що передає потужність $P_1 = 4$ кВт, працює плоский пас товщиною $\delta = 5$ мм і шириною $b = 160$ мм. Попереднім натягом у пасі створюються напруження $\sigma_0 = 2,0$ МПа. Діаметр ведучого шківів $d_1 = 200$ мм, а частота його обертання $n_1 = 1400$ хв⁻¹. Розрахувати зусилля натягіння ведучої і веденої виток пасу (рис. 4.10).

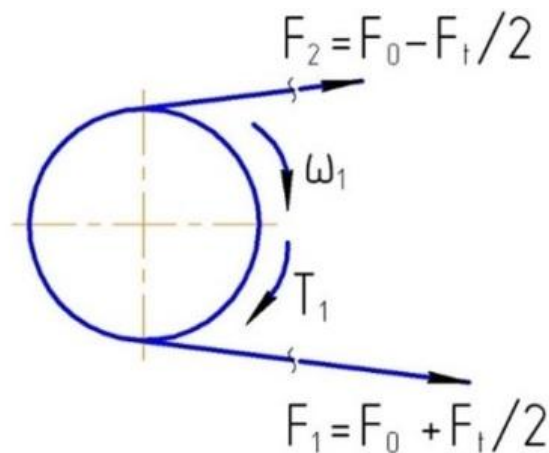


Рисунок 4.10

Задача 3. Розрахувати коефіцієнт тяги плоскопасової передачі з текстильним пасом, якщо: передана передачею потужність $P_1 = 3$ кВт, частота обертання ведучого шківів $n_1 = 1460$ хв⁻¹, діаметр ведучого шківів $d_1 = 125$ мм, працює плоский пас товщиною $\delta = 3,5$ мм і шириною $b = 40$ мм (рис. 4.11). Для довідки: напруження попереднього натягу $\sigma_0 = 1,8$ МПа.

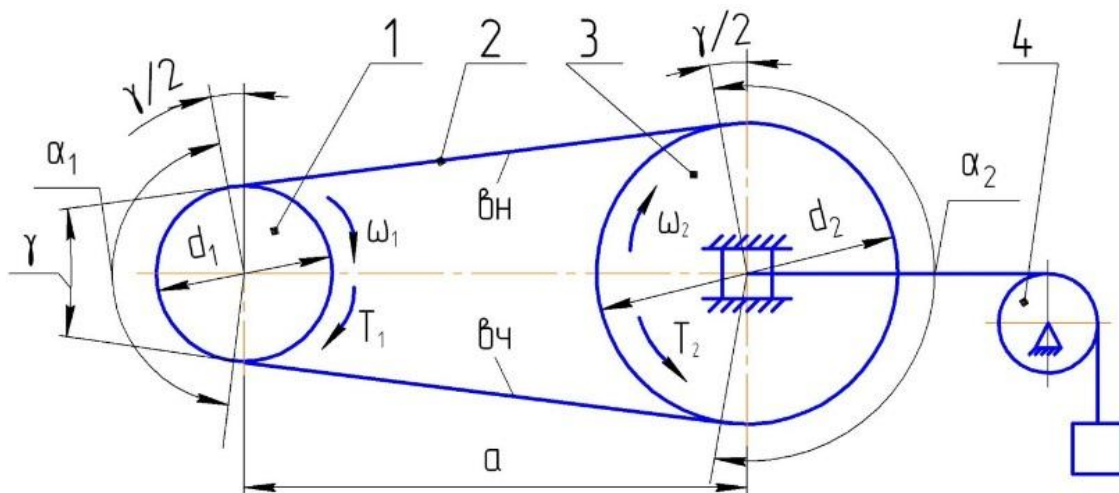


Рисунок 4.11

Задача 4. Ланцюгова передача приводним дворядним роликовим ланцюгом 2ПР – 12,7 – 3180 передає потужність $P_{зр1} = 8$ кВт при частоті обертання ведучої зірочки $n_{зр1} = 80$ хв⁻¹. Кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 17$. Перевірити працездатність передачі з умови зносостійкості шарніра ланцюга, якщо коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження $K_A = 1,2$, коефіцієнт змінності навантаження $K_H = 1,5$, допустимий тиск у шарнірі ланцюга $[p]_{сп} = 24$ МПа. Довідкові дані: площа опорної поверхні шарніра ланцюга $A_{оп} = 50$ мм², коефіцієнт рядності ланцюга $K_m = 1,7$ ($i = 2$) (рис. 4.12).

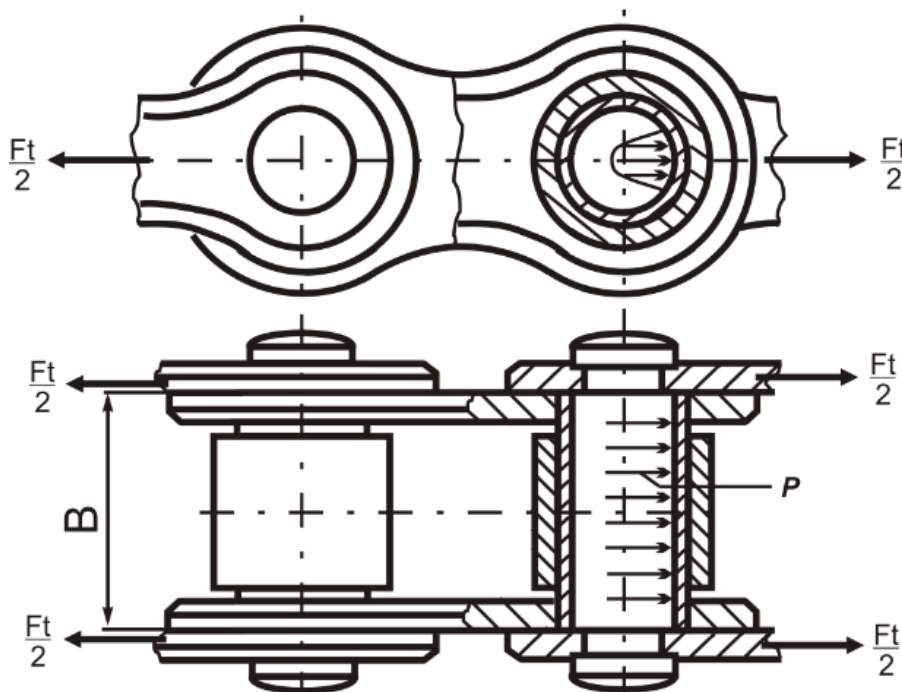


Рисунок 4.12

Задача 5. Визначити крок ланцюга (рис. 4.13) і підібрати стандартний ланцюг (скористатися довідковими даними, наведеними на сторінці курсу в Moodle), якщо: обертаючий момент на ведучій зірочці $T_{зр1} = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$, коефіцієнт динамічності зовнішнього навантаження $K_A = 1,56$, коефіцієнт рядності ланцюга $K_m = 1,7$, частота обертання ведучої зірочки $n_{зр1} = 250 \text{ хв}^{-1}$, кількість зубців ведучої зірочки $z_1 = 25$, допустимий тиск у шарнірі ланцюга $[p]_{сп} = 30 \text{ МПа}$.

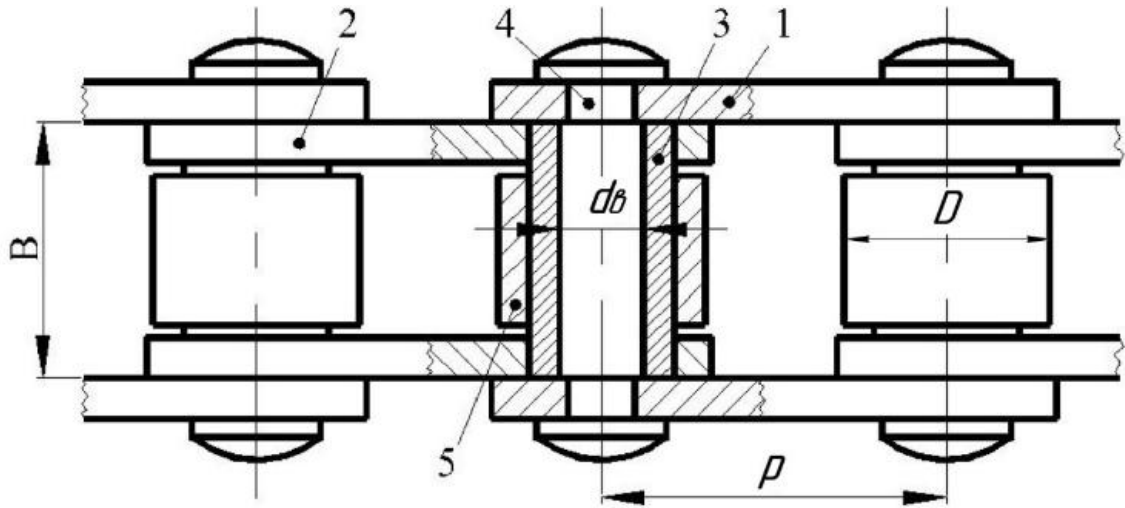


Рисунок 4.13

5 ВАЛИ Й ОСІ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
5.1. Вали й осі. Загальні відомості про вали й осі	[1, с. 314–315; 2, с. 428–434; 3, с. 405–409]	[9, с. 4–10]
5.2. Розрахунки осей	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	
5.3. Розрахунки трансмісійних валів	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 4–13]
5.4. Розрахунки машинних валів	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 13–36]
5.4.1 Попередній розрахунок	[1, с. 315–330; 2, с. 434–447; 3, с. 409–428]	[9, с. 13–28]
5.4.2 Перевірочний розрахунок	[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 поділяють на два етапи: проєктний і перевірочний?
4. Як схематизують реальні умови роботи вала, його конструкцію, опори й навантаження при розробці розрахункової схеми?
5. За якими напруженнями виконують проєктні розрахунки вала й чому при цьому зменшують допустимі напруження?
6. Чому вал розраховують на опір втоми навіть при постійному навантаженні?
7. Які фактори враховують при визначенні запасу опору втоми вала й за якими напруженнями його розраховують?
8. Навіщо потрібна перевірка статичної міцності вала й за якими напруженнями її виконують?

9. Навіщо потрібна перевірка жорсткості 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, які використовуються для виготовлення осей і валів. Які види термообробки застосовуються для осей і валів?

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Вал довжиною $l = 1300$ мм навантажено силами: $F_{r2} = 1000$ Н, $F_{r3} = 1500$ Н і $F_{a3} = 850$ Н. Дільний діаметр шестерні 3 косозубої передачі $d_{s3} = 66,7856$ мм. Відстань $a = 300$ мм, відстань $b = 500$ мм. Допустимі напруження згину вала в небезпечному перерізі 2 – $[\sigma]_{зг} = 240$ МПа. Побудувати епюру згинальних моментів. Визначити діаметр вала в небезпечному перерізі 2 (рис. 5.1).

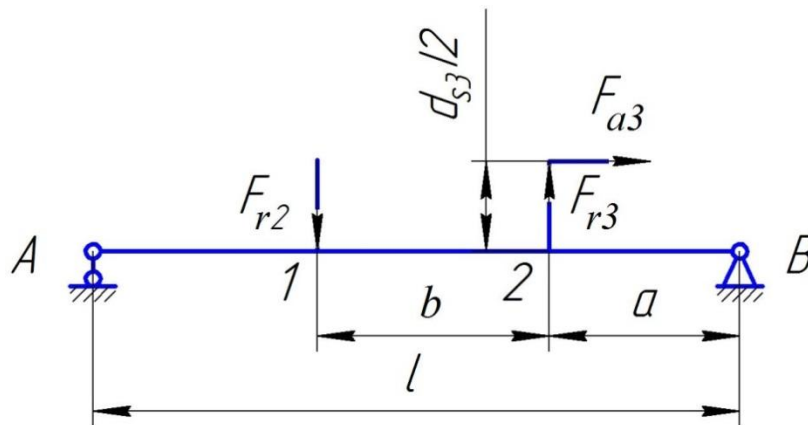


Рисунок 5.1

Розв'язання

1. Визначимо реакції в опорах А і В:

$$\begin{aligned} \sum M_A &= 0; \\ -R_B \cdot l - F_{a3} \cdot d_{s3}/2 + F_{r3} \cdot (l - a) - F_{r2} \cdot (l - a - b) &= 0; \\ R_B &= (-F_{a3} \cdot d_{s3}/2 + F_{r3} \cdot (l - a) - F_{r2} \cdot (l - a - b))/l = \\ &= (-850 \cdot 66,7856/2 + 1500 \cdot (1300 - 300) - 1000 \times \\ &\quad \times (1300 - 300 - 500))/1300 \cong 747,4 \text{ Н} \\ \sum M_B &= 0; \\ -R_A \cdot l - F_{a3} \cdot d_{s3}/2 - F_{r3} \cdot a + F_{r2} \cdot (a + b) &= 0; \end{aligned}$$

$$R_A = (-F_{a3} \cdot d_{s3}/2 - F_{r3} \cdot a + F_{r2} \cdot (a + b))/l =$$

$$= \frac{(-850 \cdot 66,7856/2 - 1500 \cdot 300 + 1000 \cdot (300 + 500))}{1300} \cong 247,4 \text{ Н.}$$

Перевірка:

$$\sum F_Y = 0;$$

$$R_A - F_{r2} + F_{r3} - R_B = 0;$$

$$247,4 - 1000 + 1500 - 747,4 = 0.$$

2. Визначимо згинальний момент у перерізі 2 і побудуємо епюру згинальних моментів (рис. 5.2):

$$M = R_B \cdot a = 747,4 \cdot 300 = 224220 \text{ Н} \cdot \text{мм} - \text{від сили } R_B;$$

$$M = F_{a3} \cdot d_{s3}/2 = 850 \cdot 66,7856/2 \cong 28384 \text{ Н} \cdot \text{мм} - \text{від сили } F_{a3};$$

$$M_2 = 224220 + 28384 = 252604 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3. Діаметр вала в перерізі 2 знаходимо з умови згинальної міцності

$$\sigma_{зг} = M_2/W \leq [\sigma]_{зг},$$

де $W \cong 0,1 \cdot d^3$ – осьовий момент опору стрижня у перерізі 2.
Звідки

$$d \geq \sqrt[3]{M_2/(0,1 \cdot [\sigma]_{зг})} = \sqrt[3]{252604/(0,1 \cdot 240)} \cong 22 \text{ мм.}$$

Із ряду нормальних лінійних розмірів приймаємо $d = 22 \text{ мм}$.

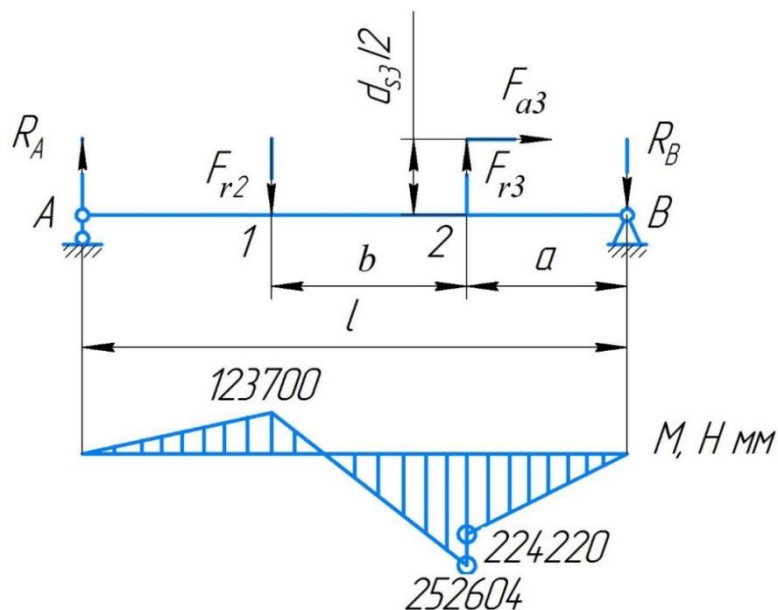


Рисунок 5.2

Приклад 2. Виконати перевірочний розрахунок вала на витривалість у небезпечному перерізі 2 за заданою схемою навантаження та побудованими епіюрами згинальних та крутного моментів (рис. 5.3). Вихідні дані для розрахунків:

– матеріал вала сталь 45: $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа; $\tau_{-1} = 150$ МПа;

– діаметр вала в небезпечному перерізі: $d = 50$ мм;

– сумарний згинальний момент: $M_{зг\Sigma} = 350$ Н·м;

– крутний момент: $T = 150$ Н·м;

– концентратор напружень у небезпечному перерізі: шпонковий паз – $k_\sigma = 1,77$; $k_\tau = 1,55$;

– коефіцієнт впливу абсолютних розмірів від діаметра вала: $k_{d\sigma} = k_{d\tau} = 0,81$;

– коефіцієнт впливу шорсткості поверхні: $k_F = 1,25$ ($R_a 3,2$);

– поверхневе зміцнення не передбачено: $k_V = 1$;

– коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень: $\psi_\sigma = 0,20$; $\psi_\tau = 0,10$;

– вал працює у нереверсивному (пульсуючому) режимі.

Зробити висновок щодо забезпечення втомної витривалості вала в небезпечному перерізі 2, якщо $[S]=1,8$.

Розв'язання

1. Умова втомної витривалості у небезпечному перерізі 2 вала

$$S = S_\sigma \cdot S_\tau / \sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2} \leq [S].$$

2. Запас міцності по нормальних напруженнях

$$S_\sigma = \sigma_{-1} / (K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m),$$

де $K_{\sigma D} = k_\sigma / k_{d\sigma} + k_F - 1 = 1,77 / 0,81 + 1,25 - 1 \cong 2,44$ – сумарний коефіцієнт по нормальних напруженнях;

σ_a – амплітудна складова циклу нормальних напружень:

$$\sigma_a = \sigma_{зг} = M_{зг\Sigma} / W = M_{зг\Sigma} / (0,1 \cdot d^3) = 350 \cdot 10^3 / (0,1 \cdot 50^3) \cong 28 \text{ МПа};$$

$\sigma_m = 0$ – середня складова циклу нормальних напружень. Оскільки осьові сили, що діють на вал, компенсуються.

Звідки

$$S_\sigma = 250 / (2,44 \cdot 28 + 0,2 \cdot 0) \cong 3,65.$$

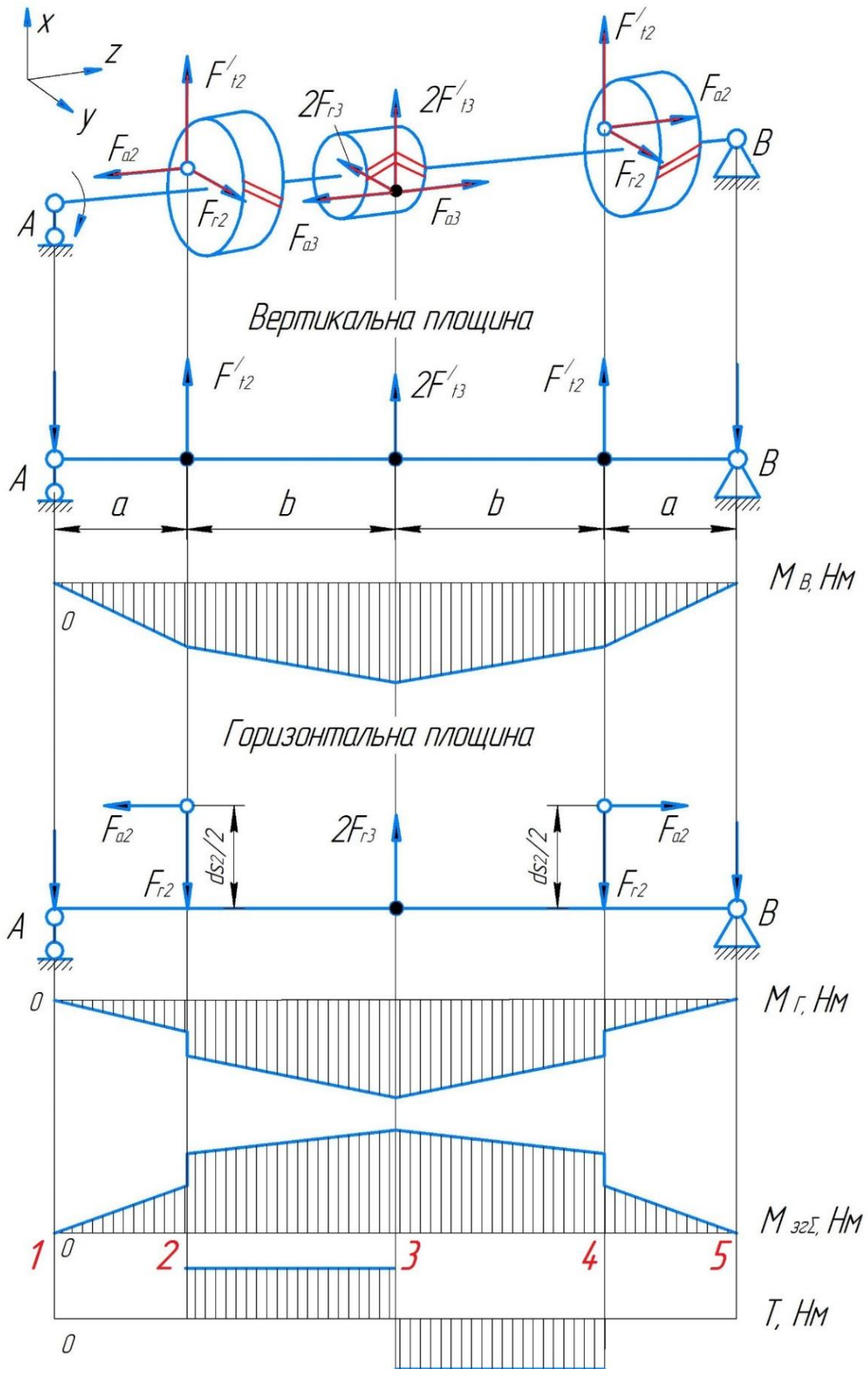


Рисунок 5.3

3. Запас міцності по дотичних напруженнях

$$S_{\tau} = \tau_{-1} / (K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m),$$

де $K_{\tau D} = k_{\tau} / k_{d\tau} + k_F - 1 = 1,55 / 0,81 + 1,25 - 1 \cong 2,16$ – сумарний коефіцієнт по дотичних напруженнях;

τ_a, τ_m – амплітудна і середня складові циклів дотичних напружень:

$$\begin{aligned} \tau_a = \tau_m = \tau_{кр} / 2 = \\ = T / (2 \cdot W_{\rho}) = T / (2 \cdot 0,2 \cdot d^3) = 150 \cdot 10^3 / (0,4 \cdot 50^3) = 3 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Звідки

$$S_{\tau} = 150 / (2,16 \cdot 3 + 0,1 \cdot 3) \cong 22,12.$$

4. Запас міцності S при спільній дії нормальних і дотичних напружень

$$\begin{aligned} S = 3,65 \cdot 22,12 / \sqrt{3,65^2 + 22,12^2} \cong 3,6; \\ 3,6 < 1,8. \end{aligned}$$

$S < [S]$ – втомна витривалість вала у небезпечному перерізі 2 забезпечена.

Тести

Тест 1. На кресленнику цифровими позиціями відмічені частини вхідного вала, які мають певну технічну назву. Указати позицію, яка відповідає частині вала – «цапфа-шип» (рис. 5.4).

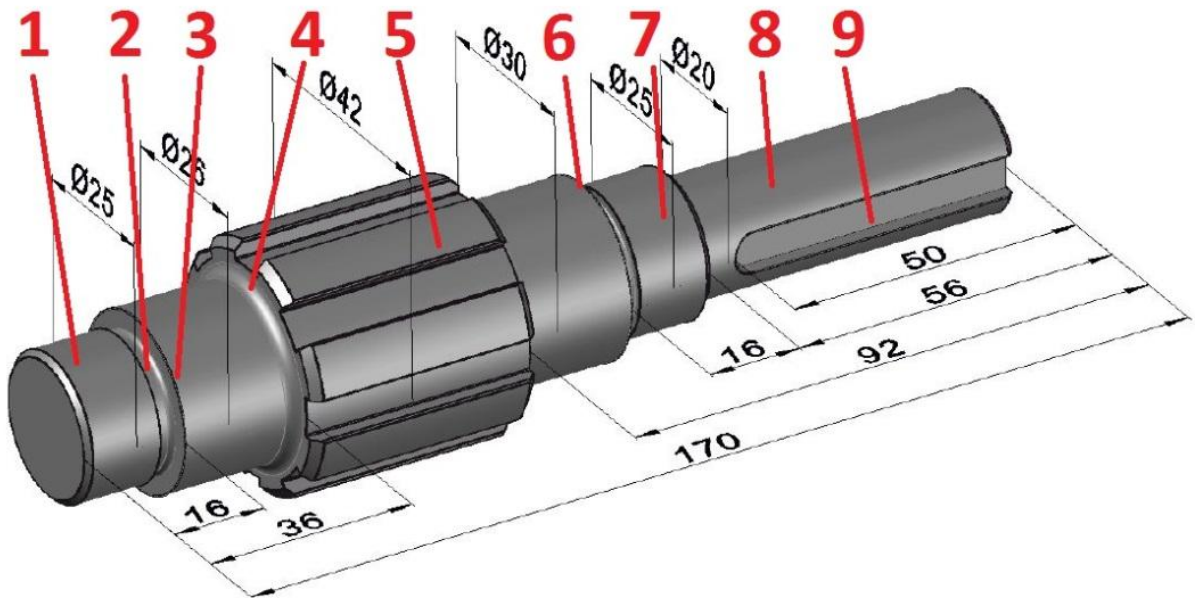


Рисунок 5.4

Тест 2. З якою метою виконана канавка на валу (позиція 3)?

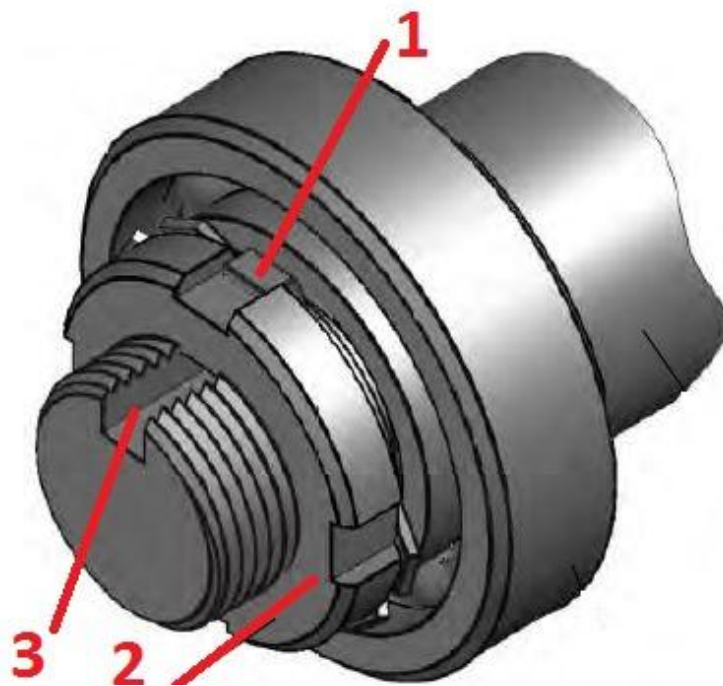


Рисунок 5.5

Тест 3. Який з перетинів (1-4) проміжного вала, який несе черв'ячне колесо 2 і косозубу циліндричну шестерню 3, є небезпечним (рис. 5.6)?

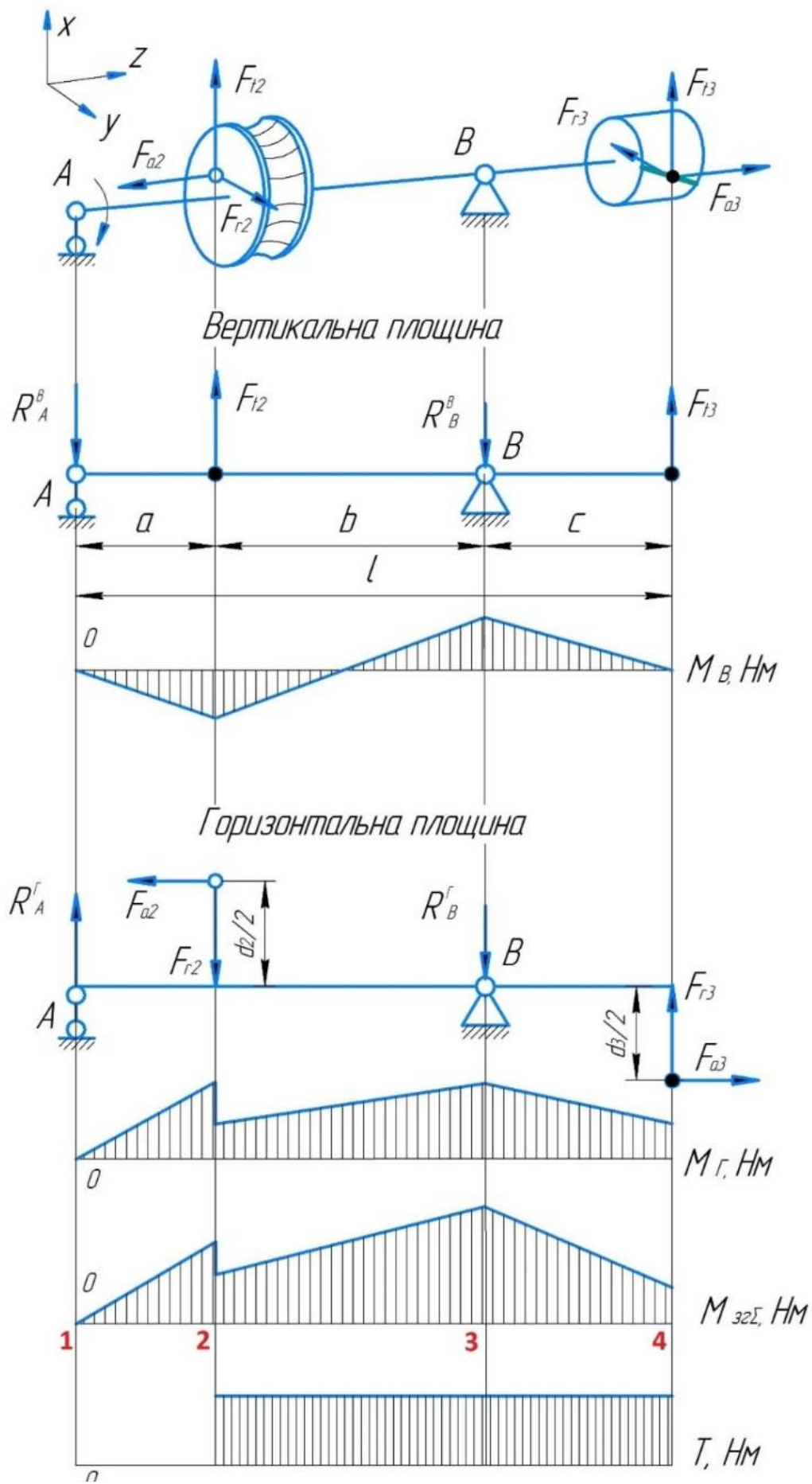


Рисунок 5.6

Задачі

Задача 1. Визначити величину згинального моменту у перерізі вала 2 (рис. 5.7), якщо зовнішні сили і реакції опор дорівнюють: $R_A^B = 2085,7 \text{ Н}$; $R_B^B = 2514,3 \text{ Н}$; $F_{t2} = 1800 \text{ Н}$; $F_{t3} = 2800 \text{ Н}$. Відстані точок прикладення сил та положення опор: $a = 200 \text{ мм}$, $b = 300 \text{ мм}$, $c = 200 \text{ мм}$.

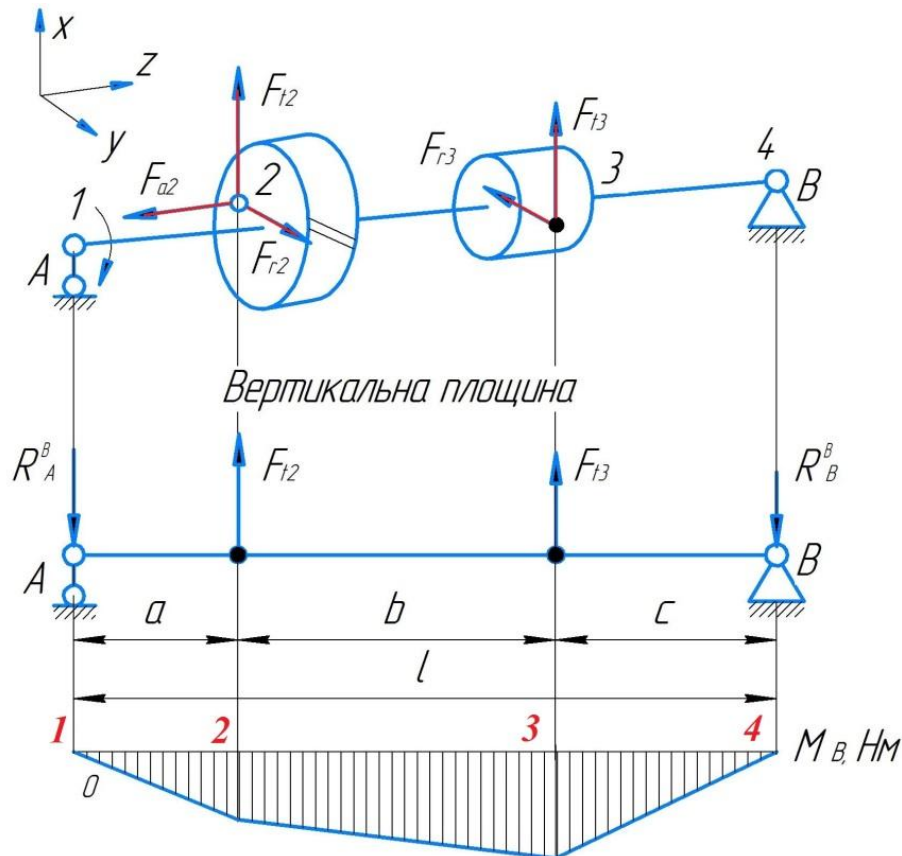


Рисунок 5.7

Задача 2. Виконати перевірочний розрахунок вала на витривалість у небезпечному перерізі 2 за заданою схемою навантаження та побудованими епюрами згинальних та крутного моментів (рис. 5.8). Вихідні дані для розрахунків:

- матеріал вала – сталь 40Х: $\sigma_B = 730 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$;
- діаметр вала в небезпечному перерізі: $d = 35 \text{ мм}$;
- сумарний згинальний момент: $M_{зг\Sigma} = 170 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- крутний момент: $T = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$;
- концентратор напружень у небезпечному перерізі: шпонковий паз на валу – $k_\sigma = 1,95$; $k_\tau = 1,75$;
- коефіцієнт впливу абсолютних розмірів від діаметра вала: $k_{d\sigma} = k_{d\tau} = 0,75$;

- коефіцієнт впливу шорсткості поверхні: $k_F = 1,30 (R_a 3,2)$;
- поверхневе зміцнення не передбачено: $k_V = 1$;
- коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень: $\psi_\sigma = 0,25$; $\psi_\tau = 0,15$;
- вал працює в реверсивному режимі.

Зробити висновок щодо забезпечення втомної витривалості вала, якщо $[S]=1,8$.

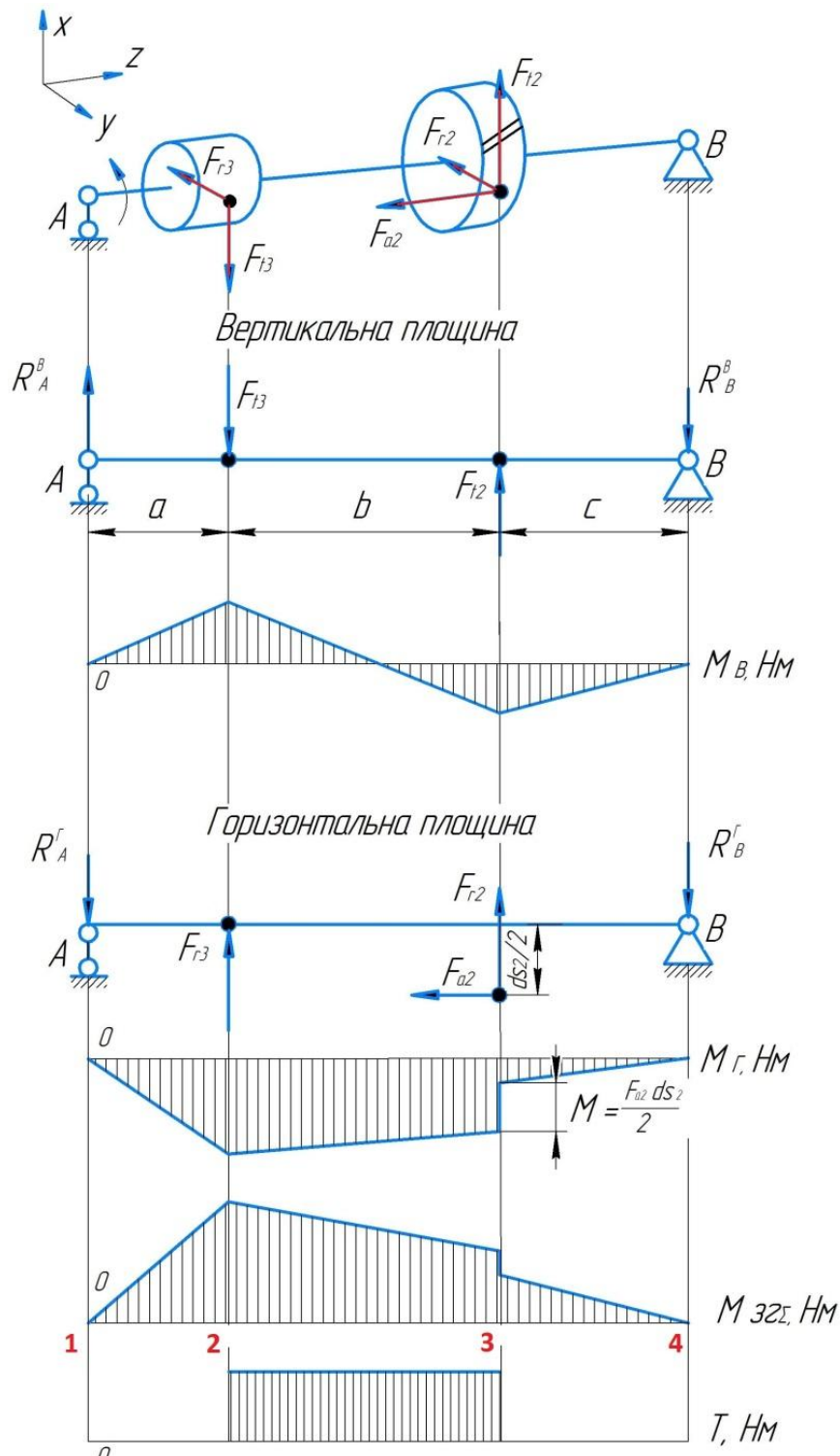


Рисунок 5.8

Задача 3. Виконати перевірочний розрахунок вала на витривалість у небезпечному перерізі 2 за заданою схемою навантаження та побудованими епорами згинальних та крутного моментів (рис. 5.9).

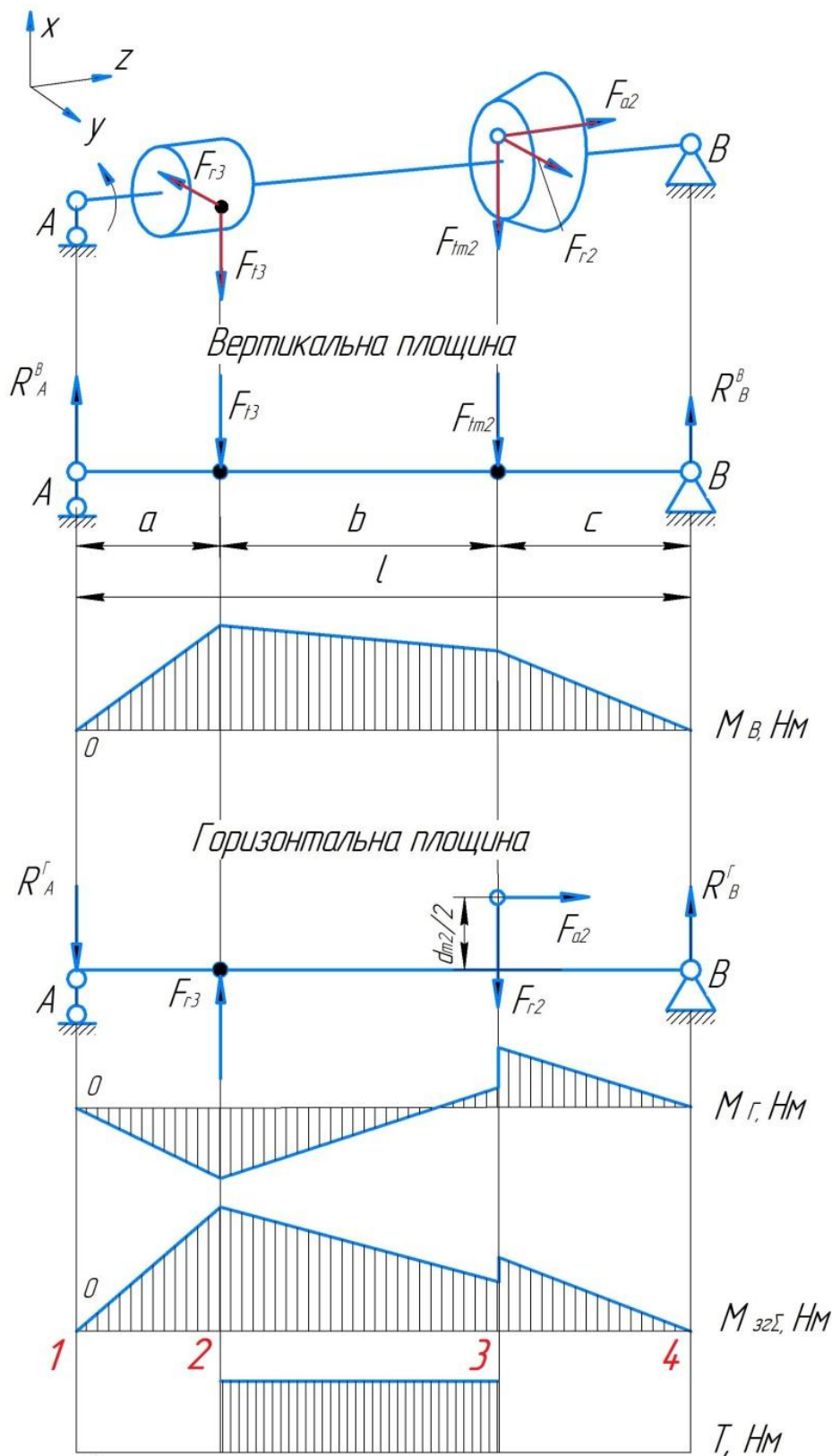


Рисунок 5.9

Вихідні дані для розрахунків:

- матеріал вала сталь 45: $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_{-1} = 250$ МПа;
- $\tau_{-1} = 150$ МПа;
- діаметр вала у небезпечному перерізі: $d = 40$ мм;
- сумарний згинальний момент: $M_{зг\Sigma} = 250$ Н · м;
- крутний момент: $T = 120$ Н · м;
- концентратор напружень у небезпечному перерізі: шпонковий паз
- $k_\sigma = 1,77$; $k_\tau = 1,55$;
- коефіцієнт впливу абсолютних розмірів від діаметра вала:
 $k_{d\sigma} = k_{d\tau} = 0,85$;
- коефіцієнт впливу шорсткості поверхні: $k_F = 1,25$ ($R_a 3,2$);
- поверхневе зміцнення не передбачено: $k_V = 1$;
- коефіцієнти, що характеризують чутливість матеріалу до асиметрії циклу напружень: $\psi_\sigma = 0,20$; $\psi_\tau = 0,10$;
- вал працює у нереверсивному (пульсуючому) режимі.

Зробити висновок щодо забезпечення втомної витривалості вала, якщо $[S]=1,8$.

6 ПІДШИПНИКИ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
6.1. Підшипники. Переваги і недоліки	[1, с. 330–366; 2, с. 448–504; 3, с. 428–467; 4, с. 146–163]	[5, с. 27–49] [9, с. 41–86]
6.2. Загальні характеристики	[1, с. 330–332; 2, с. 484–486; 3, с. 428–429, 452–453]	[9, с. 53–56]
6.3. Підшипники ковзання. Підп'ятники ковзання	[1, с. 332–348; 2, с. 497–499; 3, с. 452–467]	
6.4. Підшипники кочення	[1, с. 348–366; 2, с. 448–484; 3, с. 428–452]	[8, с. 37–45]
6.4.1. Класифікація й маркування підшипників кочення	[1, с. 418–350; 2, с. 448–457; 3, с. 429–432]	[9, с. 49–53]
6.4.2. Розрахунки підшипників кочення по динамічній вантажопідйомності	[1, с. 357–365; 2, с. 455–476; 3, с. 443–445]	[9, с. 70–78]
6.4.3. 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 за видом тертя й напрямом навантаження?
2. Що таке рідинне й напіврідинне тертя в підшипниках ковзання?
3. Які основні умови необхідні для утворення рідинного тертя?
4. Які параметри конструкції визначають при розрахунках підшипників ковзання?

5. Які матеріали застосовують для підшипників ковзання?
6. Чому підшипники кочення стали переважно поширеними? 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 більші контактні напруження: на внутрішньому або зовнішньому кільцях радіального підшипника і чому?
12. Чому вигідніше обертання внутрішнього кільця?
13. Чому дорівнює колова швидкість сепаратора залежно від колової швидкості вала?
14. До яких шкідливих наслідків призводить різнорозмірність діаметрів тіл кочення?
15. Із чим пов'язані обмеження частоти обертання підшипників у ДСТУ? Для яких типів підшипників величини частот обертання менші?
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 ураховують надійність, якість матеріалу й умови експлуатації при визначенні ресурсу роботи підшипника?
21. Умова вибору підшипника за динамічною вантажопідйомністю.
22. Як ураховують змінність режиму навантаження?
23. При яких умовах експлуатації підшипники підбирають за статичною вантажопідйомністю?
24. Умова вибору підшипника за статичною вантажопідйомністю.
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?

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Перевірити працездатність під'ятника напіввідинного тертя з гребінчастою п'ятою за питомим тиском і критерію нагріву підшипника, якщо: осьове навантаження на під'ятник $F_A = 40$ кН, розміри: $d = 600$ мм, $d_0 = 200$ мм, $d_1 = 220$ мм, частота обертання під'ятника $n = 2500$ хв⁻¹, допустимий тиск $[p] = 8$ МПа, допустиме значення критерію нагріву підшипника $[p \cdot V_{\text{сп}}] = 60$ МПа · м/с. Розрахунок швидкості вести за середнім діаметром (рис. 6.1).

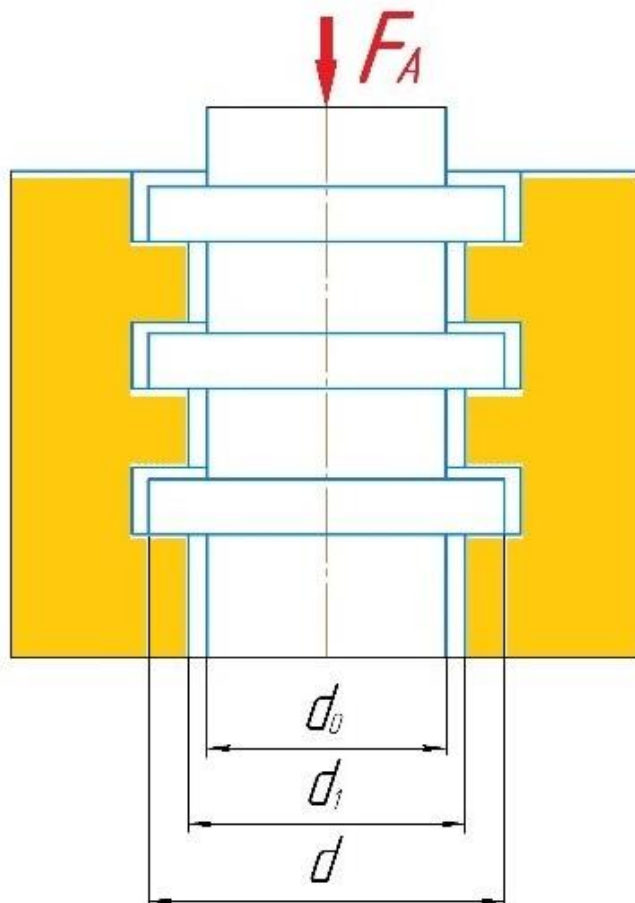


Рисунок 6.1

Розв'язання

1. Розрахунок підшипників ковзання на зносостійкість:

$$p = \frac{F_A}{z \cdot A} \leq [p],$$

де $z = 3$ – кількість гребнів;

$$A = \frac{\pi \cdot (d^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi \cdot (600^2 - 220^2)}{4} \cong 244730 \text{ мм}^2.$$

Звідки

$$p = \frac{40 \cdot 10^3}{3 \cdot 244730} \cong 0,05 \text{ МПа}.$$

$0,05 \text{ МПа} < 8,00 \text{ МПа}$.

$p < [p]$ – зносостійкість підшипника забезпечена.

2. Розрахунок підшипників ковзання на нагрів

$$p \cdot V_{cp} \leq [p \cdot V_{cp}],$$

$$\text{де } V_{cp} = \frac{\pi \cdot d_{cp} \cdot n}{60000} = \frac{\pi \cdot 410 \cdot 2500}{60000} \cong 53,7 \frac{\text{м}}{\text{с}} \text{ – середня колова швидкість}$$

підшипника;

$$d_{cp} = \frac{d + d_1}{2} = \frac{600 + 220}{2} = 410 \text{ мм} \text{ – середній діаметр підшипника.}$$

Звідки

$$p \cdot V_{cp} = 0,05 \cdot 53,7 \cong 2,7 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$$2,7 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \leq 60,0 \text{ МПа} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

$p \cdot V_{cp} < [p \cdot V_{cp}]$ – підшипник придатний для експлуатації.

Приклад 2. Вал, що обертається із частотою $n = 35 \text{ хв}^{-1}$, установлений на двох кулькових радіально-упорних підшипниках №46210 (рис. 6.2). Зовнішні радіальні навантаження на підшипники дорівнюють: $F_{R1} = 6000 \text{ Н}$, $F_{R2} = 5110 \text{ Н}$, осьова сила $F_a = 1600 \text{ Н}$. Режим роботи – постійне навантаження підшипників. Розрахувати підшипники на довговічність (визначити розрахунковий ресурс підшипників) якщо: потрібна довговічність підшипників $L_{h\text{потр}} = 10\,000 \text{ год}$; $K_B = 1,5$; $K_T = 1,00$; $V = 1$; $a_1 = 1,00$; $a_{23} = 0,75$. Параметри підшипників кочення: $e = 0,68$; $X = 1,00$ при $F_A / (V \cdot F_R) \leq e$; $X = 0,41$ при $F_A / (V \cdot F_R) > e$; $Y = 0,87$; $C = 31,8 \text{ кН}$.

Зробити висновок щодо довговічності підшипників.

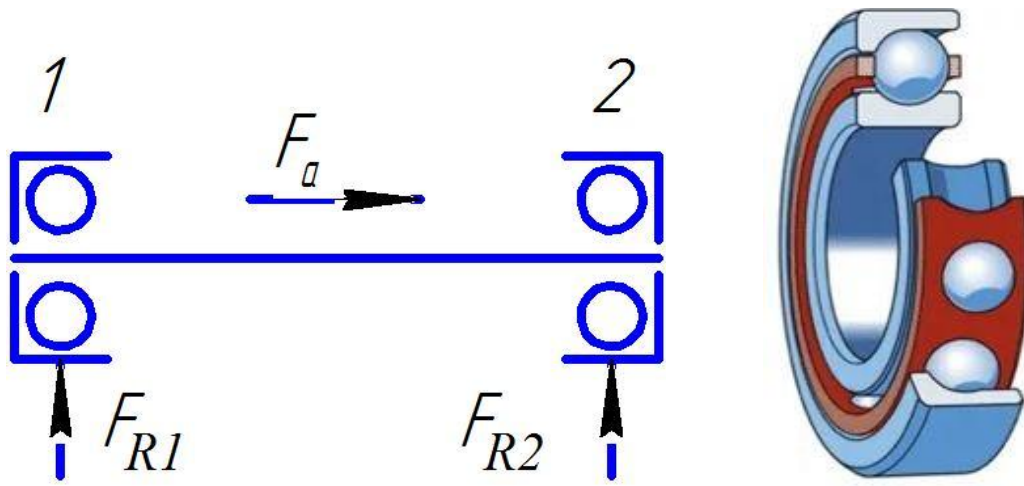


Рисунок 6.2

Розв'язання

1. Осьові складові, які виникають у підшипниках 1 і 2 при їхньому радіальному навантаженні:

$$F_{S1} = e \cdot F_{R1} = 0,68 \cdot 6000 = 4080H;$$

$$F_{S2} = e \cdot F_{R2} = 0,68 \cdot 5110 \cong 3475H.$$

2. Для визначення осьових сил, що діють на підшипники, скористаємося методом спроб при виконанні умов: $F_{A1} \geq F_{S1}$, $F_{A2} \geq F_{S2}$

Перша спроба:

Приймаємо $F_{A1} = F_{S1}$.

Із умови рівноваги вала (рис. 6.2) маємо:

$$\sum F_X = 0,$$

$$F_{A1} - F_a - F_{A2} = 0.$$

Звідки

$$F_{A2} = F_{S1} - F_a.$$

$$F_{A2} = 4080 - 3475 = 605 H.$$

$$605 H < 3475 H.$$

$F_{A2} < F_{S2}$ – спроба вважається невдалою.

Виконуємо *другу спробу:*

$$F_{A2} = F_{S2} = 3475 H.$$

$$F_{A1} = F_{S2} + F_a = 3475 + 1600 = 5075 H.$$

$$5075 H > 4080 H.$$

$F_{A1} > F_{S1}$ – спроба вважається вдалою.

Остаточно приймаємо:

$$F_{A1} = 5075H;$$

$$F_{A2} = 3475H.$$

3. Розрахуємо еквівалентні навантаження на підшипники 1 і 2.

Для цього визначимо значення коефіцієнтів X і Y для підшипників 1 і 2:

$$\frac{F_{A1}}{VF_{R1}} = \frac{5075}{1 \cdot 6000} \cong 0,84 > e = 0,68, \text{ тоді } X = 0,41, Y_1 = 0,87;$$

$$\frac{F_{A2}}{VF_{R2}} = \frac{3475}{1 \cdot 5110} = 0,68 = e = 0,68, \text{ тоді } X = 1, Y = 0.$$

Звідки

$$P_{r1} = (X \cdot V \cdot F_{R1} + Y \cdot F_{A1}) \cdot K_B \cdot K_T = (0,41 \cdot 1 \cdot 6000 + 0,87 \cdot 5075) \cdot 1,5 \cdot 1 \cong 10313H;$$

$$P_{r2} = (X \cdot V \cdot F_{R2} + Y \cdot F_{A2}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 5110 + 0 \cdot 3475) \cdot 1,5 \cdot 1 \cong 7665H.$$

4. Оскільки $P_{r1} > P_{r2}$ – більш навантаженим є підшипник в опорі 1, тому подальший розрахунок ведемо для нього.

5. Розрахунковий ресурс підшипників у мільйонах обертів

$$L_a = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P_r} \right)^3 = 1 \cdot 0,75 \cdot \left(\frac{31,8 \cdot 10^3}{10313} \right)^3 \cong 22 \text{ млн. об.}$$

6. Розрахунковий ресурс підшипників у годинах

$$L_h = \frac{L_a \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{22 \cdot 10^6}{60 \cdot 35} \cong 10476 \text{ год.}$$

Оскільки

$$10476 \text{ год} > 10000 \text{ год.}$$

$L_h > L_{h \text{ номп}}$ – довговічність підшипника забезпечена.

Тести

Тест 1. Із представлених схем (рис. 6.3, а–в) обрати радіальний підшипник ковзання.

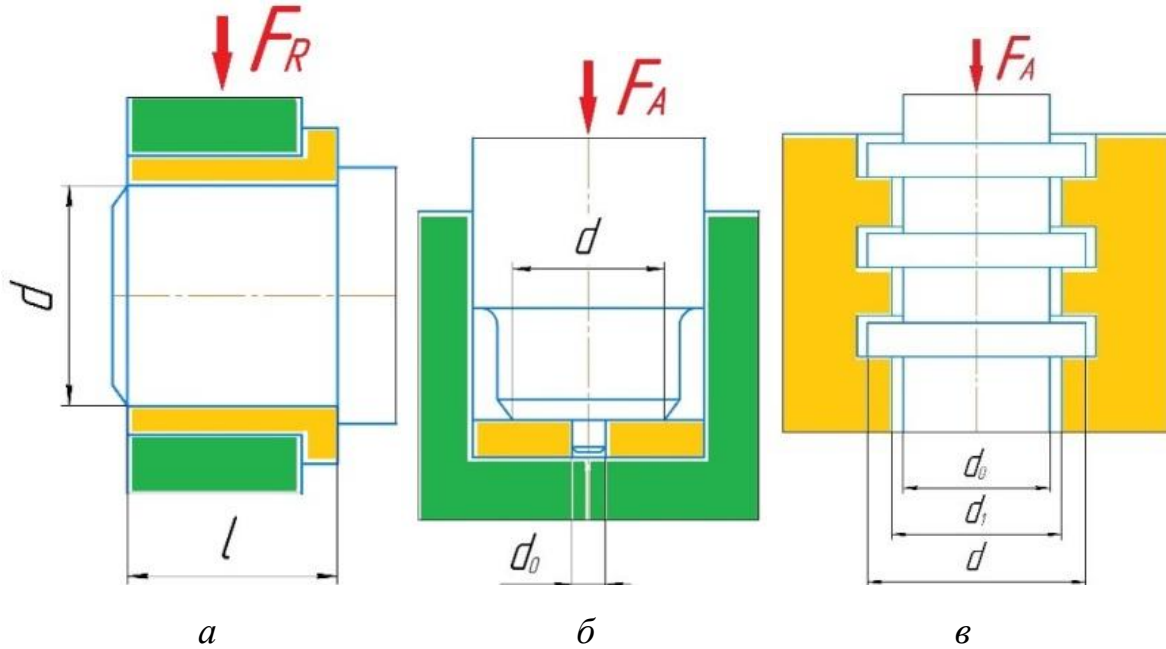


Рисунок 6.3

Тест 2. Яка загальна ознака характерна для усіх цих підшипників ковзання (рис. 6.4, а–е)?

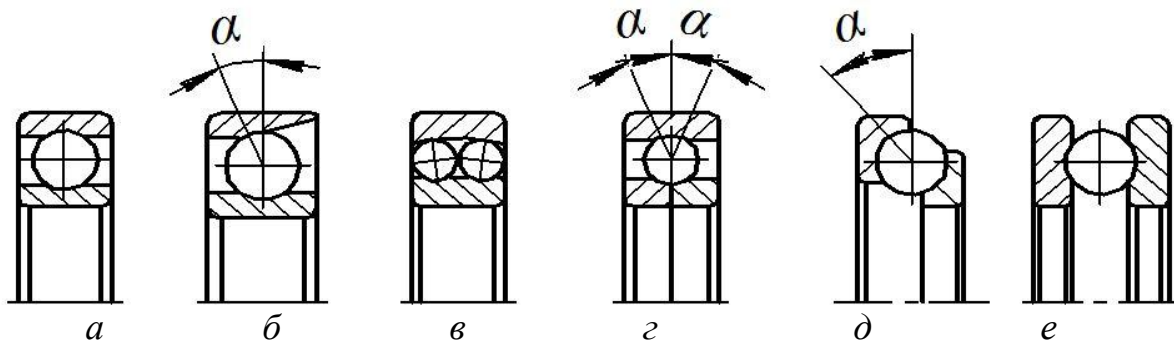


Рисунок 6.4

Тест 3. Із представлених на ескізі конструкцій підшипників оберіть кульковий підшипник радіальний однорядний (рис. 6.5, а–ж)

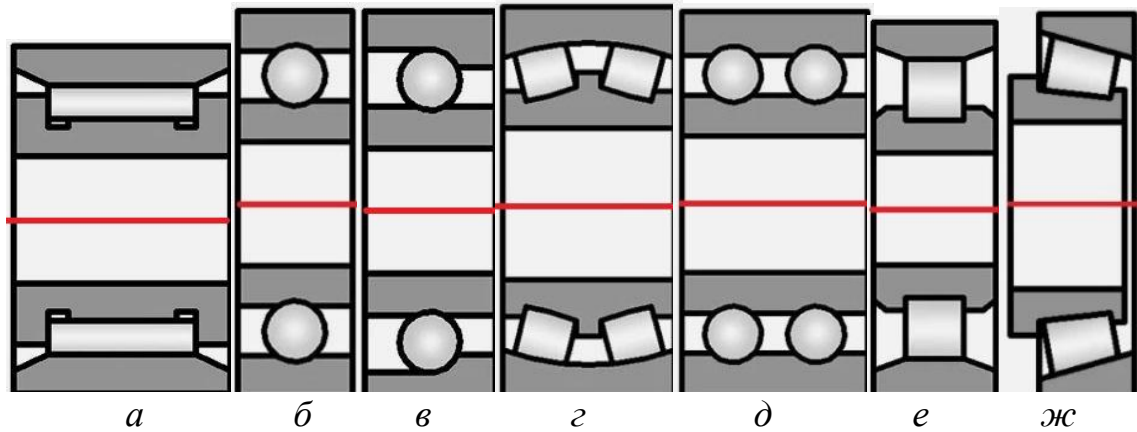


Рисунок 6.5

Тест 4. На ескізі представлено два підшипники: а – «206» з параметрами: $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, $B = 16$ мм, $C = 15300$ Н; б – «2206» з параметрами: $d = 30$ мм, $D = 62$ мм, $B = 16$ мм, $C = 17300$ Н. Який із підшипників має більшу навантажувальну здатність (рис. 6.6)?



Рисунок 6.6

Тест 5. Яку функцію виконують деталі 1–3 у конструкції вузла, наведеного на ескізі (рис. 6.7)?

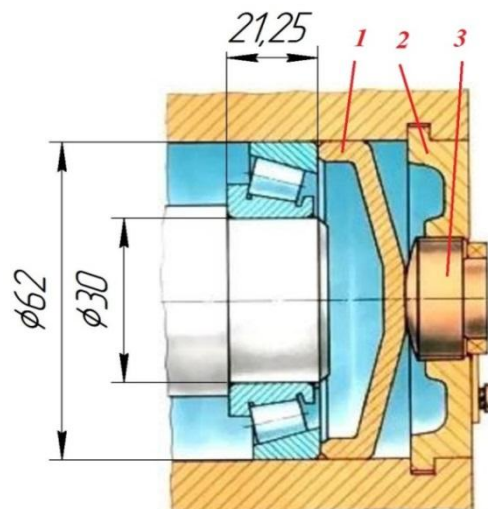


Рисунок 6.7

Задачі

Задача 1. Перевірити працездатність під'ятника напіврідкого тертя з кільцевою п'ятою за питомим тиском і критерієм нагріву підшипника, якщо: осьове навантаження на під'ятник $F_A = 200$ кН, зовнішній діаметр опорної поверхні п'яти $d = 600$ мм, внутрішній $d_0 = 100$ мм, частота обертання під'ятника $n = 2400$ хв⁻¹, допустимий тиск $[p] = 8$ МПа, допустиме значення критерію нагріву підшипника $[p \cdot V] = 60$ МПа · м/с. Розрахунок швидкості V вести за середнім діаметром (рис. 6.8).

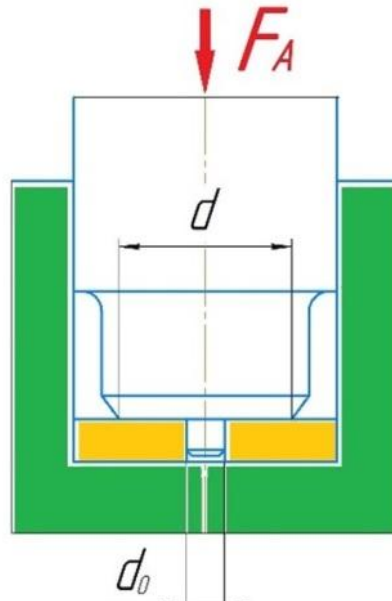


Рисунок 6.8

Задача 2. Визначити розміри підшипника напіврідкого тертя при діючому на нього радіальному навантаженні $F_R = 35000$ Н й частоті обертання $n = 350$ хв⁻¹. Для розрахунку прийняти: допустимий тиск $[p] = 7$ МПа, допустиме значення критерію нагріву підшипника $[p \cdot V] = 5$ МПа · м/с, співвідношення довжини шипа до діаметра $l/d = 1$ (рис. 6.9).

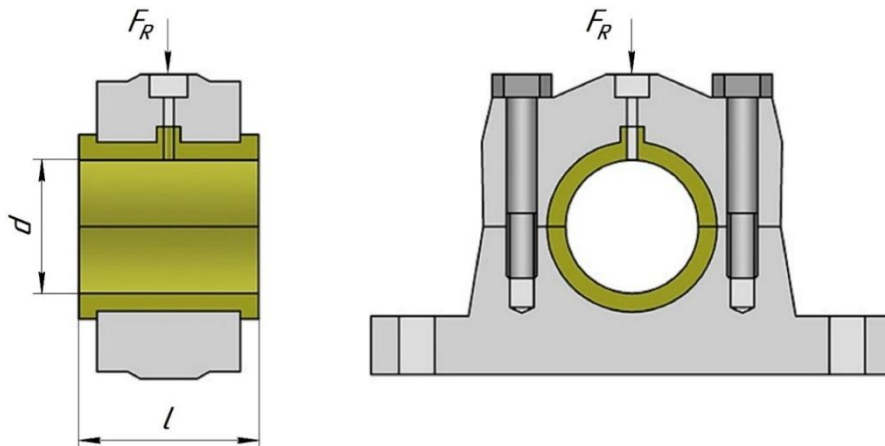


Рисунок 6.9

Задача 3. Вал, що обертається з частотою $n = 700 \text{ хв}^{-1}$, установлений на двох роликівих радіально-упорних підшипниках № 7305. Зовнішні радіальні навантаження на підшипники дорівнюють: $F_{R1} = 2500 \text{ Н}$, $F_{R2} = 1000 \text{ Н}$, осьова сила $F_a = 950 \text{ Н}$. Режим роботи – постійне навантаження підшипників. Розрахувати підшипники на довговічність (визначити розрахунковий ресурс підшипників), якщо: потрібна довговічність підшипників 15 000 годин; $K_B = 1,3$; $K_T = 1,00$; $V = 1$; $a_1 = 1,00$; $a_{23} = 0,65$. Параметри підшипників кочення: $e = 0,36$; $X = 1$ при $F_A/(V \cdot F_R) \leq e$; $X = 0,4$ при $F_A/(V \cdot F_R) > e$; $Y = 1,66$; $C = 29,6 \text{ кН}$. Зробити висновок щодо довговічності підшипників (рис. 6.10).

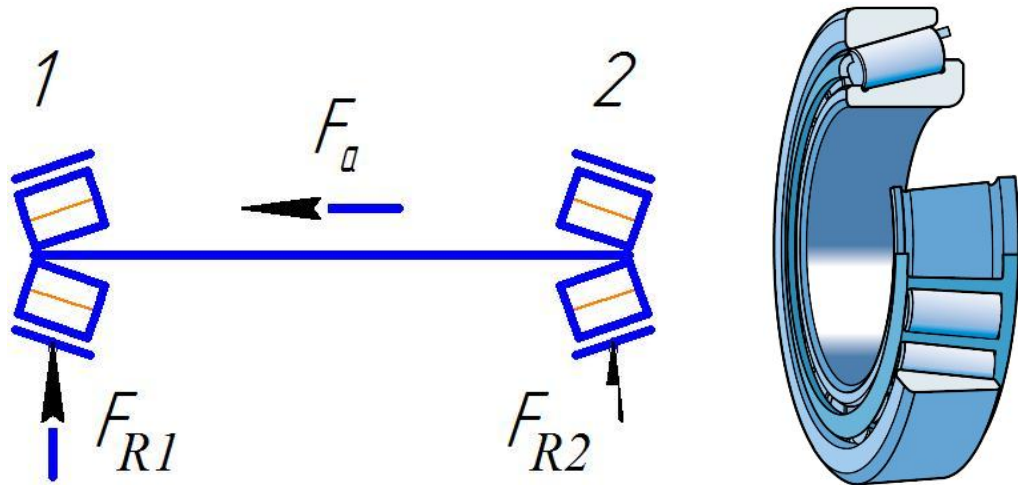


Рисунок 6.10

7 МУФТИ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
7.1. Муфти. Призначення й класифікація муфт	[1, с. 366–367; 2, с. 504–505; 3, с. 483–485]	
7.2. Сполучні муфти. 7.2.1. Сполучні глухі муфти	[1, с. 367–389; 2, с. 505–525; 3, с. 485–494]	[6, с.50–55]
7.2.2. Компенсуючі сполучні муфти	[1, с. 368–388; 2, с. 505–524; 3, с. 485–493]	[6, с. 55–59]
7.3. Зчіпні муфти	[1, с. 389–396; 2, с. 525–529; 3, с. 494–498]	[6, с. 59–62]
7.4. Запобіжні муфти	[1, с. 396–401; 2, с. 529–538; 3, с. 498–505]	[6, с. 63]

Контрольні питання

1. Для чого використовують муфти?
2. На які групи й за якими ознаками класифікують муфти?
3. Переваги й недоліки глухих муфт, приклади конструкцій.
4. Види неспіввісності валів. Як муфти компенсують їхній шкідливий вплив?
5. Які функції виконують пружні муфти?
6. Які пружні муфти є найпоширенішими?
7. Які функції виконують зчіпні муфти? Їхні різновиди.
8. Самокеровані муфти. Їхня класифікація за призначенням.
9. Приведіть приклад самокерованих муфт. Які види розрахунків передбачені для таких муфт?
10. За якими параметрами роботи машини можна здійснити регулювання роботи самокерованих муфт?

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. Дві півмуфти фланцевої муфти з'єднані шістьма болтами $M12 \times 45$ ($d_1 = 10, 106$ мм) із сталі Ст.3, які встановлено на діаметрі $D_0 = 100$ мм (рис. 7.1). Який обертаючий момент можна передати з однієї півмуфти на другу за міцністю болтів на розтягання, які встановлені із зазором (виконання 1) і при затягуванні забезпечують сили тертя між фланцями? Допустиме напруження розтягання для болтів 120 МПа, коефіцієнт тертя між фланцями $f = 0,12$.

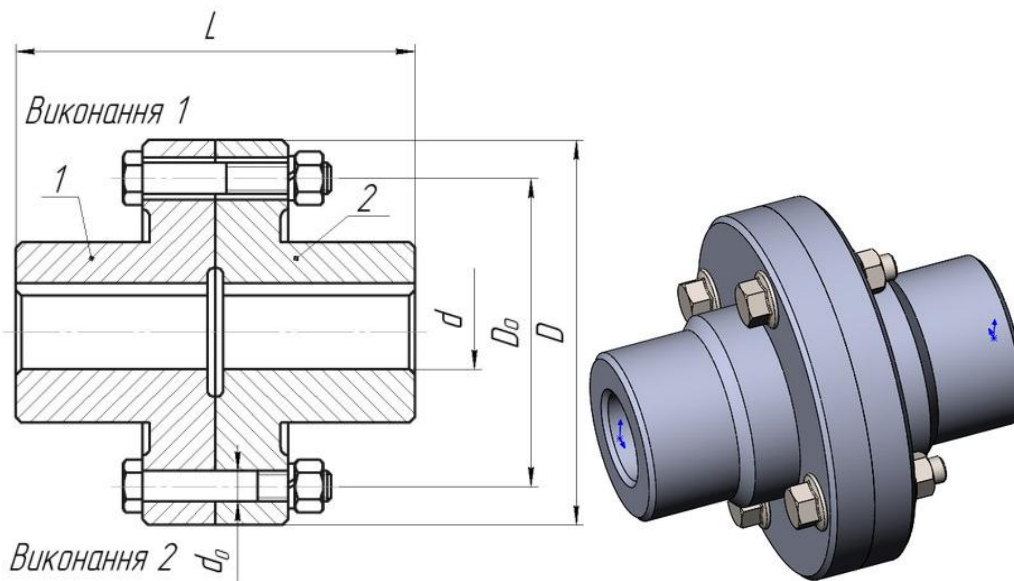


Рисунок 7.1

Розв'язання

1. Умова роботи муфти, якщо болти встановлені із зазором:

$$T_p \leq T_{mp},$$

де T_{mp} – момент тертя на робочих поверхнях півмуфт.

$$T_p \leq T_{mp} = F_{mp} \cdot \frac{D_0}{2000} = f \cdot F_a \cdot \frac{D_0}{2000} \cdot z,$$

де F_a – сила затягування одного болта;

z – кількість болтів.

2. Болти перевіряють за напруженнями розтягу:

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot K \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

де $K \cong 1,35$ – коефіцієнт затягування, що враховує скручування тіла болта.

Звідки

$$F_a \leq \frac{[\sigma]_p \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot K}.$$

3. Після підставлення формули F_a маємо:

$$T_p \leq f \cdot \frac{[\sigma]_p \cdot \pi \cdot d_1^2}{4 \cdot K} \cdot \frac{D_0}{2000} \cdot z.$$

$$T_p \leq 0,12 \cdot \frac{120 \cdot \pi \cdot 10,106^2}{4 \cdot 1,35} \cdot \frac{100}{2000} \cdot 6 \cong 257 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приймаємо $T_p = 257 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Приклад 2. Визначити мінімально допустимий діаметр пальця втулково-пальцевої муфти, якщо: потужність, передана муфтою $P = 5$ кВт, частота обертання муфти $n = 300 \text{ хв}^{-1}$, кількість пальців $z = 6$, коефіцієнт перевантаження $K_{\text{пер}} = 2$, довжина втулки $l_b = 60$ мм, $c = 5$ мм, діаметр розташування пальців $D_0 = 120$ мм, допустимі напруження згинання для матеріалу пальця $[\sigma]_{\text{зг}} = 70$ МПа.

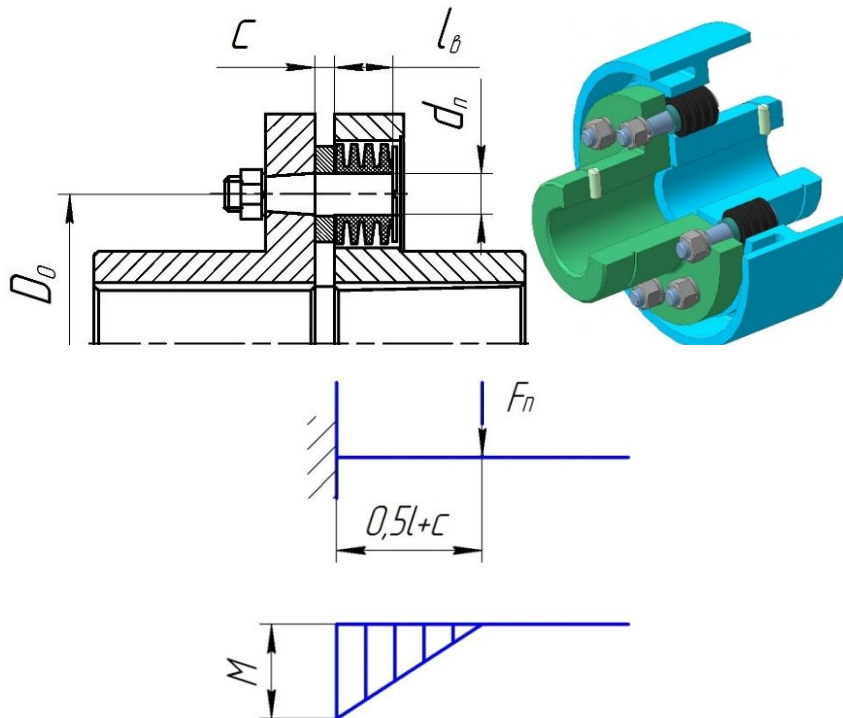


Рисунок 7.2

Розв'язання

1. Умова міцності пальців на згин:

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W_0} \leq [\sigma]_{зг},$$
$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W_0} = \frac{F_n \cdot (0,5 \cdot l_6 + c)}{\pi \cdot d_n^3 / 32} \leq [\sigma]_{зг},$$

де F_n – зусилля, що приходиться на один палець:

$$F_n = \frac{2000 \cdot T_p}{D_0 \cdot z} = \frac{2000 \cdot 9550 \cdot P \cdot K_{неп}}{D_0 \cdot z \cdot n} = \frac{2000 \cdot 9550 \cdot 5 \cdot 2}{120 \cdot 6 \cdot 300} \cong 884 \text{ Н.}$$

2. Звідки діаметр пальця

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot F_n \cdot (0,5 \cdot l_6 + c)}{\pi \cdot [\sigma]_{зг}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 884 \cdot (0,5 \cdot 60 + 5)}{\pi \cdot 70}} \cong 16,5 \text{ мм.}$$

Із ряду нормальних лінійних розмірів приймаємо $d_n = 17 \text{ мм}$.

Приклад 3. Розрахувати зусилля F_a для стискання дисків у фрикційній багатодисковій муфті (рис. 7.3), якщо: потужність, що передається муфтою, $P = 5,4 \text{ кВт}$, частота обертання $n = 450 \text{ хв}^{-1}$, розміри дисків: $d_3 = 120 \text{ мм}$, $d_{вн} = 60 \text{ мм}$ із $z = 4$ поверхнями тертя. Прийняти коефіцієнт тертя на контактних поверхнях дисків $f = 0,3$. Коефіцієнт запасу зчеплення дисків прийняти $\beta = 1,5$.

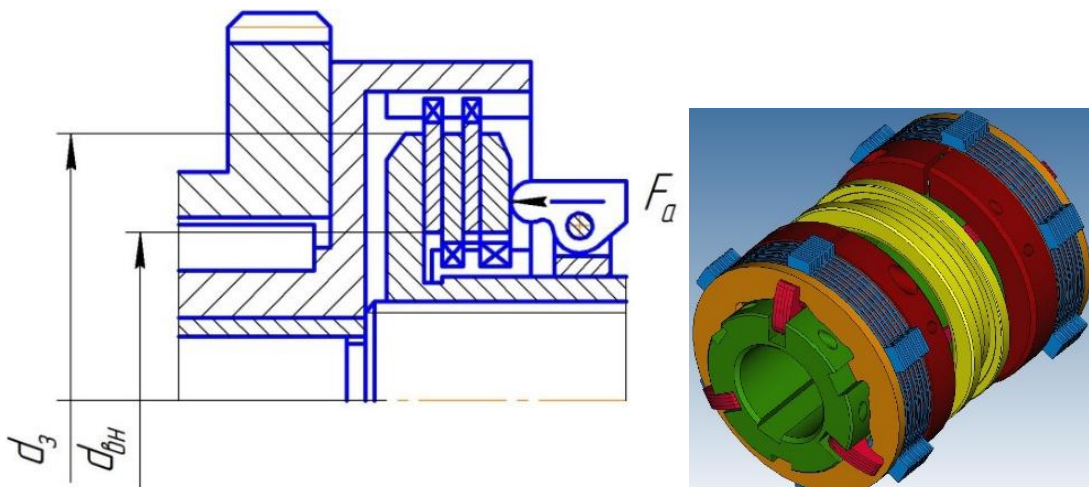


Рисунок 7.3

Розв'язання

1. При роботі муфти розрахунковий момент не повинен перевищувати момент тертя на робочих поверхнях дисків

$$T_p = \beta \cdot T \leq T_{mp},$$

де T_{mp} – момент тертя на робочих поверхнях дисків.

$$T_{mp} = f \cdot F_a \cdot z \cdot \frac{D_{cp}}{2000},$$

де F_a – загальна сила натискання на диски муфти;

$D_{cp} = (d_s + d_{en})/2 = (120 + 60)/2 = 90 \text{ мм}$ – середній діаметр поверхні тертя дисків.

Звідки

$$F_a \geq \frac{2000 \cdot T \cdot \beta}{f \cdot z \cdot D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 9550 \cdot P \cdot \beta}{f \cdot z \cdot D_{cp} \cdot n} = \frac{2000 \cdot 9550 \cdot 5,4 \cdot 1,5}{0,3 \cdot 4 \cdot 90 \cdot 450} \cong 3183 \text{ Н}.$$

Приймаємо $F_a = 3183 \text{ Н}$.

Тести

Тест 1. Яка з наведених конструкцій муфт (рис. 7.4, а–в) називається муфтою пружною втулочно-пальцевою?

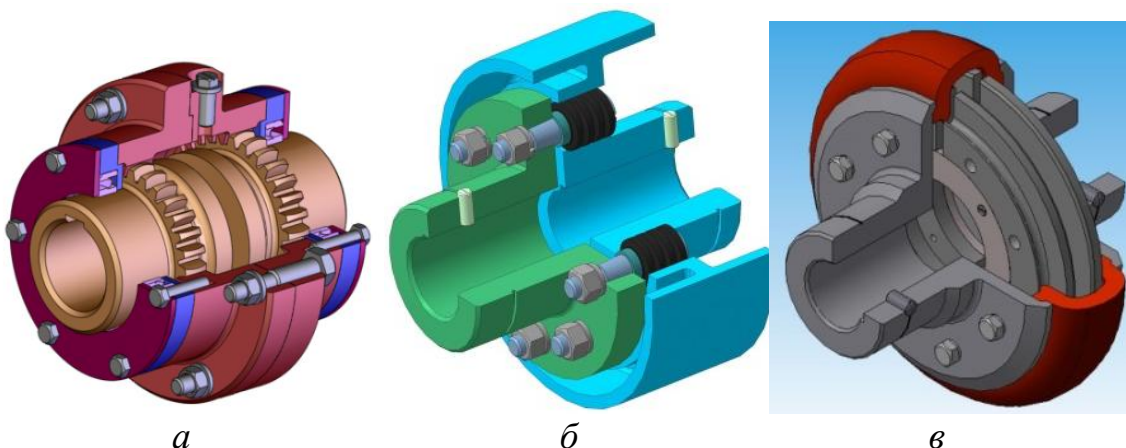


Рисунок 7.4

Тест 2. Яка риса є загальною для наведених конструкцій муфт (рис. 7.5, а–в)?

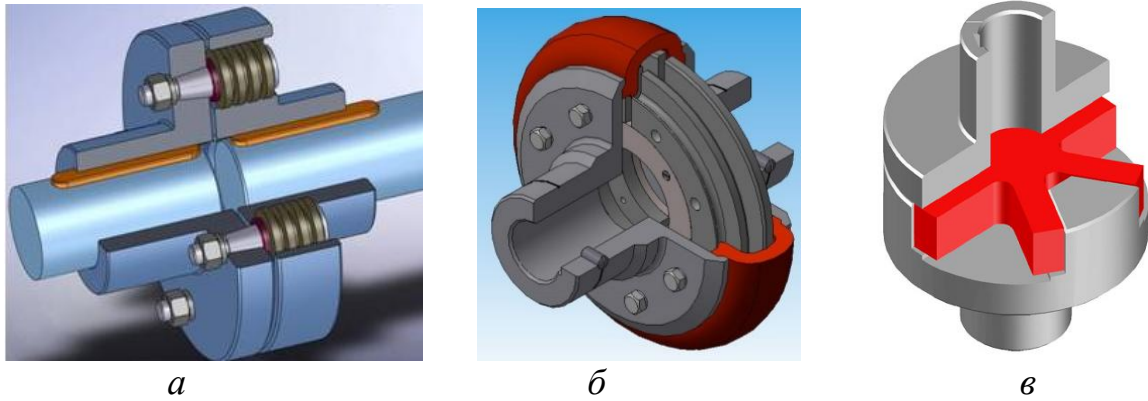


Рисунок 7.5

Тест 3. Деталі якої муфти зображені на ескізі (рис. 7.5)?



Рисунок 7.6

Тест 4. Деталі якої муфти зображені на ескізі (рис. 7.6)?

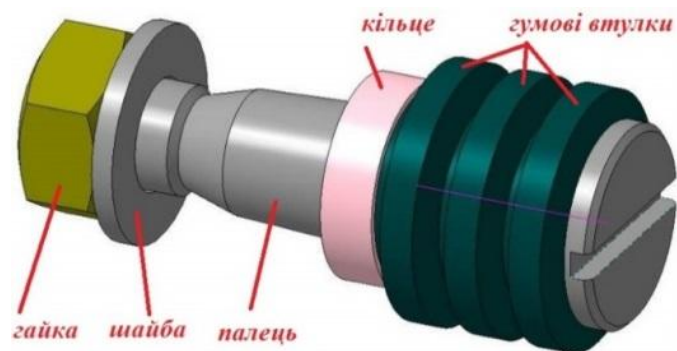


Рисунок 7.7

Задачі

Задача 1. Який розрахунковий момент може передати втулкова муфта з призматичними шпонками (виконання В) і розмірами, вказаними на ескізі (рис. 7.6)? Прийняти: для втулки $[\tau]_{кр} = 30$ МПа, для шпонок $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа. Ослаблення втулки пазом під шпонку не враховувати. Довідкові дані: $t_1 = 5,0$ мм.

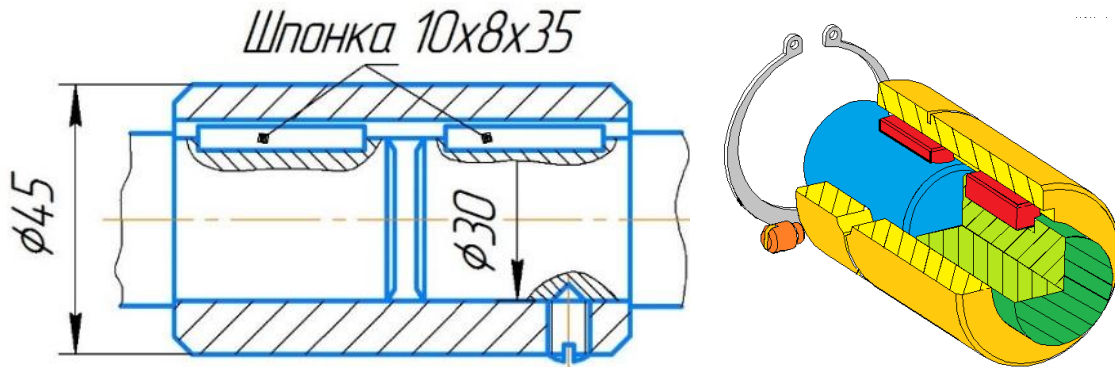


Рисунок 7.8

Задача 2. Розрахувати обертовий момент, який може передати фланцева муфта (рис. 7.7) з умови міцності болтів на зрізування, якщо 4 призонних болта діаметром $d_0 = 13$ мм установлені на діаметрі $D_0 = 120$ мм без зазору (виконання 2). Матеріал болтів сталь Ст 3, допустимі напруження з умови зрізування $[\tau]_{зр} = 130$ МПа.

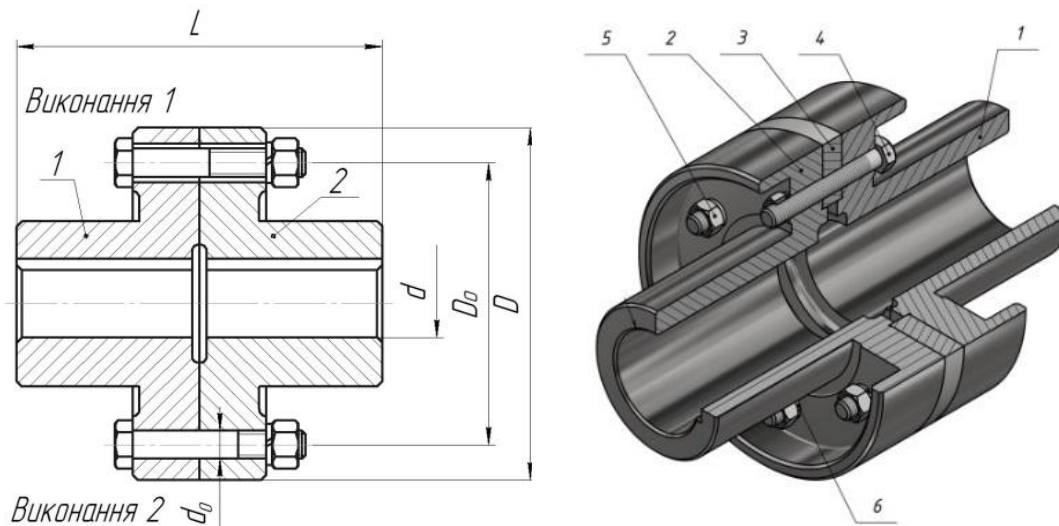


Рисунок 7.9

Задача 3. У запобіжній муфті зрізний штифт діаметром $d_{шт} = 10$ мм установлений від осі обертання вала на відстані $l = 100$ мм. Визначити обертовий момент, що може передати муфта (рис. 7.8), якщо допустимі напруження на зрізування штифта складають $[\tau]_{зр} = 100$ МПа.

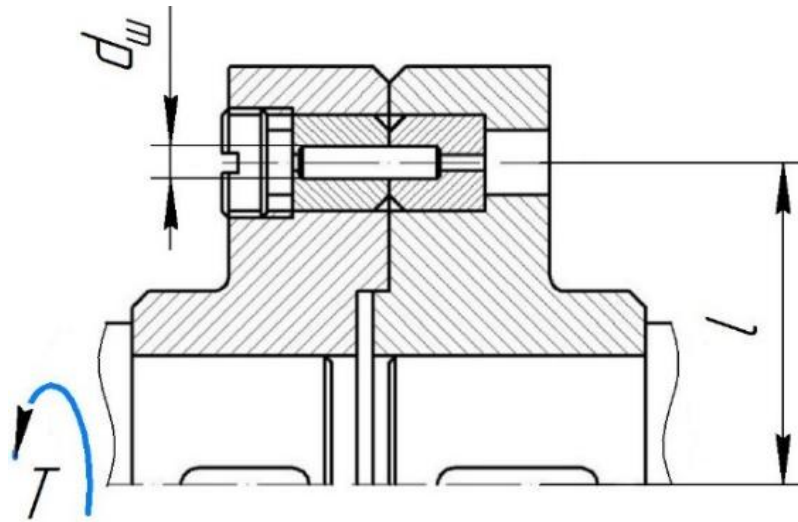


Рисунок 7.10

Задача 4. З умови міцності на зминання визначити номінальний розрахунковий момент, переданий кулачковою муфтою, якщо: кількість кулачків у муфті $z = 5$, розміри кулачка: $h = 15$ мм, $b = 15$ мм, $D_0 = 180$ мм (рис. 7.9) Допустимі напруження на зминання матеріалу кулачків $[\sigma]_{зм} = 50$ МПа.

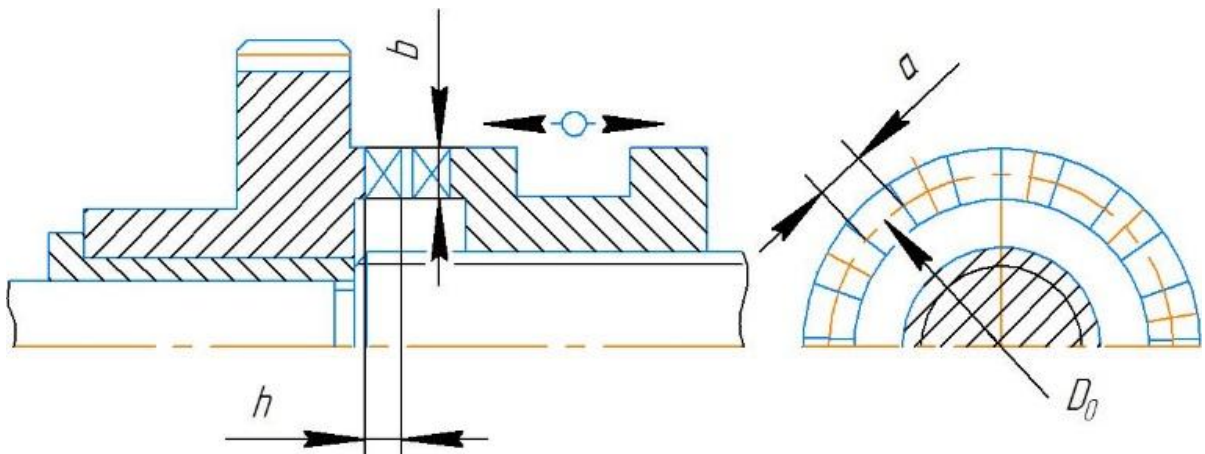


Рисунок 7.11

Задача 5. Розрахувати кількість зубців муфти з умови зминання поверхонь зубців (рис. 7.10), якщо: переданий обертовий момент $T = 400$ Н · м; коефіцієнт концентрації навантаження $K = 3$; ширина зуба $b = 40$ мм, модуль зачеплення $m = 5$ мм. Для довідки: допустимі напруження на зминання поверхонь зубців $[\sigma]_{зм} = 20$ МПа.

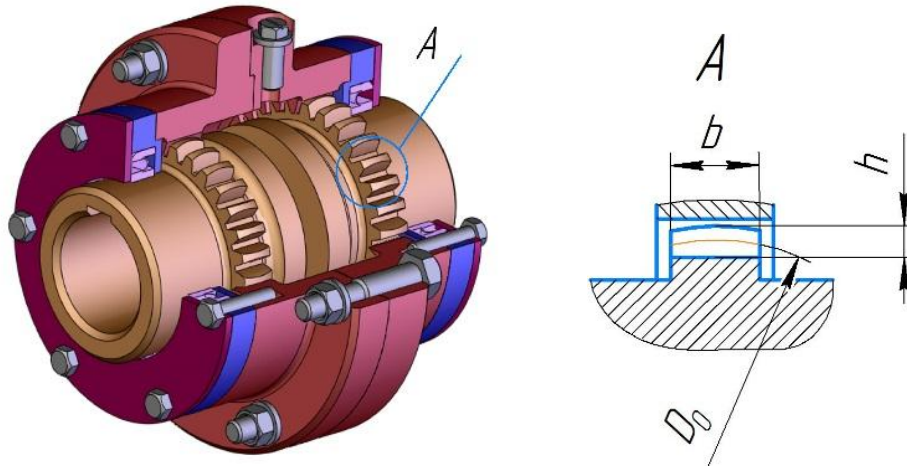


Рисунок 7.12

Задача 6. Визначити мінімально допустиму довжину гумової втулки, що розташована на пальці втулково-пальцевої муфти, якщо: потужність, передана муфтою, $P = 5$ кВт, частота обертання муфти $n = 300$ хв⁻¹, кількість пальців $z = 6$, коефіцієнт перевантаження $K_{\text{пер}} = 2$, діаметр пальців $d_{\text{п}} = 25$ мм, діаметр розташування пальців $D_0 = 120$ мм, допустимі напруження змінання для матеріалу гумової втулки $[\sigma]_{\text{зм}} = 3$ МПа (рис. 7.11).

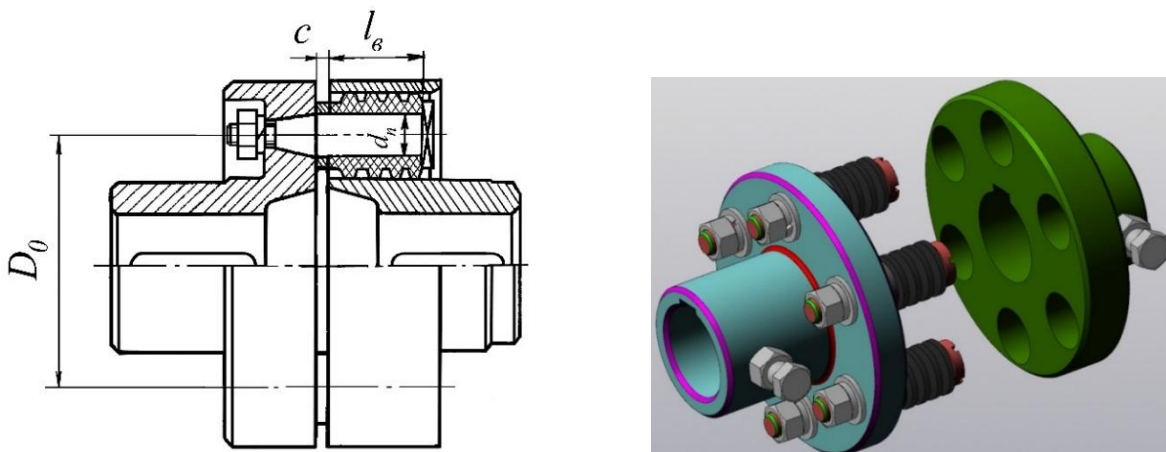


Рисунок 7.13

8 РІЗЬОВІ СПОЛУЧЕННЯ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
8.1. Загальні геометричні характеристики	[1, с. 21–28; 2, с. 32–35; 3, с. 102–105]	[7, с. 4]
8.2. Різьова пара. Співвідношення сил у різьовій парі	[1, с. 28–33; 2, с. 37–44; 3, с. 109–111]	[7, с. 4–6]
8.3. Розрахунки різей на міцність	[1, с. 33–35; 2, с. 35–37, 43–44; 3, с. 111–113]	[7, с. 6–8]
8.4. Розрахунки різьових сполучень на міцність	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131; 4, с. 183–190]	[7, с. 8–17]
8.4.1. Розрахунок незатягнутого болтового з'єднання	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 8–10]
8.4.2. Розрахунок болтового з'єднання, що навантажується силою зсуву	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 11–15]
8.4.3. Розрахунок затягнутого болтового з'єднання з урахуванням піддатливості стику	[1, с. 35–61; 2, с. 44–70; 3, с. 113–131]	[7, с. 15–17]
8.4.4. 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 різей і галузі їх застосування.
3. Перерахуйте основні геометричні параметри метричної різі.
4. Основні види кріпильних деталей і способів стопоріння.

5. Які матеріали використовуються для виготовлення кріпильних різьбових сполучень? Охарактеризуйте класи їх точності.
6. Як залежить момент, прикладений до гайки, від осьової сили на гвинті?
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. За якими напруженнями розраховують різьби? Які напруження є головними для кріпильних і ходових різьб?
11. За якою умовою 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 силою зсуву?
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 призводить ексцентричне навантаження болта?
19. Приведіть порядок розрахунків групового болтового з'єднання для випадків: з'єднання навантажене осьовою силою ваги, що проходить через центр стику; з'єднання навантажене силою, що діє в площині стику; загальний випадок навантаження з'єднання.

Приклади розв'язання задач

Приклад 1. У поперечному перерізі болта **M30** ($d_1 = 27,835$ мм, $d_2 = 28,701$ мм) від затяжки виникає напруження $\sigma_p = 120$ МПа (рис. 8.1). Визначити розрахункові напруження зрізу і зминання для різьби болта, гайки, якщо: $a = b = 0,78 \cdot p$ – для трикутної різьби; $p = 2,0$ мм; висота гайки дорівнює $H_r = 24$ мм.

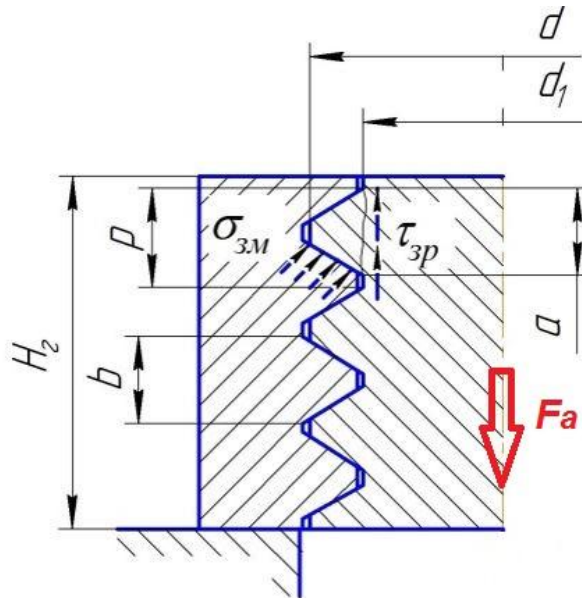


Рисунок 8.1

Розв'язання

1. Робочі напруження зрізання, які діють на виток різі болта:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a/z}{a \cdot \pi \cdot d_1} = \frac{F_a \cdot p}{H_2 \cdot a \cdot \pi \cdot d_1},$$

гайки:

$$\tau_{zp} = \frac{F_a/z}{b \cdot \pi \cdot d} = \frac{F_a \cdot p}{H_2 \cdot a \cdot \pi \cdot d},$$

де F_a – осьова сила, яка діє на витки різі. Силу F_a знаходимо з рівняння міцності болта на розтягання:

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}.$$

Звідки

$$F_a = \frac{1}{4} \cdot \sigma_p \cdot \pi \cdot d_1^2 = \frac{1}{4} \cdot 120 \cdot \pi \cdot 27,835^2 \cong 73022 \text{ Н};$$

де $a = b = 0,78 \cdot p = 0,78 \cdot 2 = 1,56$ мм – величина основи витків болта і гайки.

Тоді робочі напруження зрізання витка болта

$$\tau_{zp} = \frac{73022 \cdot 2}{24 \cdot 1,56 \cdot \pi \cdot 27,835} \cong 44,6 \text{ МПа},$$

гайки:

$$\tau_{zp} = \frac{73022 \cdot 2}{24 \cdot 1,56 \cdot \pi \cdot 30} \cong 41,4 \text{ МПа}.$$

2. Робочі напруження зминання, які діють на виток різі болта (гайки):

$$\sigma_{зм} = \frac{F_a / z}{h_1 \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F_a \cdot p}{H_z \cdot h_1 \cdot \pi \cdot d_2},$$

де $h_1 = (d - d_1) / 2 = (30 - 27,835) / 2 \cong 1,082 \text{ мм}$ – висота профілю витка різі.

Звідки

$$\sigma_{зм} = \frac{73022 \cdot 2}{24 \cdot 1,082 \cdot \pi \cdot 28,701} \cong 62,4 \text{ МПа}.$$

Приклад 2. Гвинт має однозахідну різь квадратного профілю з зовнішнім діаметром $d = 40 \text{ мм}$ і внутрішнім $d_1 = 32 \text{ мм}$ (рис. 8.2). Яку силу F треба прикласти на плечі $l = 500 \text{ мм}$, щоб створити осьову силу $F_a = 30 \text{ кН}$? Чи буде гвинтова пара самогальмуючою? Визначити ККД гвинтової пари, якщо $f = 0,12$.

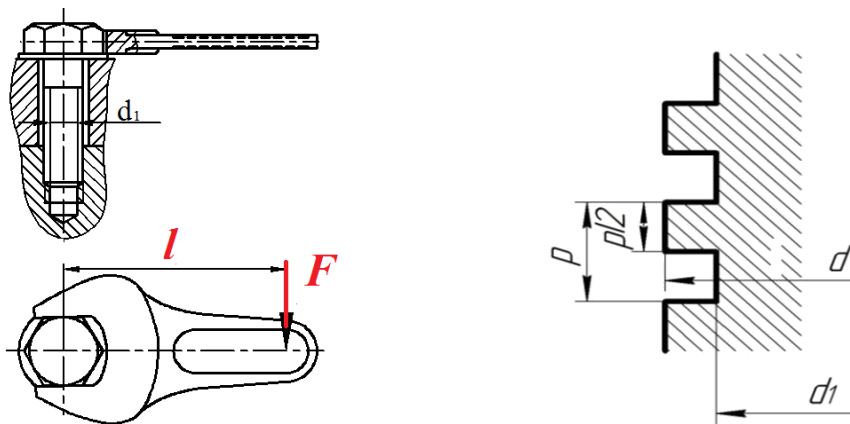


Рисунок 8.2

Розв'язання

1. Силкові співвідношення у гвинтовій парі (прямий рух)

$$F_t = F_a \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi'),$$

де F_t – колова сила, яка створює момент у різі T ;

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{8}{\pi \cdot 36} \cong 3,18^0 - \text{кут підйому різі};$$

$$d_2 = \frac{d + d_1}{2} = \frac{40 + 32}{2} = 36 \text{ мм.}$$

Із рис. 8.2 маємо, що $\frac{p}{2} = \left(\frac{d - d_1}{2} \right)$, оскільки різь квадратного профілю.

$$\text{Тоді } p = d - d_1 = 40 - 32 = 8 \text{ мм.}$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos(\alpha/2)} = \operatorname{arctg} \frac{0,12}{\cos(0^0/2)} \cong 6,84^0 - \text{приведений кут тертя.}$$

$\alpha = 0^0$ – для різі квадратного профілю.

Тоді

$$F_t = 30 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg}(3,18^0 + 6,84^0) \cong 5301 \text{ Н.}$$

2. Момент у різі дорівнює

$$T = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = 5301 \cdot \frac{36}{2} = 95418 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Оскільки $T = F \cdot l$, сила F , яку треба прикласти на плечі l , дорівнює

$$F = \frac{T}{l} = \frac{95418}{500} \cong 191 \text{ Н.}$$

3. Умова самогальмування гвинтової пари

$$\varphi' > \gamma.$$

$6,84^0 > 3,18^0$ – умова самогальмування виконується.

4. ККД гвинтової пари дорівнює

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 3,18^0}{\operatorname{tg}(3,18^0 + 6,84^0)} \cong 0,31.$$

Приклад 3. Скоба для кріплення тросу з'єднана з дерев'яною балкою болтом, як показано на ескізі (рис. 8.3). Троси відхиляються від вертикалі на кут $\alpha = 30^0$ й навантажуються зусиллям $F = 16$ кН кожний. Підібрати стандартний болт, що забезпечує міцність кріплення, якщо допустимі напруження розтягу для нього $[\sigma_p] = 80$ МПа. Болт розглядається

як незатягнутий. Визначити зовнішній діаметр шайби D , що підкладається під головку болта, якщо внутрішній діаметр шайби $d_0 = d + 1$ мм (d – зовнішній діаметр болта, розрахований раніше), допустимі напруження зминання для дерева $[\sigma_{зм}] = 6$ МПа.

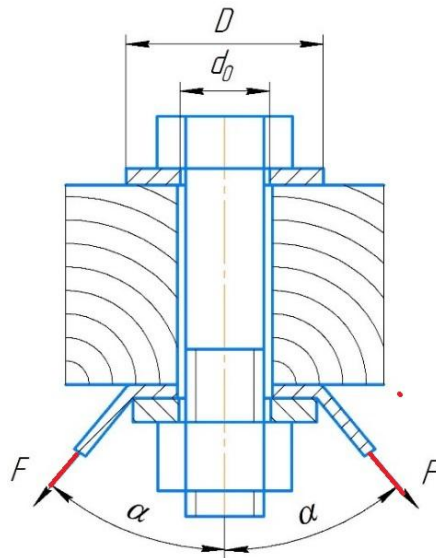


Рисунок 8.3

Розв'язання

1. З умови міцності болта на розтяг

$$\sigma_p = \frac{F_a}{A} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

де F_a – осьова сила, яка діє на болт. Силу F_a знаходимо із рівняння

$$F_a = 2 \cdot F \cdot \cos \alpha = 2 \cdot 16 \cdot 10^3 \cdot \cos 30^\circ \cong 27713 \text{ Н.}$$

Звідки

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27713}{\pi \cdot 80}} \cong 21 \text{ мм.}$$

Із стандарту обираємо болт із різью М27.

Тоді $d_0 = d + 1 = 27 + 1 = 28$ мм.

2. Зовнішній діаметр шайби D , що підкладається під головку болта, визначаємо з умови міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F_a}{A_1} = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot (D^2 - d_0^2)} \leq [\sigma]_p.$$

Звідки

$$(D^2 - d_0^2) \geq \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_{3M}}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_{3M}} + d_0^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27713}{\pi \cdot 6} + 28^2} \cong 81,6 \text{ мм.}$$

Із ряду нормальних лінійних розмірів приймаємо $D = 82 \text{ мм}$.

Тести

Тест 1. Із представлених різних типів різей (рис. 8.4, а–в) обрати ліву різь.

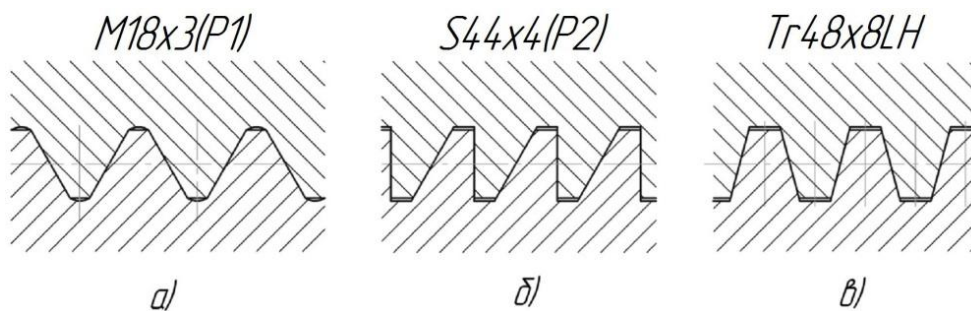


Рисунок 8.4

Тест 2. Кришка циліндру кріпиться до корпусу болтами кількістю $z = 6$. У циліндрі знаходиться рідина під тиском $p = 5 \text{ МПа}$. Які напруження виникають у тілі болта (рис. 8.5)?

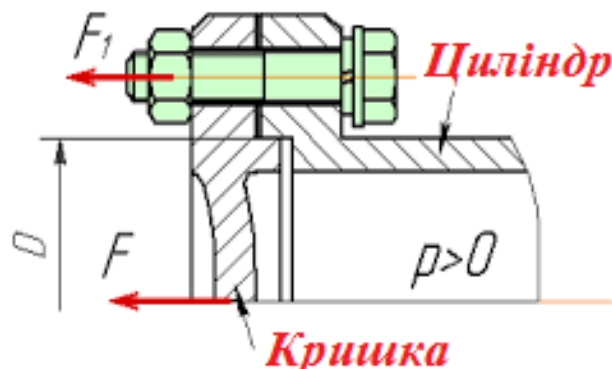


Рисунок 8.5

Тест 3. Які напруження виникають у небезпечному перерізі болта 1 під дією сили F , якщо: зовнішній діаметр різі болта d , внутрішній діаметр d_1 (рис. 8.6).

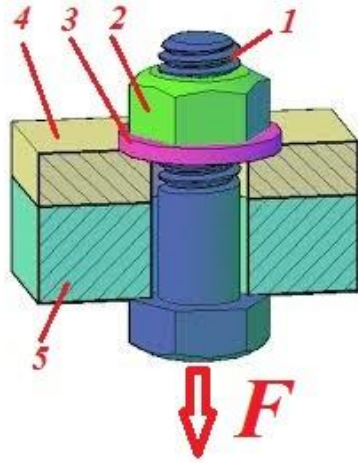


Рисунок 8.6

Задачі

Задача 1. Порівняти коефіцієнти корисної дії двох варіантів різьової пари (рис. 8.7). Варіант 1: M20x1,5; $d_2 = 19$ мм; коефіцієнт тертя $f = 0,16$. Варіант 2: Tr50x12; $d_2 = 44$ мм; коефіцієнт тертя $f = 0,08$. Дати пояснення щодо виконаних розрахунків та зроблених висновків.

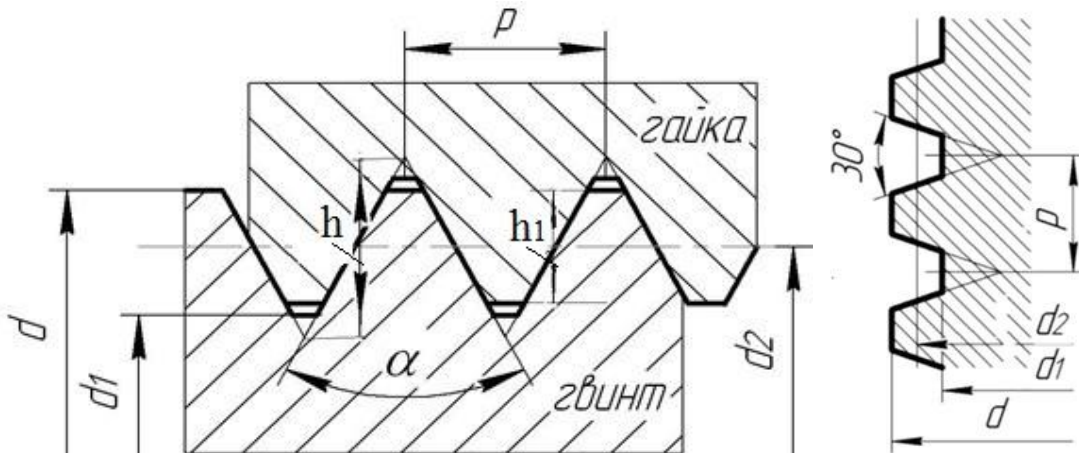


Рисунок 8.7

Задача 2. Визначити допустиму силу затягування болта F_a з костьільною голівкою (рис. 8.8), якщо: допустиме напруження $[\sigma] = 60$ МПа, внутрішній діаметр різі $d_1 = 18,933$ мм. Скручування болта не враховувати.

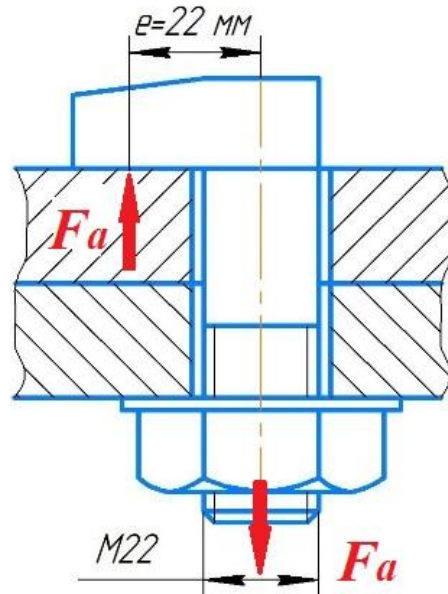


Рисунок 8.8

Задача 3. Кришка циліндричного резервуара прикріплена до його фланця 16 болтами зі сталі Ст. 3 (рис. 8.9). Визначити необхідний діаметр болтів, якщо тиск газу в резервуарі $p = 25$ атм (1 атм $\cong 101325$ Па). Для розрахунку прийняти допустимі напруження розтягу $[\sigma_p] = 80$ МПа.

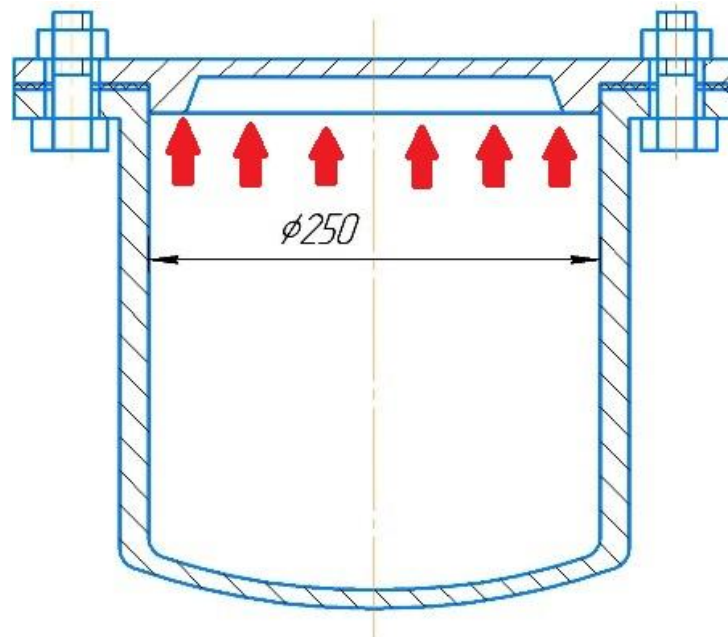


Рисунок 8.9

Задача 4. Перевірити на міцність різбову частину вантажної скоби (рис. 8.10), розрахованої на підйом вантажу масою $m = 150$ тонн. Різь трапецеїдальна з параметрами: $d = 180$ мм, $d_1 = 158$ мм. Для розрахунку прийняти допустимі напруження розтягу $[\sigma]_p = 80$ МПа.

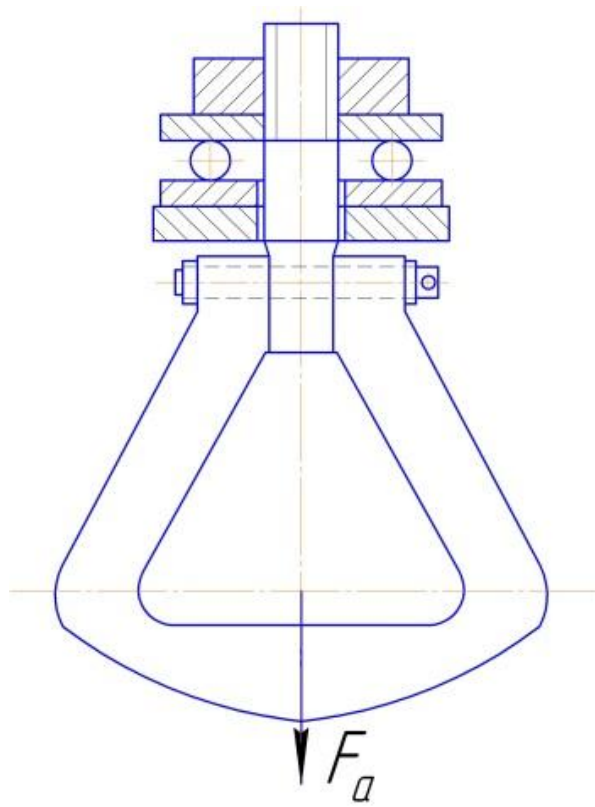


Рисунок 8.10

9 ШПОНКОВІ І ШЛІЦЬОВІ З'ЄДНАННЯ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
9.1. Призначення й класифікація шпонкових з'єднань	[1, с. 91–94; 3, с. 131–135]	
9.2. З'єднання призматичною шпонкою	[1, с. 94–95; 3, с. 136–138]	
9.3. З'єднання сегментною шпонкою	[2, с. 133–134]	
9.4. З'єднання врізною клинковою і тангенціальною шпонкою	[3, с. 135–139]	
9.5. Матеріали шпонок. Допустимі напруження при розрахунках	[1, с. 94]	
9.6. Шліцьові з'єднання. Конструкція й класифікація	[2, с. 135–154]	
9.6.1. З'єднання із прямокутним профілем шліців і їх розрахунки	[2, с. 135–154]	
9.6.2. З'єднання з евольвентним профілем шліців і їх розрахунки	[2, с. 135–154]	
9.6.3 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 за напруженнями 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?

Приклади вирішення задач

Приклад 1. Зубчасте колесо (рис. 9.1) встановлено на валу діаметром $d = 40$ мм за допомогою призматичної шпонки 2 (виконання – тип А) з параметрами $b \times h = 12 \times 8$ мм, глибиною шпонкового пазу на валу $t_1 = 5$ мм. Крутний момент, яким навантажується з'єднання, $T = 280$ Н·м. Визначити мінімальну довжину призматичної шпонки l , яка необхідна для передачі такого моменту, якщо допустимі напруження зминання матеріалу шпонки $[\sigma_{зм}] = 160$ МПа.

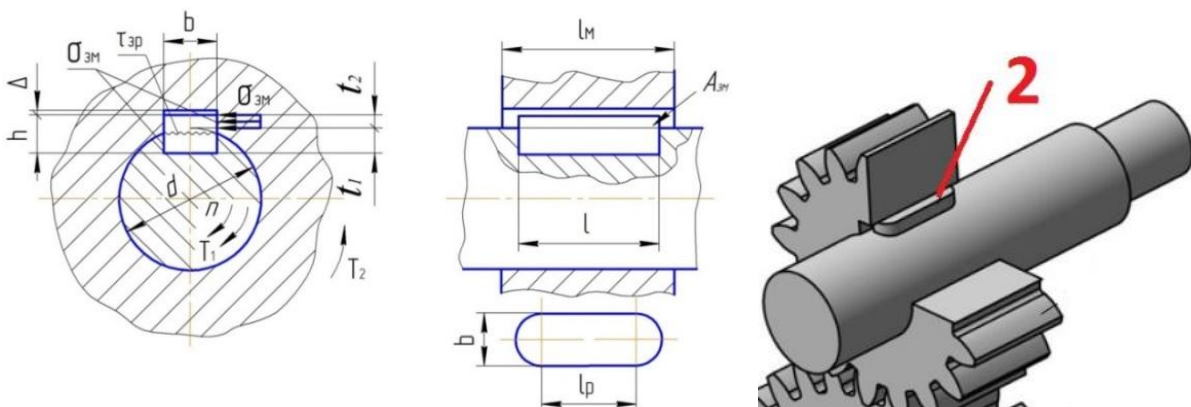


Рисунок 9.1

Розв'язання

1. Умова міцності шпонки на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм} = (h - t_1) \cdot l_p$ – площа зминання;

$K_{пер}$ – не заданий, тому приймаємо $K_{пер} = 1$;

$l_p = l - b$ – робоча довжина шпонки.

Звідки робоча довжина шпонки дорівнює

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{зм}} = \frac{2000 \cdot 280 \cdot 1}{40 \cdot (8 - 5) \cdot 160} \cong 29,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо $l_p = 30 \text{ мм}$.

2. Довжина шпонки

$$l = l_p + b = 30 + 12 = 42 \text{ мм.}$$

Із стандартного ряду вибираємо довжину шпонки $l = 45 \text{ мм}$.

Приклад 2. Для з'єднання зубчастого колеса з валом редуктора із стандарту вибрати призматичну шпонку (виконання – тип А), перевірити з'єднання на міцність (рис. 9.2). Колова сила в зубчастому зачепленні $F_t = 3,0 \text{ кН}$; матеріал зубчастого колеса – сталь 45 ($[\sigma]_{зм} = 160 \text{ МПа}$); матеріал вала – сталь Ст.6 ($[\sigma]_{зм} = 120 \text{ МПа}$). Для розрахунку приймаємо $l = 1,5 \cdot d$.

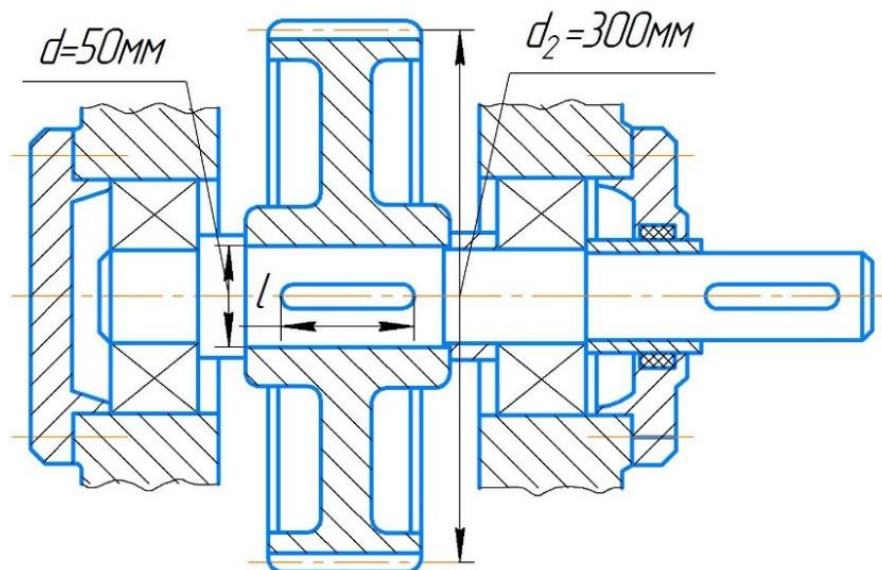


Рисунок 9.2

Розв'язання

1. Із стандарту для діаметра вала $d = 50 \text{ мм}$ вибираємо призматичну шпонку з параметрами $b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}$, глибиною шпонкового пазу на валу $t_1 = 6 \text{ мм}$.

2. Умови міцності шпонки на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм} = (h - t_1) \cdot l_p$ – площа зминання;

$$T = \frac{F_t \cdot d_2}{2000} = \frac{3 \cdot 10^3 \cdot 300}{2000} = 450 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$K_{пер}$ – не заданий, тому приймаємо $K_{пер} = 1$;

$$l = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ мм};$$

$$l_p = l - b = 75 - 16 = 59 \text{ мм} \text{ – робоча довжина шпонки.}$$

Звідки

$$\sigma_{зм} = \frac{2000 \cdot 450 \cdot 1}{50 \cdot (10 - 6) \cdot 59} \cong 76,3 \text{ МПа.}$$

Оскільки більш слабким елементом конструкції є вал, виконаний із сталі Ст.6 ($[\sigma_{зм}] = 120 \text{ МПа}$):

$$76,3 \text{ МПа} < 120 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зм} < [\sigma]_{зм} \text{ – міцність шпонки забезпечена.}$$

Приклад 3. При проведенні перевірочних розрахунків було вирішено замінити шпонкове з'єднання ведучої зірочки ланцюгової передачі з валом на шліцьове з'єднання, із розмірами, указаними на ескізі (рис. 9.3). Розрахуйте, як зміниться навантажувальна здатність з'єднання в результаті такої заміни, якщо всі інші параметри: $T = 130 \text{ Н} \cdot \text{м}$, довжина маточини зірочки $l_M = 40 \text{ мм}$ – однакові для обох з'єднань. Для шпонки прийняти $l = l_M$. Матеріал зірочки – сталь Ст.6 ($[\sigma_{зм}] = 120 \text{ МПа}$).

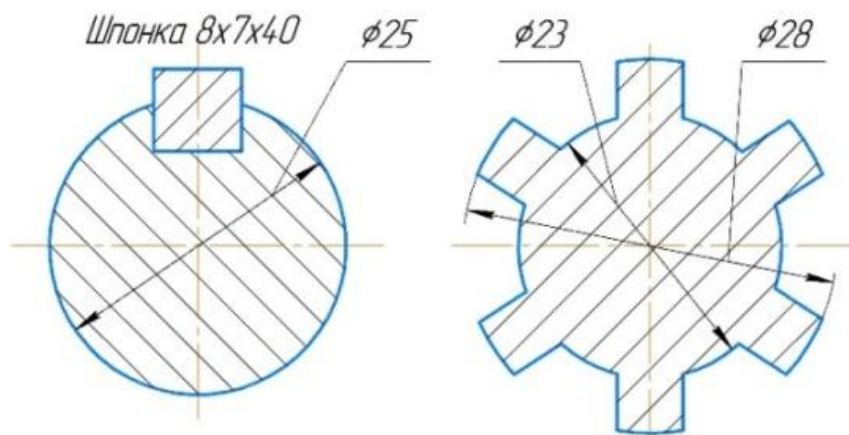


Рисунок 9.3

Розв'язання

1. Умова міцності шпонки на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $A_{зм} = (h - t_1) \cdot l_p$ – площа зминання;

$t_1 = 4 \text{ мм}$ – глибина пазу на валу;

$K_{пер}$ – не заданий, тому приймаємо $K_{пер} = 1$;

$l_p = l - b = 40 - 8 = 32 \text{ мм}$ – робоча довжина шпонки.

$$\sigma_{зм} = \frac{2000 \cdot 130 \cdot 1}{25 \cdot (7 - 4) \cdot 32} \cong 108,3 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм} = 120 \text{ МПа} \text{ – міцність шпоно-$$

чного з'єднання забезпечена.

З'єднання може передати обертовий момент

$$T \leq \frac{[\sigma]_{зм} \cdot d \cdot (h - t_1) \cdot l_p}{2000 \cdot K_{пер}} = \frac{120 \cdot 25 \cdot (7 - 4) \cdot 32}{2000 \cdot 1} = 144 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Умова міцності шліца на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2000 \cdot T \cdot K_{пер}}{z \cdot d_m \cdot h \cdot l \cdot \zeta} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $z = 6$ – кількість шліців у з'єднанні (див. рис. 9.3);

d_m – середній діаметр з'єднання: $d_m = \frac{D + d}{2} = \frac{28 + 23}{2} = 25,5 \text{ мм}$;

h – висота робочої поверхні контакту зубців:
 $h = \frac{D - d}{2} = \frac{28 - 23}{2} = 2,5 \text{ мм}$;

$l = 40 \text{ мм}$ – довжина шліцевого з'єднання (довжина маточини деталі, розміщеної на валу);

ζ – коефіцієнт, який ураховує концентрацію дотичного тиску на краях шліцевого з'єднання: $\zeta = 0,80$.

Звідки

$$\sigma_{зм} = \frac{2000 \cdot 130 \cdot 1}{6 \cdot 25,5 \cdot 2,5 \cdot 40 \cdot 0,8} \cong 21,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{зм} = 120 \text{ МПа}$$

– міцність шліцевого з'єднання забезпечена

З'єднання може передати обертовий момент

$$T \leq \frac{[\sigma]_{з.м} \cdot z \cdot d_m \cdot h \cdot l \cdot \zeta}{2000 \cdot K_{пер}} = \frac{120 \cdot 6 \cdot 25,5 \cdot 2,5 \cdot 40 \cdot 0,8}{2000 \cdot 1} = 734,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

3. Навантажувальна здатність з'єднання підвищиться у $\frac{734,4}{144} = 5,1$ разів.

Тести

Тест 1. Із наведених на ескізі шпонок (рис. 9.4) оберіть призматичну шпонку виконання С.

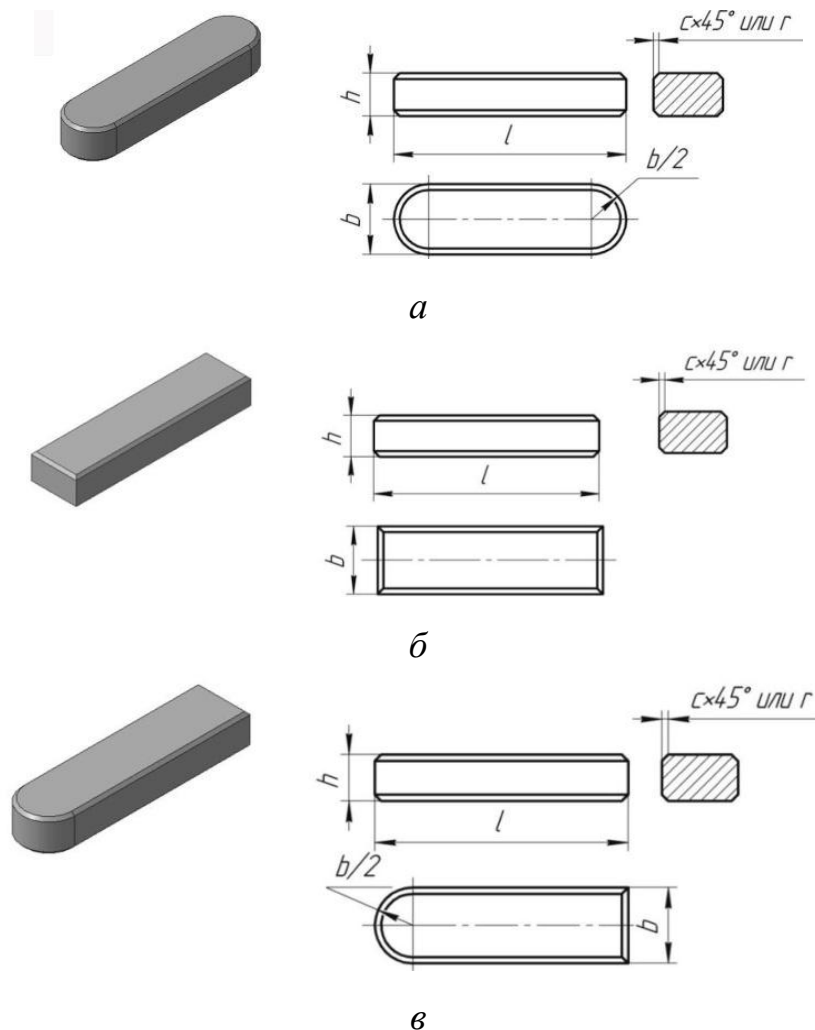


Рисунок 9.4

Тест 2. На ескізі представлені шліцьові з'єднання (рис. 9.5). Оберіть шліцьове з'єднання з прямобічними шліцями.

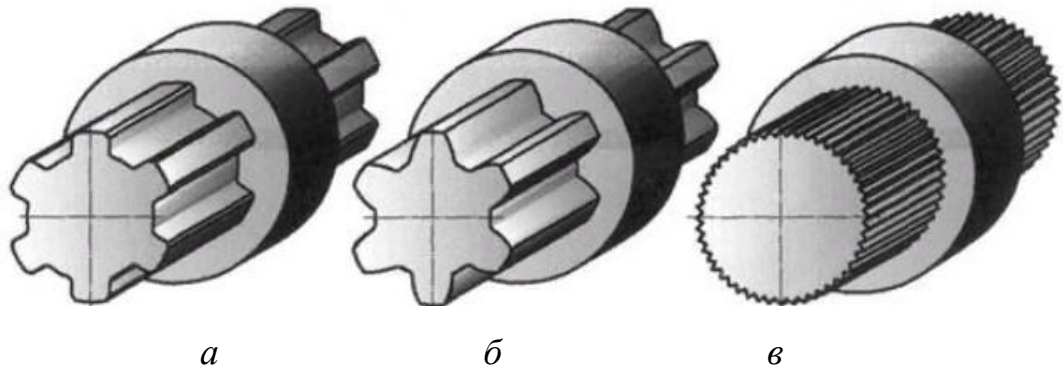


Рисунок 9.5

Тест 3. Визначте, який із двох типів шпонкових з'єднань за допомогою сегментних (1) і призматичних (2) шпонок, що представлені на ескізі (рис. 9.6), мають більшу навантажувальну здатність, якщо діаметр вала у з'єднаннях 1 і 2 однаковий. Розрахункова робоча довжина шпонок однакова. Момент, який передають з'єднання, теж однаковий.

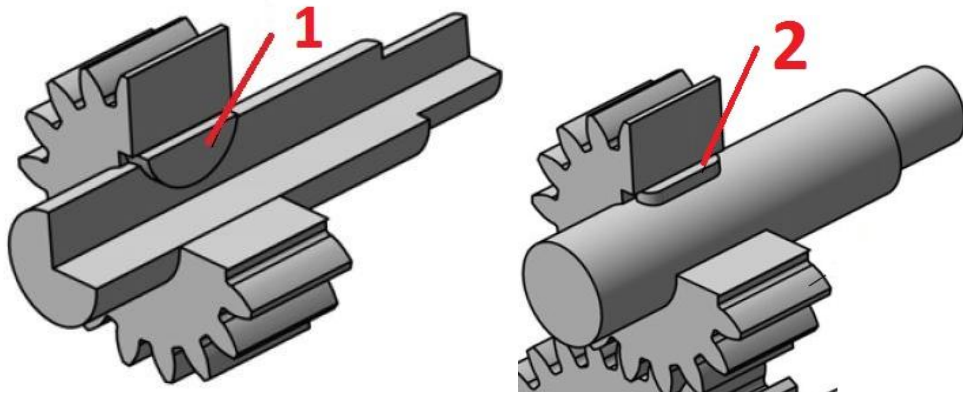


Рисунок 9.6

Тест 4. Порівняйте навантажувальну здатність шпонкового з'єднання 1 та шліцьового з'єднання 2 з розмірами, представленими на ескізі. Довжина маточин шестерні і колеса однакова. Момент, який передають з'єднання теж однаковий (рис. 9.7).

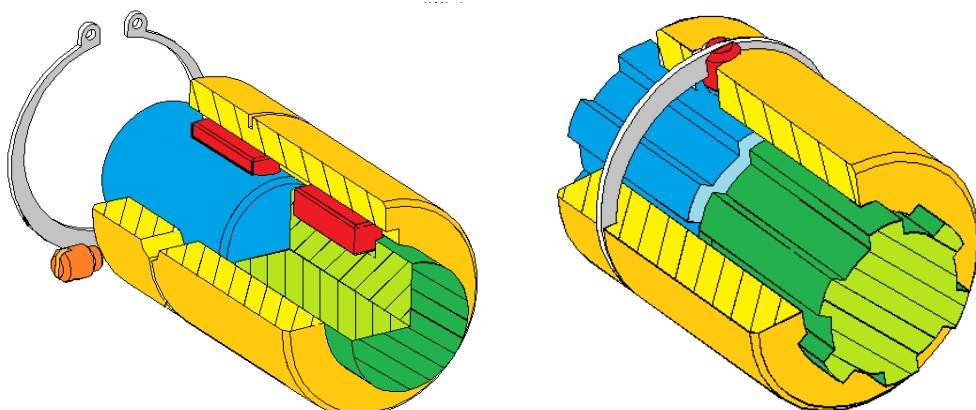


Рисунок 9.7

Тест 2. Оберіть правильне позначення шліцевого з'єднання, представленого на ескізі (рис. 9.8).

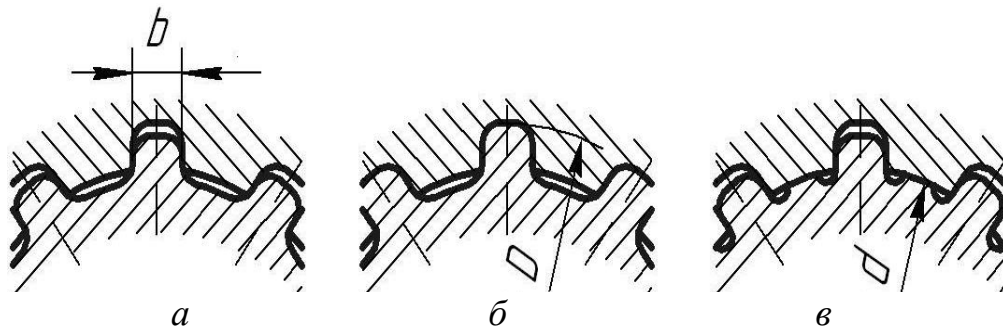


Рисунок 9.8

Задачі

Задача 1. Зубчасте колесо закріплене на валу з $d = 60$ мм за допомогою сегментної шпонки 1 з розмірами: $b = 8$ мм, $h = 10$ мм, $l = 24,5$ мм (рис. 9.9). Під час роботи шпонка виявилася зрізаною. Визначити колову силу на колесі, при якій відбувся зріз шпонки. Дільний діаметр колеса – 240 мм. Допустиме напруження зрізу матеріалу шпонки $[\tau_{зр}] = 160$ МПа.

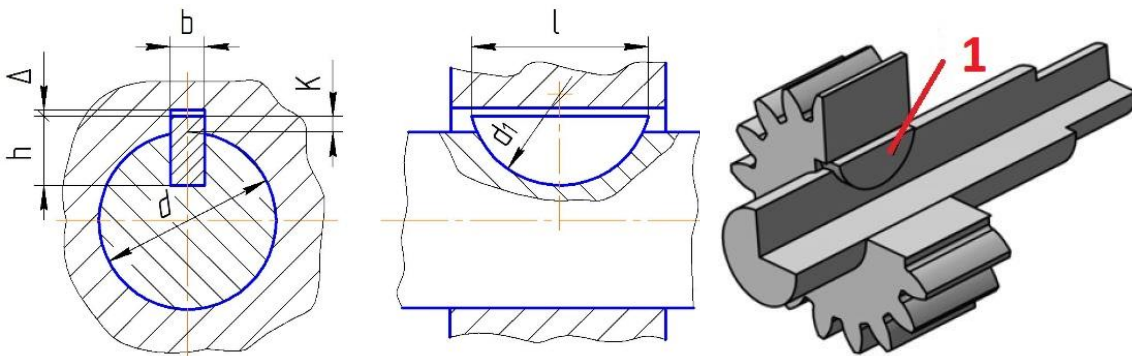


Рисунок 9.9

Задача 2. На ескізі зображений вхідний вал коробки передач горизонтально-фрезерного верстата (рис. 9.10). Із довідкових даних стандарту вибрати призматичні шпонки (виконання А) для шківів і шестерні і перевірити з'єднання на міцність. Колова сила на шківі $F_t = 1,0$ кН. Матеріал шківів – чавун СЧ18-36 ($[\sigma]_{зм} = 100$ МПа); матеріал шестерні – сталь 45 ($[\sigma]_{зм} = 160$ МПа). Для розрахунку прийняти довжину шпонок із рекомендацій: $l = 1,5 \cdot d$, де d – діаметр вала під шпонкою, а саме: 42 мм, 53 мм.

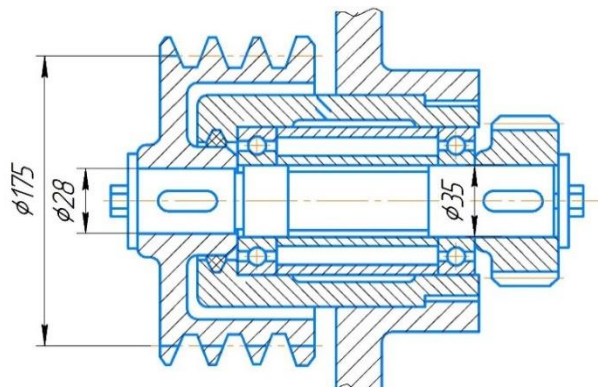


Рисунок 9.10

Задача 3. Шестерня з'єднана з валом за допомогою циліндричної шпонки (рис. 9.11). Визначити напруження зрізу і напруження зминання, що виникають у з'єднанні. Колова сила в зубчастому зачепленні $F_t = 2,0$ кН, $d_{ш} = 10$ мм, $l_{ш} = 45$ мм. Діаметр вала дорівнює $d = 30$ мм.

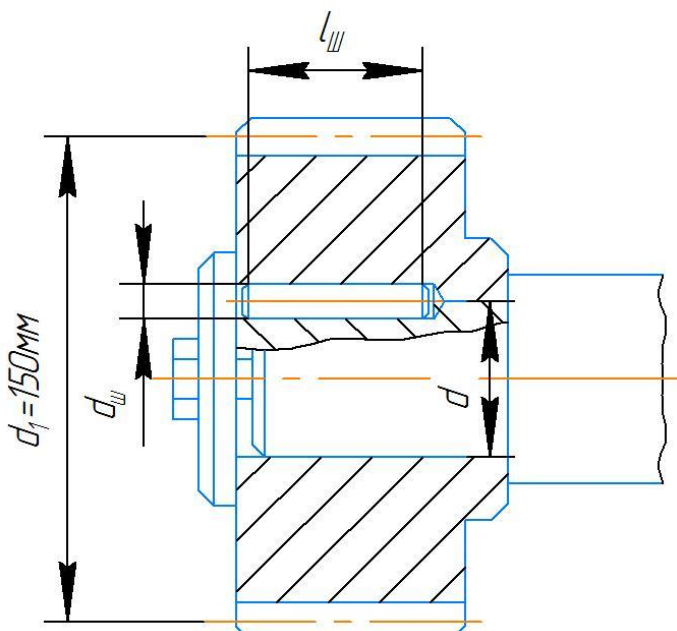


Рисунок 9.11

Задача 4. Блокова шестірня в коробці швидкостей установлена на шліцьовому валу (рис. 9.12). Мінімально можливий діаметр вала $d = 23$ мм. Виконати перевірочний розрахунок шліцьового з'єднання з умови зминання, якщо відомо, що довжина блокової шестірні $l = 70$ мм, передана потужність $P = 10$ кВт при частоті обертання $n = 1000$ хв⁻¹, переміщення блоку здійснюється без навантаження, допустимі напруження на зминання рівні $[\sigma_{зм}] = 30$ МПа.

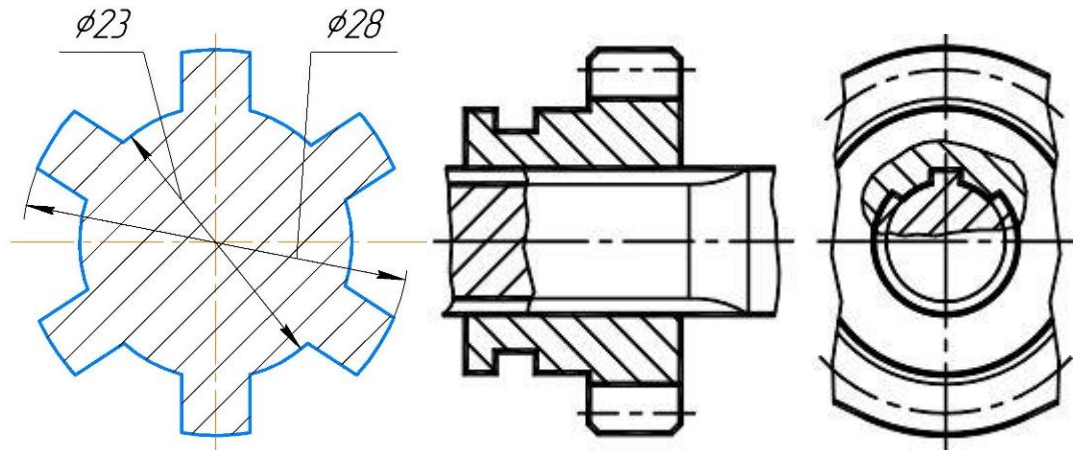


Рисунок 9.12

Задача 5. Порівняти величини робочих напружень змінання, які виникають на робочих поверхнях шпонкового 1 та шліцьового 2 з'єднань (рис. 9.13). У з'єднанні 1 застосована призматична шпонка «Шпонка 7 x 7 x 40» (виконання А) для діаметра вала – $d = 25$ мм з глибиною паза на валу $t_1 = 4$ мм і довжиною $l = 33$ мм. У з'єднанні 2 застосовані прямобічні шліці « $d - 6 \times 23f7 \times 28a11 \times 6h9$ ». Довжина маточини шестерні діаметром $d_1 = 60$ мм і довжина маточини зубчастого колеса діаметром $d_2 = 120$ мм однакова і дорівнює $l_m = 40$ мм. Шестерня навантажується обертовим моментом $T_1 = 200$ Н · м.

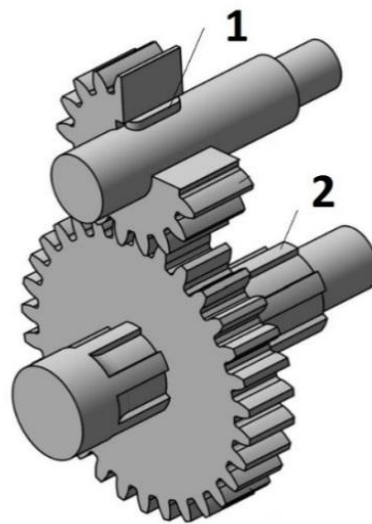


Рисунок 9.13

10 НЕРОЗ'ЄМНІ СПОЛУЧЕННЯ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції		Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу		
10.1. Загальні відомості про зварні з'єднання	[1, с.66; 2, с.78; 3, с.160–165]		
10.2. Стикове з'єднання деталей	[1, с.66–82; 2, с.81–83; 3, с.165]	[7, с.23–25]	
10.3. Напусткове з'єднання	[1, с.66–82; 2, с.83–90; 3, с.165–167]	[7, с.25–27]	
10.4. Таврове з'єднання	[1, с.66–82; 3, с.168]	[7, с.27]	
10.5. З'єднання контактним зварюванням	[1, с.76–78; 2, с.90–92; 3, с.168–169]	[7, с.28]	
10.6. 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 увігнутої форми поперечного перерізу кутового шва?
4. Чому не рекомендують застосовувати довгі флангові шви?
5. Перелічіть галузі 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?

Приклади вирішення задач

Приклад 1. Тягу, яку зруйновано, відремонтовано зваркою «в стик» (рис. 10.1). Розрахувати силу, якою може бути навантажено з'єднання, якщо переріз тяги $b \times \delta = 60 \times 20$ мм. Зварка виконана вручну електродом звичайної якості. Матеріал тяги – сталь 40 ($[\sigma]'_p = 100$ МПа). Тяга навантажена статичною силою.

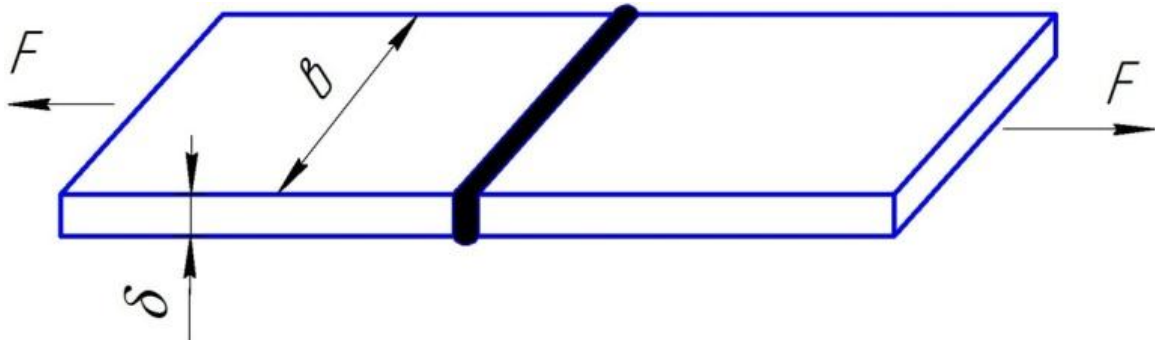


Рисунок 10.1

Розв'язання

1. Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F , умова міцності має вигляд

$$\sigma_p = F/A = F/(b \cdot \delta) \leq [\sigma]'_p.$$

Звідки

$$F \leq [\sigma]'_p \cdot b \cdot \delta = 100 \cdot 60 \cdot 20 = 120\,000 \text{ Н}.$$

Приклад 2. Пластини зварені між собою «в напуск» із застосуванням двох лобових і двох флангових швів (рис. 10.2). Пластини мають товщину $\delta = 10$ мм, довжина лобового шва $b = 100$ мм. На пластини діє сила $F = 8000$ Н. Визначити необхідну величину катета зварного шва, якщо довжина флангового шва дорівнює 200 мм, а допустиме напруження зрізу для зварного шва дорівнює $[\tau]_{зр}' = 60$ МПа.

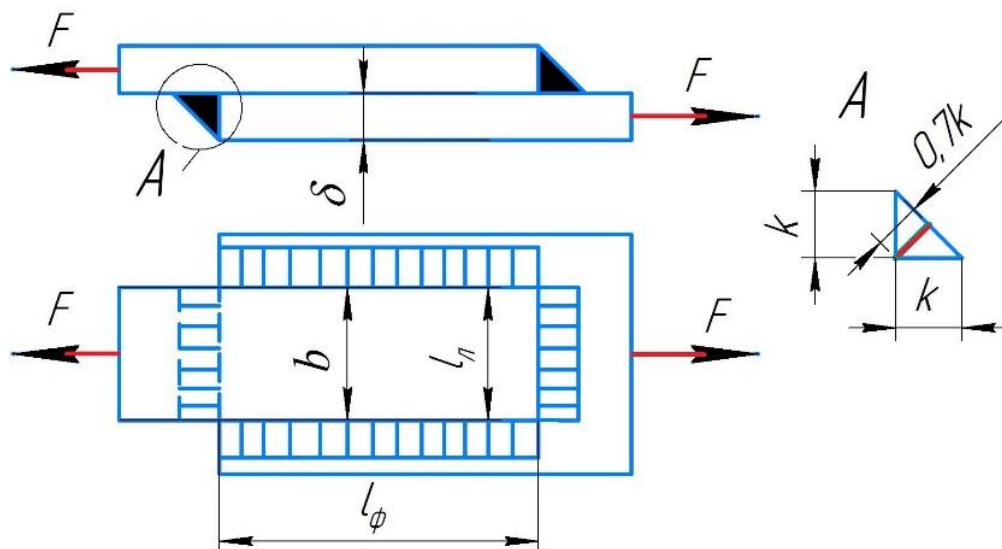


Рисунок 10.2

Розв'язання

1. Якщо з'єднання навантажене силою розтягу F , умова міцності має вигляд

$$\tau_{зр} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_p} \leq [\tau]_{зр},$$

де l_p – розрахункова довжина зварних швів. У разі наявності комбінованих швів розрахункова довжина зварних швів дорівнює $l_p = 0,3 \cdot l_n + 1,5 \cdot l_\phi$.

Тести

Тест 1. На ескізі представлені напунктові зварні з'єднання утворені кутовими зварними швами (рис. 10.3). Оберіть зварне з'єднання, яке створено лобовими швами.

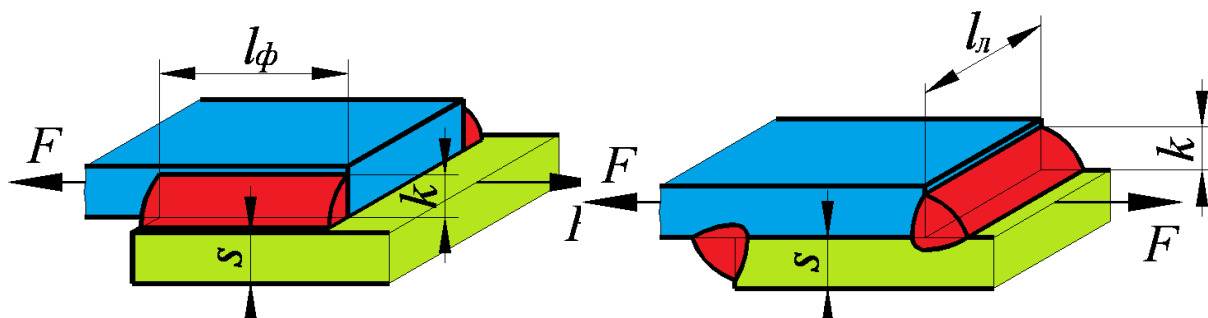


Рисунок 10.3

Тест 2. На ескізі представлені зварні з'єднання, створені різними типами зварних швів (рис. 10.4). Оберіть напусткове зварне з'єднання, яке створено кутовими швами.

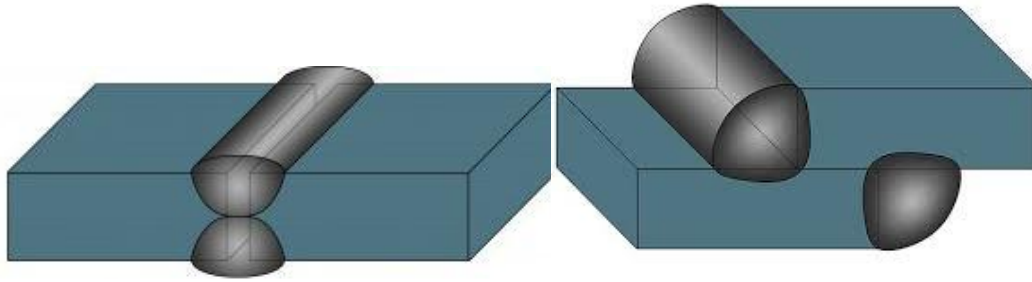


Рисунок 10.4

Задачі

Задача 1. Пластину з розмірами: $\delta = 10$ мм, $b = 100$ мм приварено до стінки двома кутовими швами (рис. 10.4). На пластину діє сила $F_1 = 8000$ Н. Визначити необхідну величину катета зварного шва, якщо допустиме напруження зрізу для зварного шва дорівнює $[\tau]_{зр}' = 60$ МПа.

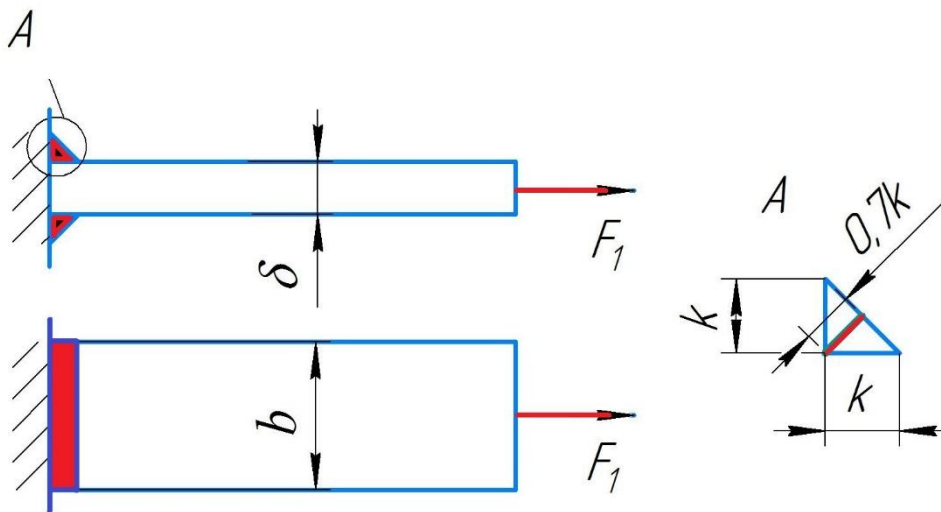


Рисунок 10.5

Задача 2. Труба з розмірами: зовнішнім діаметром $D = 150$ мм, внутрішнім діаметром $d = 120$ мм приварена до вертикальної стінки по контуру кутовим зварним швом (рис. 10.5). Труба навантажена осьовою силою $F_1 = 50$ кН. Визначити величину катета, яким необхідно приварити трубу, з умови, що допустимі напруження зрізу для зварного шва дорівнюють $[\tau]_{зр}' = 60$ МПа.

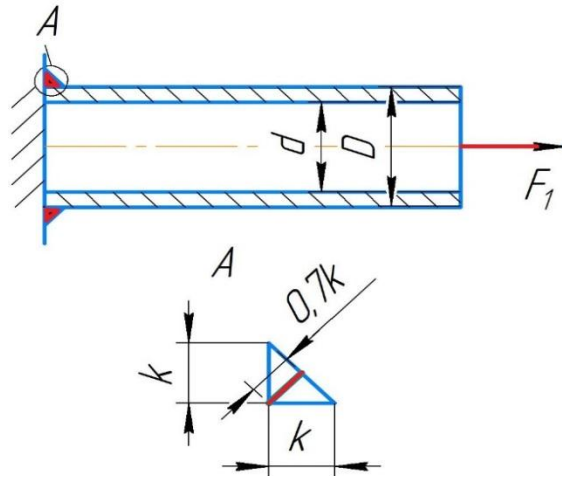


Рисунок 10.6

Задача 3. Дві пластини з розмірами: $\delta = 10$ мм, $b = 100$ мм зварені між собою стиковим швом (рис. 10.6). На пластини діє момент згину $M = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Перевірте міцність зварного шва, якщо допустиме напруження для зварного шва дорівнює $[\sigma]_{\text{зг}}' = 120$ МПа.

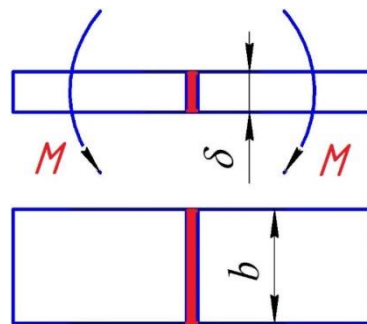


Рисунок 10.7

Задача 4. Пластину з розмірами: $\delta = 10$ мм, $b = 100$ мм приварено до стінки двома кутовими швами (рис. 10.7). На пластину діє сила $F_2 = 6000 \text{ Н}$. Визначити необхідну величину катета зварного шва, якщо допустиме напруження зрізу для зварного шва дорівнює $[\tau]_{\text{зр}}' = 60$ МПа.

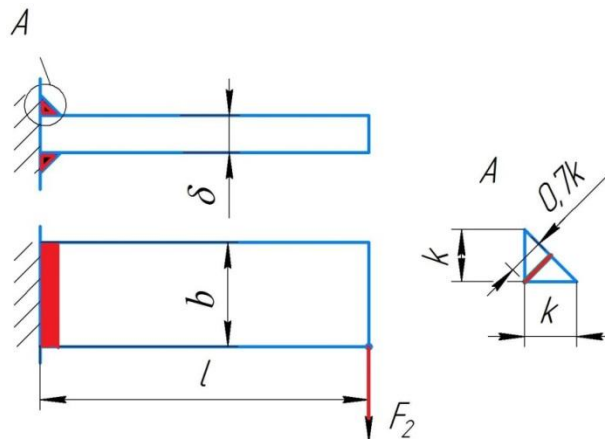


Рисунок 10.8

11 ОСНОВИ ПОБУДОВИ СИСТЕМИ ДОПУСКІВ І ПОСАДОК ГЛАДКИХ З'ЄДНАНЬ ТА ВИБІР ЇХНІХ ПОСАДОК

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
11.1. Поняття про системи допусків і посадок і їхнє призначення	[10,с. 19–24]	[11,с. 8–23]
11.2. Основні положення єдиної системи допусків і посадок (ЄСДП) гладких з'єднань		

Контрольні питання

1. Зміст понять: розміри номінальні, дійсні, граничні, допуск і поле допуску. Граничні відхилення, зазор, натяг, допуск посадки.
2. Застосування системи отвору й вала.
3. Основні відхилення: позначення, розташування відносно нульової лінії.
4. Три групи посадок: характеристики, основні відхилення (букви латинського алфавіту) для утворення полів допусків цих груп посадок (приклади).
5. Квалітет точності: кількість, позначення, призначення.
6. Проставлення розмірів, граничних відхилень на детальних креслениках і посадок на складальних креслениках.

Тести

Тест 1. Перехідні з'єднання – це з'єднання...

Варіанти відповідей: із вільним взаємним переміщенням деталей, які мають гарантований зазор; у процесі роботи яких отвір і вал відносно не переміщуються, що забезпечується гарантованим натягом чи застосуванням додаткових деталей; у яких центрування деталей забезпечується наявністю невеликих зазорів чи натягів, а взаємне переміщення обмежується додатковими деталями; що здійснюють перехід від нерухомого до рухомого стану у процесі роботи механізму.

Тест 2. У запису $\varnothing 56 H8/d8$ що є полем допуску вала?

Варіанти відповідей: d ; $H8$; $d8$

12 ОСНОВИ ПОБУДОВИ СИСТЕМИ ДОПУСКІВ І ВИБІР ПОСАДОК ТИПОВИХ З'ЄДНАНЬ ВИРОБІВ ТА ЇХ НОРМУВАННЯ В КРЕСЛЕНИКАХ

<http://moodle.dgma.donetsk.ua/course/view.php?id=1556>

Лекції	Практичні заняття	Лабораторно-практичні роботи
Зміст	Посилання на літературу	
1. Вибір посадок підшипників кочення	[10,с. 83–86]	[11,с. 272–295]
2. Особливості системи допусків і посадок підшипників кочення		
3. Особливості призначення посадок шліцьових з'єднань	[10,с. 88–92]	[11,с. 232–254]
4. Особливості призначення посадок шпонкових з'єднань		

Контрольні питання

1. Перерахувати класи точності підшипників кочення за ГОСТ 520-89. Що впливає на призначення класу точності підшипників?
2. Особливості розташування полів допусків на діаметри посадочних поверхонь кілець підшипників кочення.
3. Які фактори визначають вибір посадки підшипників на валу і в корпусі?
4. Як позначаються посадки підшипників кочення на креслениках (прикладі)?
5. Як призначають номінальні розміри шпонки і ширини шпонкових пазів на валі і в отворі?
6. Як задають варіанти посадок при вільному, нормальному і щільному видах з'єднань по ширині шпонки?
7. Визначення полів допусків для розмірів t_1 , $(d + t_2)$ і $(d - t_1)$.
8. Які поля допусків передбачені ГОСТ 26360-78 на висоту шпонки, довжину шпонки?
9. Оформлення робочих креслень втулки, вала, з'єднань (поперечні та поздовжні перерізи), що мають призматичну шпонку.
10. Фактори, що впливають на вибір методу центрування шліцьового з'єднання.

11. Записати і розшифрувати умовне позначення прямобічного шліцьового з'єднання при центруванні по D , по d або по b (приклади).

12. Дати схеми розташування полів допусків для посадок прямобічних шліцьових з'єднань при центруванні по D, d, b (приклади).

13. Особливості призначення посадок по не центруючим діаметрам шліцьового з'єднання відповідно до ЄСКД. Особливості оформлення креслеників шліцьових з'єднань, шліцьових деталей.

Тести

Тест 1. Поля допусків у спряженні «шпонка – паз вала (втулки)» рекомендують у залежності від ...

Варіанти відповідей: ширини допуску; виду з'єднання; типу виробництва; висоти допуску.

Тест 2. Для шліцьового з'єднання

$$D - 10 \times 92 \ H7/e8 \times 98 \ H12/a11 \times 14 \ D9/e8$$

центрування відбувається за ...

Варіанти відповідей: внутрішнім діаметром; боковою поверхнею зубця; висотою зубця; зовнішнім діаметром.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Деталі машин : підручник / А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко [та ін.]. – Київ : Агроосвіта, 2013. – 448 с.
2. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. / І. І. Мархель. – Київ : Алерта, 2017. – 368 с.
3. Павлище, В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – К. : Вища школа, 1993. – 556 с.
4. Карнаух, С. Г. Конспект лекцій з дисципліни «Деталі машин» / С. Г. Карнаух, М. Г. Таровик. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 252 с. – ISBN 978-966-379-843-1.
5. Збірник задач із дисципліни «Деталі машин». Частина 1 / [укл.: Карнаух С. Г., Таровик М. Г.]. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 100 с.
6. Машинні вали і підшипники кочення / [укл.: Карнаух С. Г., Таровик М. Г.]. – Краматорськ : ДДМА, 2019. – 85 с.
7. Збірник задач з дисципліни «Деталі машин». Частина 3 / [укл. : Карнаух С. Г., Чумаченко А. В.]. – Краматорськ : ДДМА, 2005. – 36 с. (перезатверджено на методичному семінарі каф. ОПМ, протокол № 5 від 26.01.16).
8. Методичні вказівки до самостійної роботи студентів при підготовці до виконання лабораторних робіт з дисциплін: «Деталі машин», «Деталі машин і основи взаємозамінності» (для студентів спеціальностей: 131,133) / уклад. : С. Г. Карнаух. – Краматорськ : ДДМА, 2018. – 53 с.
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.
10. Взаємозамінність, стандартизація та технічні вимірювання. Конспект лекцій для студентів всіх спеціальностей галузі знань «Механічна інженерія» всіх форм навчання. / Укл. А. П. Мартинов. — Краматорськ : ДДМА, 2019. — 170 с.
11. Карнаух С. Г. Розробка креслень деталей і складальних одиниць : довідковий методичний посібник при роботі над курсовими та дипломними проектами / С. Г. Карнаух, Т. О. Кулік. – Краматорск : ДГМА, 2024. – 150 с. (ISBN 996-7851-21-4, гриф надано Міністерством освіти і науки України (Лист № 14/18.2-1084 від 23.06.03)).

Навчальне видання

КАРНАУХ Сергій Григорович,
ЧОСТА Наталія Вікторівна

**«ДЕТАЛІ МАШИН, ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ
ТА ОСНОВИ ВЗАЄМОЗАМІННОСТІ»**

Навчальний посібник

**для самостійної роботи над дистанційним курсом
у середовищі MOODLE DDMA**

для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

Редактор О. О. Дудченко

12/2022. Формат 60 x 84/16. Ум. друк. арк. 8,14.
Обл.-вид. арк. 6,36. Тираж 100 пр. Зам. № 17.

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